

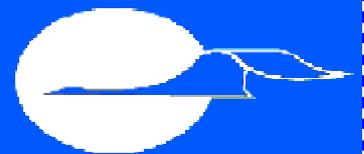
ВЕСТНИК

Самарского
государственного
аэрокосмического
университета
имени академика
С. П. Королева

2006

2

часть 2



СО ДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ОБРАЗЦОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР <i>А.М. Жижкин</i>	15
ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КАПЕЛЬ ФАКЕЛА ЖИДКОСТИ С НАГРЕТЫМИ ГРАНУЛИРОВАННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ <i>В.Е. Нигодюк, А.Ю. Лыкин</i>	19
ОПТОВОЛОКОННЫЕ СИСТЕМЫ ИНИЦИИРОВАНИЯ ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ <i>В.И. Мордасов, В.В. Пойлов, Г.А. Галимова, М.Р. Хайрутдинов</i>	23
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЛАЗЕРНОЙ ПОДСВЕТКИ ДЛЯ ОБНАРУЖЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ ОБЪЕКТОВ <i>В.И. Мордасов, В.И. Кузнецов, Н.А. Сазонникова</i>	27
НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ФОРСУНОК ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ <i>В.А. Звягинцев, Б.К. Зувев, Ю.Д. Лысенко</i>	32
МАТРИЧНЫЙ АНАЛИЗ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЕМ <i>А.В. Волгин, Г.Е. Белашевский</i>	36
МЕТОДОЛОГИЯ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АВИАЦИОННЫХ ГТД <i>Д.А. Ахмедзянов, Е.С. Власова, А.Е. Кишалов</i>	41
ЛАЗЕРНАЯ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ БЫСТРОПРОТЕКАЮЩИХ ПРОЦЕССОВ <i>Н.И. Лаптев, В.И. Мордасов, В.В. Пойлов, Г.А. Галимова, М.Р. Хайрутдинов</i>	45
ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЛАЗЕРНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ С ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ ВЕЩЕСТВАМИ <i>Н.А. Сазонникова, В.В. Пойлов, Г.А. Галимова, М.Р. Хайрутдинов</i>	50
ТЕРМОСТАБИЛЬНЫЙ ДАТЧИК ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГТД <i>Н.И. Лиманова</i>	55
СОПЛО С ЭФФЕКТОМ “ПАМЯТИ” ДЛЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ <i>Н.И. Лиманова, Р.А. Диденко, И.А. Лиманов, А.В. Чирков, П.А. Шишкин</i>	59
ПОМЕХОУСТОЙЧИВЫЙ БЕСКОНТАКТНЫЙ ОПТОЭЛЕКТРОННЫЙ ДАТЧИК ПОЛОЖЕНИЯ ДЛЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ УРОВНЯ ВИБРАЦИЙ <i>Н.И. Лиманова</i>	62
АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА И АНАЛИЗА ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ <i>И.Н. Крупенич, В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин, А.Ю. Ткаченко</i>	66
МЕТОД СОГЛАСОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ТРДД <i>И.Н. Крупенич, В.С. Кузьмичев</i>	73

ВАРИАНТНОЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРА АВИАЦИОННЫХ ГТД	
<i>И.Н. Крупенич, В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин</i>	76
МЕТОД ОПТИМИЗАЦИИ ПРОГРАММ УПРАВЛЕНИЯ ГТД ПО КРИТЕРИЯМ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА	
<i>В.С. Кузьмичев, А.Ю. Ткаченко</i>	82
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КРИТЕРИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ	
<i>В.А. Кирпичев</i>	87
ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ТОНКОСТЕННЫХ ДИСКОВ ПОСЛЕ УПРОЧНЕНИЯ МЕТОДОМ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ	
<i>С.А. Букатый, А.П. Кондратов, А.С. Букатый</i>	91
РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИО- НАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ОБРАБОТКИ НА ОПЕРАЦИЯХ АЛМАЗНОГО ВЫГЛА- ЖИВАНИЯ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ	
<i>С.Ю. Сидоров, Д.Л. Скуратов</i>	96
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЖИДКОСТЕЙ С ВЫСОКОЙ ПОГЛОЩАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ В ПЛАСТИНЧАТЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРАХ	
<i>Д.Г. Громаковский, Ю.К. Пономарев, Л.В. Кудюров, Б.М. Силаев, А.С. Котов, С.В. Шигин</i>	101
ТРЕНИЕ И РЕСУРС ШАРНИРНЫХ СФЕРИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ, РАБОТАЮЩИХ БЕЗ СМАЗКИ	
<i>Ю.Н. Дроздов, В.А. Надеин, В.Н. Пучков, М.В. Пучков</i>	105
МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ САМОВАКУУМИ- РУЮЩЕЙСЯ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ И ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОГО ПОТОКА	
<i>Т.С. Дорофеева</i>	109
СИСТЕМА ИНФОРМАЦИОННОЙ ПОДДЕРЖКИ НАДЕЖНОСТИ СЕРИЙНЫХ АВИАЦИОННЫХ ГТД	
<i>С.В. Сарычев, Н.Г. Логинова</i>	113
О ВОЗМОЖНОСТИ РАЗРАБОТКИ АБСОЛЮТНО УСТОЙЧИВЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ (НОВЫЙ ПРИНЦИП УПРАВЛЕНИЯ)	
<i>В.В. Червонюк</i>	119
ИНДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВУХВАЛЬНОГО ГТД	
<i>В.С. Габдуллин, Х.С. Гумеров, В.П. Алаторцев</i>	124
ПЛАНИРОВАНИЕ МНОГОФАКТОРНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ПРИ ИССЛЕ- ДОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД	
<i>А.С. Гишваров, А.В. Зырянов, Е. А. Могильницкий, Г.К. Агеев</i>	127
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРСУНОЧНЫХ МОДУЛЕЙ	
<i>А.Ю. Васильев, А.И. Майорова, А.А. Свириденков, В.И. Ягодкин</i>	131
РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КАПЕЛЬНО-ЖИДКОГО И ПАРООБРАЗНОГО ТОПЛИВА В ТРЕХЪЯРУСНОМ МОДУЛЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ	
<i>В.В. Третьяков</i>	136

ОБОСНОВАНИЕ КРИТЕРИЕВ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСКОРЕННЫХ СОВМЕЩЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ АВИАЦИОННЫХ ГТД	142
<i>С.М. Минигалеев</i>	
ВЛИЯНИЕ СКОРОСТНОГО НАПОРА НА СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ В КОМПРЕССОРЕ	146
<i>В.И. Кузнецов</i>	
АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ИСПЫТАНИЙ УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО СТЕНДА ЖРДМТ	150
<i>А.В. Лапшин, Е.А. Лапшин, В.Е. Нигодюк, С.А. Старостенко</i>	
АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ УЧЕБНО- ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ТРДД АИ-25	155
<i>С.К. Бочкарев, В.А. Григорьев, А.В. Лапшин, Ю.С. Ивашин</i>	
ВОЗБУЖДЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ПРИ ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДА	161
<i>Е.В. Шахматов, А.Б. Прокофьев, Т.Б.Миронова</i>	
ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРИАЛА МР	165
<i>А.А. Иголкин, Е.А. Изжеуров, Цзян Хунюань, Уо Гоучи</i>	
КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗВУКОПОГЛО- ЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ (ЗПК) КАНАЛА ВОЗДУХОЗАБОРНИКА ДВИГАТЕЛЯ НК-93	170
<i>Д.Г. Федорченко, В.И. Максименков, М.В. Молод, В.А. Чистяков, Н.В.Назаров</i>	
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ЭЛЕМЕНТАХ ИЗ МАТЕРИАЛА МР	173
<i>А.М. Жижкин</i>	
РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ФОРМИРОВАНИЯ И УТВЕРЖДЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ В СКВОЗНОМ КУРСОВОМ КОМПЬЮТЕРНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГТД	177
<i>М.Е. Проданов, А.Ю. Цой</i>	
РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ ХРАНИЛИЩА ДАННЫХ О ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ	183
<i>М.Е. Проданов, А.Ю. Цой</i>	
НК-37-1 С КАМЕРОЙ ДОЖИГАНИЯ ПЕРЕД СИЛОВОЙ ТУРБИНОЙ – НАИБОЛЕЕ ЭФФЕКТИВНЫЙ ТИП ГТУ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЭЦ	189
<i>В.А. Никишин, Л.И. Пешков, Л.П. Шелудько</i>	
АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ПУЛЬСИРУЮЩЕГО РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ, ПРЕДНАЗНАЧЕННОГО ДЛЯ РАЗГОНА ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА ДО ЧИСЛА МАХА $M = 0,9...1,2$	194
<i>В.И. Панченко, А.В. Борисоглебский</i>	
ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКОГО ЖЕЛЕЗ- НЕНИЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ	200
<i>Д.Г. Громаковский, А.Н. Ганин, А.И. Потаткин, С.В. Шигин, В.А. Николаев, В.И.Хаустов</i>	
КИНЕТИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ И РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ, ДЕФОРМИРУЕМЫХ ТРЕНИЕМ	204
<i>И.Д. Ибатуллин</i>	
РАЗРАБОТКА МЕТОДИК И СРЕДСТВ СКЛЕРОМЕТРИЧЕСКОЙ ОЦЕНКИ АКТИВАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ	210
<i>И.Д. Ибатуллин, Д.Г. Громаковский, В.Е. Барынкин</i>	

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КИНЕТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УСТАЛОСТНОГО ИЗНАШИВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ	
<i>И.Д. Ибатуллин, Д.Г. Громаковский, А.Г.Ковшов</i>	217
ДИНАМИЧЕСКИЙ ПОДХОД К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ В СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫХ УПРУГИХ СИСТЕМАХ НА ПРИМЕРЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	
<i>М.И. Курушин, А.М. Курушин</i>	223
КИНЕТИКА УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ТВЕРДЫХ СПЛАВОВ	
<i>Н.С. Нассиф, И.Д. Ибатуллин</i>	228
СТЕНД И МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ЗУБКОВ БУРОВЫХ ДОЛОТ НА УДАРНУЮ СТОЙКОСТЬ	
<i>Н.С. Нассиф, Р.М. Богомолов, И.Д. Ибатуллин, В.И. Кремлев</i>	234
СТЕНД И МЕТОДИКИ ИСПЫТАНИЙ ОПОР ШАРОШЕЧНЫХ БУРОВЫХ ДОЛОТ	
<i>Н.С. Нассиф, И.Д. Ибатуллин, В.И. Кремлев, В.Е. Барынкин</i>	240
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОГРЕССИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЛАЗЕРНОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ДВИГАТЕЛЕЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК	
<i>С.П. Мурзин</i>	245
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ЛАЗЕРНОЙ ОБРАБОТКОЙ	
<i>С.П. Мурзин, В.И. Артюшина</i>	250
ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ДАННЫХ О ПОДШИПНИКАХ В ИНФОРМАЦИОННОМ ПОЛЕ ГТД	
<i>В.Б. Жарский, В.А. Зрелов, В.В. Макачук, М.Е. Проданов</i>	255
ВНЕДРЕНИЕ СОПЛОВОГО НАСАДКА РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ИЗ УГЛЕРОД-УГЛЕРОДНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА НА КАМЕРУ МАРШЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ 11Д58М РАЗГОННОГО БЛОКА ДМ-SL	
<i>А.В. Межевов, В.И. Скоромнов, А.В. Козлов, Н.Н. Тулицын, В.Г. Хаспеков</i>	260
МЕТОДИКА РЕГРЕССИОННОГО АНАЛИЗА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И РАСЧЕТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СОПЛОВЫХ АППАРАТОВ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ МИКРОТУРБИН	
<i>И.Б. Дмитриева, В.Н. Матвеев, С.А. Нечитайло</i>	265
МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ И РАСХОДА ГАЗА В ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ЦЕПИ ДИАФРАГМЕННОГО РАСХОДОМЕРА	
<i>А.Г. Гимадиев, А.А. Игонин, В.Н. Илюхин</i>	270
КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБЪЕКТОВ ПРИ РЕКОНСТРУКЦИИ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ООО «САМАРАТРАНСГАЗ»	
<i>О.А. Степаненко, С.Д. Медведев</i>	276
ПУТИ РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОГРАММЫ РЕКОНСТРУКЦИИ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ООО «САМАРАТРАНСГАЗ»	
<i>С.Д. Медведев</i>	280

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ ЭКВИВАЛЕНТНОГО НАГРУЖЕНИЯ СТАНДАРТНЫХ ГЛАДКИХ ОБРАЗЦОВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАЛОЦИКЛОВОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГТД	
<i>А.М. Портер, Г.П. Матвеев, С.А. Букатый, А.Л. Хохрин</i>	286
О МЕХАНИКЕ КОНТАКТА В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ	
<i>О.М. Беломытцев</i>	291
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОГРАММ УПРАВЛЕНИЯ ГТД	
<i>В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин, А.Ю. Ткаченко</i>	297
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АЗИМУТАЛЬНОЙ ОРИЕНТАЦИИ МОНОКРИСТАЛЛА НА ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ	
<i>А.Н. Петухов, Е.Р. Голубовский, К.А. Басов</i>	301
АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ОБРАЗЦАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ	
<i>С.А. Букатый, А.С. Букатый</i>	307
СВОЙСТВА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ НИЗКОУГЛЕРОДИСТОЙ СТАЛИ 08Ю	
<i>Т.В. Хайруллин, В.И. Столбов</i>	311
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МКЭ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА КЛАССИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ	
<i>А.Г. Терешко, М.К. Леонтьев</i>	315
МЕТОД РАСЧЕТА ПРЕДЕЛЬНЫХ ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ В ЗОНЕ УГЛОВОГО КОНЦЕНТРАТОРА	
<i>А.Н. Шацкий, Я.Ю. Григорьев, О.В. Патлина</i>	319
РЕАЛИЗАЦИЯ СТРУКТУРНОГО И ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО СПОСОБОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГТД	
<i>С.С. Ганжа, М.Е. Проданов</i>	323
ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВИАЦИОННОГО ГТД В СРЕДЕ PDM	
<i>С.С. Ганжа, М.Е. Проданов</i>	326
МОДЕЛЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ОРГАНИЗАЦИЙ АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ РОССИИ	
<i>В.А. Зрелов, М.Е. Проданов, С.А. Шустов</i>	331
РАСЧЕТ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ С УЧЕТОМ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ УПРУГИХ СИСТЕМ	
<i>М.И. Курушин, А. М. Курушин</i>	334
КАПИЛЛЯРНЫЙ НАПОР В ТОНКОСТЕННЫХ ИЗДЕЛИЯХ ИЗ МАТЕРИАЛА МР	
<i>А.М. Жижкин</i>	340
МОДЕЛЬ СТРУКТУРНО - ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА СТАДИИ ЕГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ	
<i>Д.Л. Скуратов, С.Ю. Сидоров</i>	343
СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ «ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ» БАНДАЖНОЙ ПОЛКИ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ В Д ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ТВВД	
<i>Ю.Г. Горелов, В.Ф. Казуров, Н.И. Михайлов</i>	347

ИМПУЛЬСНЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕДОРАСШИРЕННЫХ ДВУХФАЗНЫХ СТРУЙ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ <i>А.Н. Первышин, Е.А. Буланова</i>	352
АВТОМАТИЗАЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ЛОПАТОК ОСЕВЫХ ТУРБОМАШИН <i>И.Б. Дмитриева, В.А. Камынин</i>	358
ПОИСКОВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ СОЗДАНИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ ВИХРЕВОГО ПРОТИВОТОЧНОГО ТИПА <i>Н.Н. Новиков, И.Н. Новиков</i>	364
ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ ВИХРЕВОГО ПРОТИВОТОЧНОГО ТИПА В ГТУ, РАБОТАЮЩИХ НА НЕТРАДИЦИОННОМ ТОПЛИВЕ <i>И.Н. Новиков</i>	368
РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОШЕННОЙ СО СТОРОНЫ КОРЫТЦА ВЫХОДНОЙ КРОМКИ ЛОПАТКИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ НА ПРОФИЛЬНЫЕ ПОТЕРИ В НЕОХЛАЖДАЕМОМ ЛОПАТОЧНОМ ВЕНЦЕ <i>О.В. Батурин, В.Н. Матвеев</i>	371
ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССА КАК КРИТЕРИЙ ОПТИМИЗАЦИИ <i>В.А. Зубков, Д.Л. Скуратов, В.Н. Трусов</i>	375
ДИНАМИКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ШТИФТОВЫМИ СОЕДИНЕНИЯМИ <i>М.И. Курушин, А.М. Курушин</i>	378

CONTENTS

TECHNICAL SCIENCES

EXPERT RESEARCH OF EFFECTIVE THERMAL CONDUCTIVITY OF SAMPLES MADE FROM MATERIAL MR <i>A.M. Zhizhkin</i>	15
INTERACTION OF DROPS OF A PLUME OF A LIQUID WITH HEATED GRANULOUS UNITS <i>V.E. Nigoduk, A.U. Lykin</i>	19
THE OPTICAL FIBER SYSTEMS FOR INITIATION OF HIGH-ENERGY MATERIALS <i>V.I. Mordasov, V.V. Poylov, G.A. Galimova, M.R. Hayrutdinov</i>	23
THE IMPLEMENTATION OF LASER ILLUMINATION FOR MOVABLE OBJECTS LOCATION <i>V.I. Mordasov, V.I. Kuznetsov, N.A. Sazonnikova</i>	27
WAYS OF THE DIRECTION OF PERFECTION OF ELECTROMAGNETIC ATOMIZERS FOR ENGINES OF AUTOMOBILES <i>V.A. Zvjagintsev, B.K. Zuev, J.D. Lysenko</i>	32
MATRIX ANALYSIS IN ENTERPRISE EXECUTIVE SYSTEM <i>A.V. Volgin, G.E. Belachewskij</i>	36
SIMULATION TECHNOLOGY OF NOT PUT IN ORDER CONDITIONS OF AVIATION GTE <i>D.A. Achmedzjanov, E.S. Vlasova, A.E. Kishalov</i>	41
THE LASER INFORMATION MEASUREMENT SYSTEM FOR INVESTIGATION OF HIGH-SPEED PROCESSES <i>N.I. Laptev, V.I. Mordasov, V.V. Poylov, G.A. Galimova, M.R. Hayrutdinov</i>	45
THE INVESTIGATION OF ENERGY CONSUMPTION AT THE INTERACTION OF LASER EMISSION WITH HIGH ENERGY MATERIALS <i>N.A. Sazonnikova, V.V. Poylov, G.A. Galimova, M.R. Hayrutdinov</i>	50
HIGH TEMPERATURE PRESSURE SENSOR FOR ENGINE WORKING PROCESSES CONTROL <i>N.I. Limanova</i>	55
NOZZLE WITH A PROPERTY OF SHAPE MEMORY <i>N.I. Limanova, R.A. Didenko, I.A. Limanov, A.V. Chirkov, P.A. Shishkin</i>	59
INDEPENDENT FROM DESTABILIZING FACTORS INFLUENCE CONTACTLESS OPTIC SENSOR FOR POSITION AND VIBRATION MEASUREMENTS IN AUTOMATIC SYSTEMS <i>N.I. Limanova</i>	62
AUTOMATED SYSTEM OF GAS TURBINE ENGINES TERMOGAZDYNAMIC CALCULATION AND ANALYSIS <i>I.N. Crupenitch, V.S. Kuzmitchev, V.V. Kulagin, A.Ju. Tkatchenko</i>	66
THE METHOD OF BYPASS ENGINES TURBOCOMPRESSORS STRUCTURAL-GEOMETRIC PARAMETERS MATCHING <i>I.N. Krupenich, V.S. Kuzmichev</i>	73

AUTOMATED VARIANT AIRCRAFT GTE TURBOCOMPRESSOR FLOW PATH DESIGNING	
<i>I.N. Krupenich, V.S. Kuzmichev, V.V. Kulagin</i>	76
METHOD OF GAS TURBINE ENGINE CONTROL PROGRAM AND LAW OPTIMIZATION WITH ACCORDANCE TO EFFICIENCY PARAMETERS OF AIRCRAFT	
<i>V.S. Kuzmichev, A.Y. Tkachenko</i>	82
USE OF CRITERION AVERAGE RESIDUAL STRESSES FOR FORECASTING A LIMIT OF ENDURANCE OF DETAILS AT THE INCREASED TEMPERATURE	
<i>V.A. Kirpichev</i>	87
PROGNOSTICATION OF THE TECHNOLOGICAL RESIDUAL DEFORMATIONS OF SLIM DISKS AFTER STRENGTHENING BY MEANS OF SUPERFICIAL PLASTIC STRAINING	
<i>S.A. Bukaty, A.P. Kondratov, A.S. Bukaty</i>	91
DEVELOPMENT OF MATHEMATIC MODEL FOR DETERMINATION OF RATIONAL PROCESSING ENVIRONMENTS ON DIAMOND BURNISHING OPERATIONS USED FOR MANUFACTURING PARTS OF AEROSPACE TECHNICS	
<i>S.U. Sidorov, D.L. Skuratov</i>	96
USING OF THE LIQUIDS WITH THE HIGH ABSORBING ABILITY IN LAMELLAR VIBRATION ISOLATORS	
<i>D.G. Gromakovsky, Yu.K. Ponomarjov, L.V. Kudjurov, B.M. Silaev, A.S. Kotov, S.V. Shigin</i>	101
FRICITION AND RESOURCE OF ARTICULATE SPHERICAL BEARINGS WORKING WITHOUT LUBRICATION	
<i>Yu.N. Drozdov, V.A. Nadein, V.N. Putschkov, M.V. Putschkov</i>	105
THE METHOD OF RESEARCH OF GEOMETRICAL PARAMETERS OF A VAKUUM VORTICAL PIPE AND PARAMETERS OF A GAS STREAM	
<i>T.S. Dorofeeva</i>	109
THE INFORMATION SYSTEM AIMED AT SUPPORTING THE RELIABILITY OF AVIATION GAS-TURBINE ENGINES	
<i>S.V. Sarychev, N.G. Loginova</i>	113
ABOUT POSSIBILITY OF THE DEVELOPMENT ABSOLUTELY STABLE SYSTEMS OF CONTROL (NEW PRINCIPLE OF CONTROL)	
<i>V.V. Chervonyuk</i>	119
IDENTIFICATION OF MATHEMATICAL MODEL TWO SPOOL GAS-TURBINE ENGINE	
<i>V.S. Gabdullin, H.S. Gumerov, V.P. Alatorsev</i>	124
PLANNING OF MULTIFAKTORIAL EXPERIMENTS AT RESEARCH OF DYNAMIC PROCESSES AVIATION ENGINES	
<i>A.S. Gishvarov, A.V. Zyrianov, E.A. Mogilnitskiy, G.K. Ageev</i>	127
DESIGN AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF COMBUSTORS ATOMIZING DEVICE	
<i>A.Y. Vasiliev, A.I. Maiorova, A.A. Sviridenkov, V.I. Yagodkin</i>	131
DISTRIBUTION CALCULATION OF DROPWISE – LIQUID AND VAPOROUS FUEL IN COMBUSTION CHAMBER SPRAY – TYPE COMPONENT	
<i>V.V. Tretiyakov</i>	136

SUBSTANTIATION OF PERFORMANCE CRITERIA OF ACCELERATED TESTS <i>S.M. Minigaleev</i>	142
THE INFLUENCE OF THE SPEED PRESSURE ON DEGREE OF INCREASING OF THE FULL PRESSURE IN COMPRESSOR <i>V.I. Kuznetsov</i>	146
THE CONCEPT AND THE RESULTS OF ELABORATION OF THE AUTOMATED TEST BENCH FOR TESTING THE ROCKET ENGINE <i>A.V. Lapshin, E.A. Lapshin, V.E. Nigodjuk, S.A. Starostenko</i>	150
THE AUTOMATED INFORMATIVE COMPLEX FOR TEST OPERATION OF AVIATION GAS TURBINE ENGINE <i>S.K. Bochkarev, V.A. Grigoryev, A.V. Lapshin, Yu.S. Ivashin</i>	155
EXCITATION OF PRESSURE PULSATIONS IN THE WORKING FLUID BY VIBRATION OF THE PIPELINE <i>E.V. Shakhmatov, A.B. Prokofiev, T.B. Mironova</i>	161
RESEARCH OF ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF MATERIAL MR <i>A.A. Igolkin, E.A. Izzheurov, Czyan Hunuan, Uo Gouchi</i>	165
STRUCTURAL – TECHNOLOGICAL CHARACTERISTICS OF SOUND- ABSORBING CONSTRUCTIONS OF THE ENGINE NK-93 AIR INLET DUCT <i>D.G. Fedortchenko, V.I. Macsimenkov, M.V. Molod, V.A. Tchistjakov, N.V. Nazarov</i>	170
HYDRAULIC LOSSES IN PRODUCTS FROM MATERIAL MR <i>A.M. Zhizhkin</i>	173
DEVELOPMENT OF THE TECHICAL REQUIREMENT FORMING AND VALIDATION TECHNIQUE IN THE GTE THROUGH COURSE COMPUTER DESIGNING <i>M.Ye. Prodanov, A.Yu. Tsoy</i>	177
DEVELOPMENT OF THE TECHNIQUE OF GAS TURBINE ENGINES' DATA STORAGE STRUCTURE FORMING <i>M.E. Prodanov, A.Yu. Tsoy</i>	183
NK-37-1 WITH THE CHAMBER OF CONCLUSIVE INCINERATION OF FUEL IN FRONT OF THE POWER TURBINE – THERE IS THE MOST CONVENIENT WAY OF MODERNIZATION OF ELECTRIC STATIONS <i>V.A. Nikishin, L.I. Peshkov, L.P. Sheludko</i>	189
A PERFORMANCE ANALYSIS OF THE PULSEJET INTENDED FOR AIRCRAFT ACCELERATION UP TO MACH NUMBER 0,9...1,2 <i>V.I. Panchenko, A.V. Borisoglebskij</i>	194
EXPERIENCE OF USING THE TECHNOLOGY OF ELECTROLYTIC IRONING ON MANUFACTURING THE HEAVY-LOADED BEARINGS <i>D.G. Gromakovskij, A.N. Ganin, A.I. Potapkin, S.V. Shigin, B.A. Nikolaev, V.I. Haustov</i>	200
KINETIC CRITERION OF DAMAGING AND DESTRUCTION OF SURFACE LAYERS ON FRICTION <i>I.D. Ibatullin</i>	204
DEVELOPMENT OF TECHNIQUES AND MEANS OF ESTIMATING THE ACTIVATION PARAMETERS OF DESTRUCTION OF SURFACE LAYERS BY SCRATCHING METHOD <i>I.D. Ibatullin, D.G. Gromakovsky, V.E. Barynkin</i>	210

PERFECTION OF KINETIC MODEL OF FATIGUE WEARING OF SURFACES ON FRICTION	
<i>I.D. Ibatullin, D.G. Gromakovskiy, A.G. Kovshov</i>	217
THE DYNAMIC APPROACH TO THE PROBLEM SOLVING IN STATICALLY INDEFINABLE ELASTIC-SYSTEMS ON THE EXAMPLE OF THREADED CONNECTIONS	
<i>M.I. Kurushin, A.M. Kurushin</i>	223
KINETICS OF FATIGUE FAILURE OF HARD ALLOYS	
<i>N.S. Nassif, I.D. Ibatullin</i>	228
THE STAND AND METHOD OF TESTING THE HARD ARMS OF CHISELS ON SHOCK RESISTANCE	
<i>N.S. Nassif, R.M. Bogomolov, I.D. Ibatullin, V.I. Kremlev</i>	234
KINETICS OF FATIGUE FAILURE OF HARD ALLOYS	
<i>N.S. Nassif, I.D. Ibatullin, V.I. Kremlev, V.E. Barynkin</i>	240
DESIGNING OF PROGRESSIVE TECHNOLOGICAL PROCESSES OF LASER PROCESSING OF DETAILS BY MANUFACTURE OF ENGINES AND POWER INSTALLATIONS	
<i>S.P. Murzin</i>	245
TECHNOLOGICAL METHOD OF INCREASE OF OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF DETAILS OF ENGINES AND POWER INSTALLATIONS BY LASER PROCESSING	
<i>S.P. Murzin, V.I. Artjushina</i>	250
FORMING OF BEARINGS' DATA STRUCTURE IN GTE INFORMATION SPHERE	
<i>V.B. Zharsky, V.A. Zrelov, V.V. Makarchuk, M.E. Prodanov</i>	255
INSTALLATION OF A RADIATION-COOLED NOZZLE OF A CARBON-CARBONIC COMPOSITE MATERIAL TO THE COMBUSTION CHAMBER OF MAIN ENGINE 11Д58М РБ ДМ-SL	
<i>A.V. Mezhevov, V.I. Skoromnov, A.V. Kozlov, N.N. Tupitsin, V.G. Khaskekov</i>	260
METHOD OF REGRESSIVE ANALYSIS OF EXPERIMENTAL AND CALCULATION CHARACTERISTICS OF CENTRIPETAL MICROTURBINES NOZZLE APPARATUS	
<i>I.B. Dmitrieva, V.N. Matveev, S.A. Nechitaylo</i>	265
DETERMINATION OF THE GAS FLOW AND PRESSURE PULSATIONS ON THE INPUT OF ORIFICE PLATE FLOWMETER'S MEASURING GAS CIRCUIT	
<i>A.G. Gimadiyev, A.A. Igonin, V.N. Ilyukhin</i>	270
ASSESSMENT CRITERIA OF OBJECTS TECHNICAL STATUS IN VIEW OF RECONSTRUCTION OF GAS-TRANSPORT SYSTEM OF LIMITED COMPANY "SAMARATRANS GAS"	
<i>O.A. Stepanenko, S.D. Medvedev</i>	276
WAYS OF IMPLEMENTATION OF THE RECONSTRUCTION PROGRAM OF LIMITED COMPANY "SAMARATRANS GAS"	
<i>S.D. Medvedev</i>	280
ON SELECTION OF EQUIVALENT LOADING OF STANDARD SMOOTH SPECIMENS FOR DETERMINING LOW-CYCLE DURABILITY OF GAS-TURBINE ENGINE MAJOR COMPONENTS	
<i>A.M. Porter, G.P. Matveyenko, S.A. Bukatyi, A.L. Khokhrin</i>	286

ABOUT THE MECHANICS OF THE CONTACT IN A CYLINDRICAL ROLLER BEARING	
<i>O.M. Belomyttsev</i>	291
PERFECTION OF OPERATIONAL CHARACTERISTICS CALCULATION TECHNIQUES FOR THE DECISION OF TASK OF GAS TURBINE ENGINE CONTROL PROGRAM OPTIMIZATION	
<i>V.S. Kuzmichev, V.V. Kulagin, A.Yu. Tkachenko</i>	297
RESEARCH OF INFLUENCE OF AZIMUTHAL ORIENTATION OF MONOCRYSTAL ON FREQUENCY CHARACTERISTICS AND FORMS OF OSCILLATIONS	
<i>A.H. Petukhov, E.R. Golubovskiy, K.A. Basov</i>	301
AUTOMATICAL SYSTEM FOR DETERMINATION THE RESIDUAL TENSIONS IN THE SEGMENTS OF COMPLEX FORMS	
<i>S.A. Bukaty, A.S. Bukaty</i>	307
PROPERTIES OF THE LOW-CARBON STEEL 08AL WELDS	
<i>T.V. Khairullin, V.I. Stolbov</i>	311
APPLICATION OF THE FINITE-ELEMENT METHOD (FEM) TO SPECIFY DESIGN MODEL WHEN DEFINING ROTOR CRITICAL SPEEDS BY CLASSICAL METHODS	
<i>A.G. Tereshko, M.K. Leontiev</i>	315
CALCULATION METHOD OF LIMITING PLASTIC STRAINS IN THE ANGULAR CONCENTRATOR ZONE	
<i>A.N. Shatskij, Y.U. Grigoriev, O.V. Patlina</i>	319
REALIZATION OF STRUCTURAL AND OBJECT-ORIENTED WAYS OF DESIGNING OF GTE	
<i>S.S. Ganzha, M.E. Prodanov</i>	323
DESIGNING OF AIRCRAFT GTE IN PDM ENVIRONMENT	
<i>S.S. Ganzha, M.E. Prodanov</i>	326
RUSSIAN AVIATION ENGINES' MANUFACTURING ORGANIZATIONS COOPERATION MODEL	
<i>V.A. Zrellov, M.E. Prodanov, S.A. Shustov</i>	331
CALCULATION ON LONGEVITY AND STRENGTH OF MACHINE COMPONENTS AT NON-STATIONARY REGIMES OF THE LOADING IN VIEW OF TORSION OSCILLATIONS OF ELASTIC-SYSTEMS	
<i>M.I. Kurushin, A.M. Kurushin</i>	334
THE CAPILLARY HEAD IN POROUS PRODUCTS FROM MATERIAL MR	
<i>A.M. Zhizhkin</i>	340
THE MODEL OF STRUCTURALLY-PARAMETRICAL OPTIMIZATION OF THE TECHNOLOGICAL PROCESS OF MECHANICAL TREATMENT DURING THE STAGE OF DESIGNING	
<i>D.L. Scuratov, S.Y. Sidorov</i>	343
THE COOLING MEANINGS FOR "GASODYNAMIC" BENDING SHROUD OF WORKING BLADE FOR A HP TURBINE FROM TURBOFAN ENGINE WITH HIGH GAS TEMPERATURE	
<i>Y.G. Gorelov, V.F. Kazurov, N.I. Mihailov</i>	347
IMPULSE & ENERGETIC CHARACTERISTICS OF INSUFFICIENTLY EXPANDED TWO-PHASE COMBUSTION-GAS STREAM	
<i>A.N. Pervishin, E.A. Bulanova</i>	352

COMPUTER-AIDED MODEL CONSTRUCTION OF TURBOMACHINE BLADES <i>I.B. Dmitrieva, V.A. Kamynin</i>	358
PREDISCOVERY IN THE FIELD OF THE WHIRLWIND REVERSE-FLOW TYPE COMBUSTION CHAMBERS MAKING <i>N.N. Novikov, I.N. Novikov</i>	364
PERSPECTIVES OF USE IN GTU OF THE WHIRLWIND REVERSE-FLOW TYPE COMBUSTION CHAMBERS, WORKING FOR NON-TRADITIONAL FUEL <i>I.N. Novikov</i>	368
CALCULATED STUDY OF INFLUENCE OF SQUINTED FORM PRESSURE SIDE OF OUTLET TRAILING EDGE OF AXIAL TURBINE VANE UPON PROJECTION LOSSES IN NON-COOLED VANE ROW <i>O.V. Baturin, V.N. Matveev</i>	371
ENERGETIC POWER AS A CRITERION OF OPTIMIZATION <i>V.A. Zubkov, D.L. Skuratov, V.N. Trusov</i>	375
DYNAMICS OF TOOTHED WHEELS WITH PIN CONNECTIONS <i>M.I. Kurushin, A.M. Kurushin</i>	378

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ОБРАЗЦОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

© 2006 А.М. Жижкин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Обоснован выбор способа экспериментального определения эффективной теплопроводности пористых образцов из материала МР. Приведены основные данные и принципиальная схема установки для исследования теплопередающих свойств изделий из МР и результаты определения теплопроводности

С помощью теоретических методов можно сравнительно быстро получить значение эффективной теплопроводности пористых материалов (в дальнейшем просто теплопроводности) для приближенных (оценочных и проектных) тепловых расчетов.

Однако структура пористых материалов весьма сложная. Создаваемые модели зачастую не отражают всех особенностей внутреннего строения. Поэтому при определении теплофизических свойств в настоящее время широко используются и экспериментальные методы, которые еще являются и критерием правильности теоретических методов расчетов.

Для экспериментального определения теплофизических коэффициентов используются стационарные и нестационарные методы исследования.

Большинство экспериментальных методов основано на наблюдении за температурным полем в теле при нагревании (охлаждении) [1].

Применительно к стационарным условиям используются закон Фурье

$$Q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} F \quad (1)$$

и дифференциальное уравнение теплопроводности для одномерного температурного поля

$$\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{k_k - 1}{r} \cdot \frac{dT}{dr} = 0 \quad (2)$$

справедливое для тел, физические свойства которых не зависят от температуры; r – текущая координата; $k_k = 1, 2, 3$ – соответственно для пластины, цилиндра и шара; n – нормаль к изотермической поверхности.

Решения дифференциальных уравнений (1) и (2) для тел простой геометрической формы при граничных условиях первого рода

позволяют найти коэффициент теплопроводности λ из соотношения

$$\lambda = \frac{Q}{T_{C1} - T_{C2}} K, \quad (3)$$

где K – коэффициент формы, который выражается зависимостями соответственно для неограниченных плоского, цилиндрического, а также шарового слоев исследуемого тел:

$$K = \frac{\delta}{F_p}; \quad K = \frac{1}{2\pi \cdot l} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1};$$

$$K = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right),$$

где $\delta = r_2 - r_1$ – толщина плоского слоя;

F_p – расчетная поверхность, нормальная к направлению теплового потока;

l – длина цилиндрического слоя;

d_1 и d_2 – соответственно внутренний и наружный диаметры цилиндрического и шарового слоев исследуемого вещества;

T_{C1}, T_{C2} – температуры на изотермических поверхностях, соответствующих этим диаметрам [1].

Стационарные методы позволяют найти из опыта значения коэффициентов теплопроводности для отдельных фиксированных значений температуры. Полная температурная зависимость строится по данным этих фиксированных значений. Поэтому стационарные методы удобны, когда температурные интервалы исследования невелики, хотя теория на область применяемых температур ограничений не накладывает.

Однако стационарные методы связаны со значительными затратами времени на подготовку необходимого теплового режима и на проведение самого опыта, необходимо применение значительного количества термпар для надежного осреднения температуры поверхности опытных образцов.

Несмотря на указанные недостатки, стационарные методы получили весьма широкое распространение, так как они позволяют использовать достаточно простые и надежные расчетные уравнения. Они обеспечивают достоверность полученных результатов и широко применялись в прошлом и в настоящее время считаются классическими [1].

Экспериментальное исследование теплопроводности образцов из материала МР проводилось с использованием метода неограниченного плоского слоя.

Исследуемый образец имел форму тонкой круглой пластины или втулки. Для создания температурного перепада по толщине пластины одна поверхность ее нагревалась, а другая – охлаждалась. С целью получения одномерного теплового потока при выборе толщины плоского образца для тел с плохой проводимостью теплоты ($\lambda < 2,3$ Вт/м·К) желательно выполнить условие:

$$\delta \leq \left(\frac{1}{7} - \frac{1}{10} \right) D,$$

где D – диаметр круглой пластины [1].

Толщины пластин имели значения в пределах 2...30 мм. При этом принимались меры к защите боковой поверхности опытного образца и нагревателя от потерь теплоты в окружающую среду. Температура горячей поверхности задавалась равной 40...80°C, а холодной – 15...25°C.

Существенным условием правильности определения коэффициента теплопроводности является отсутствие воздушных зазоров между поверхностью образца и плоскими поверхностями нагревателя и холодильника. Ошибка за счет этого контактного сопротивления может достигать 15...30% и более при толщине пластины 0,5...1,5 мм и 10...25% при толщине 1,5...3 мм.

Для экспериментального определения коэффициента теплопроводности пористых конструкций спроектирована установка, конструктивная схема которой представлена на рис. 1. Для проведения экспериментов могут быть использованы образцы цилиндрической формы.

Установка состоит из холодильника 1, герметично закрытого крышкой 2. На крышке 2 центрируется с помощью кольца 3 и за-

крывается стаканом 4 образец 5 из материала МР. Винтом 14 медный сердечник 7 крепится к втулке 8, а плоской своей поверхностью прижимается к теплоподводящей поверхности образца 5. Сердечник 7 и втулка 8 заключены в защитный стакан 9 из стали 12Х18Н10Т. На стакан 9 устанавливается сверху упор 10 для сжатия образца 5. Крышка 2 крепится к холодильнику 1 болтами 11 (4 шт.) через уплотнительную прокладку 12. Между сердечником 7 и втулкой 8 установлены основной и защитный нагреватели 15 и 13, между которыми помещена кольцевая пластина 16 из стали 12Х18Н10Т. Средняя часть втулки 8 покрыта теплоизоляционным покрытием 17. Зазор между 7 и 9 перекрывается кольцом 6. Холодильник 1 устанавливается на динамометр системы Токаря. Установка снабжается системой измерения длины образца при проведении эксперимента (на схеме условно не показана).

Образец 5 из материала МР нагреваемой поверхностью прижимается к плоской поверхности сердечника 7. Охлаждаемая поверхность образца 5 прижимается к крышке 2 холодильника 1. Стакан 4 центрирует холодильник 1 и образец 5 относительно деталей 7-10 и является теплоизолирующим элементом боковой поверхности исследуемого образца.

Определение теплового потока через образец 5 производилось путем измерения подводимой к основному нагревателю 15 электрической мощности. Для этого возможно использование амперметра и вольтметра в цепи основного нагревателя. Для измерения температуры нагреваемой поверхности образца 5 на сопрягаемой поверхности 7 зачеканивались по радиусу три термомпары из хромель-копелевой проволоки диаметром 0,2 мм. Для измерения температуры охлаждаемой поверхности образца 5 на сопрягаемой поверхности крышки 2 установлены по радиусу три термомпары.

Для предотвращения утечек тепла от основного нагревателя в атмосферу устанавливается охранный нагреватель 13. Для регулировки его работы между нагревателями 13 и 15 устанавливается кольцо 16, на поверхностях которого закреплена дифференциальная термомпара.

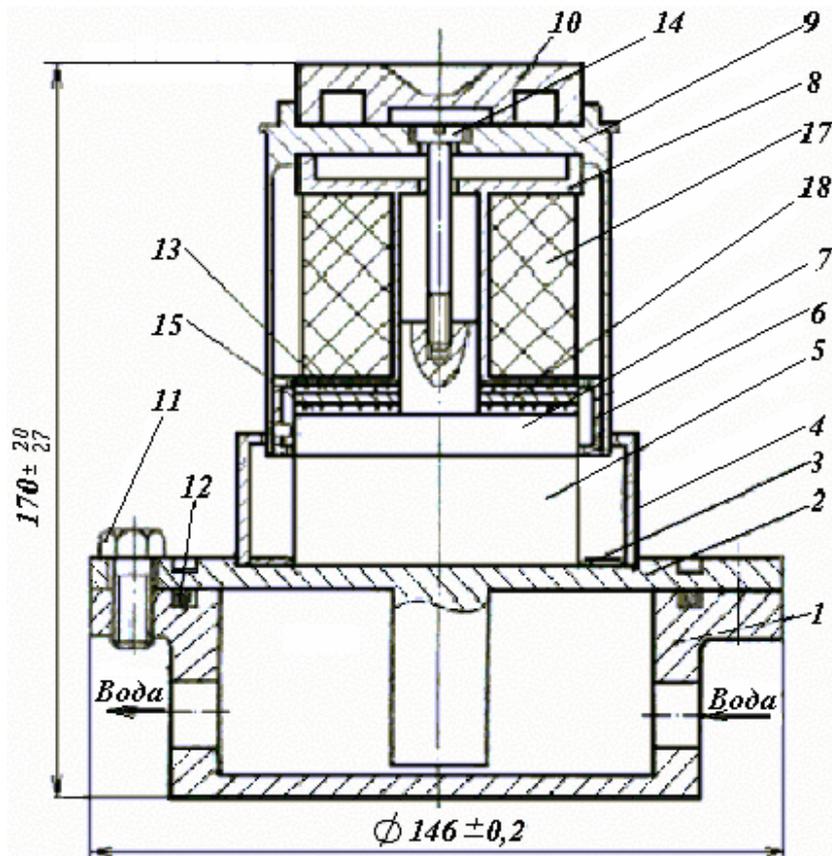


Рис. 1. Схема установки для определения коэффициента эффективной теплопроводности материала МР

Температура образца 5 зависит от подводимой тепловой мощности, которая определялась величиной напряжения, подаваемого на нагревательный элемент 15 и тока, которые подбирались экспериментально. Температура при проведении исследований изменялась от 300 до 470 К. Падение напряжения на основном нагревателе 15 измерялось вольтметром типа М1108, а тока – амперметром типа М1104. ЭДС термопар измерялись потенциометром ПП-63 (класс точности 0,05) или мостом типа ЭПП-09.

Методика проведения эксперимента состоит в следующем. На нагревательный элемент 15 подается напряжение и устанавливается соответствующий ток. Дается выдержка по времени, в течение которой устанавливается стационарный тепловой режим. Контроль за выходом на стационарный режим осуществляется по показаниям термопар на поверхностях подвода-отвода тепла сердечника 7 и крышки 2 холодильника 1.

По достижению стационарного режима фиксируется показание термопар, установленных на оси сердечника 7 и крышки 2 холодильника 1, величина тока и падение напряжения на основном нагревателе 15. Во

время проведения эксперимента охранным нагревателем задается и поддерживается с определенной точностью режим работы, при котором разность температур между поверхностями кольца 16 равна 0.

По измеренным данным вычисляется тепловая мощность, подводимая к образцу 5 и эффективный коэффициент теплопроводности по зависимости (3).

Перед проведением эксперимента по вышеприведенной методике и системе измерительных приборов производился предварительный анализ погрешностей опыта.

Количественной оценкой точности результата измерения является абсолютная и относительная погрешности измерений. Максимальная относительная погрешность измерений коэффициента теплопроводности определяется выражением

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda} = \frac{\Delta Q}{Q} + \frac{\Delta\delta}{\delta} + \frac{\Delta T_{C1} + \Delta T_{C2}}{T_{C1} - T_{C2}} + \frac{\Delta F_p}{F_p}, \quad (4)$$

где Δ – абсолютные ошибки измерений отдельных величин с помощью использованных приборов [1, 2].

Максимальная относительная погрешность определения теплопроводности образцов из материала МР в зависимости от измеряемых величин составляла $\pm 8...20\%$. На рис. 2 приведена графическая интерпретация результатов экспериментальных исследований теплопередающих свойств цилиндрических образцов из материала МР.

Результаты исследований обобщены в виде зависимости коэффициента эффективной теплопроводности от пористости цилиндрических образцов из материала МР.

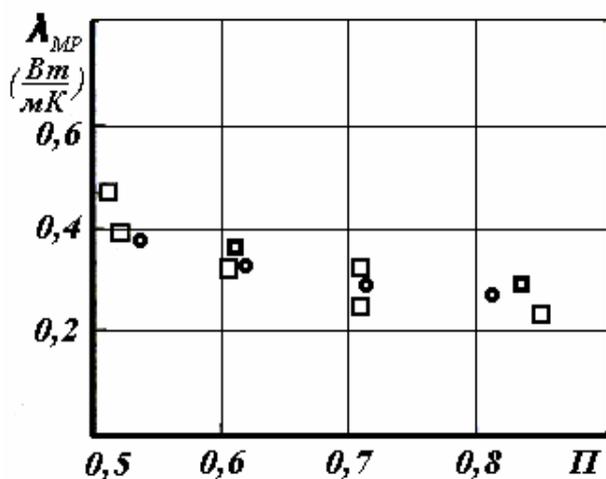


Рис. 2. Коэффициент эффективной теплопроводности МР из проволоки:
 □ - ЭИ-708А, $d = 0,09$ мм;
 ○ - X18Ni0T, $d = 0,2$ мм;

Диаметр проволок, использованных для изготовления образцов, изменялся в диапазоне 0,09...0,2 мм. При этом не было выявлено существенного влияния диаметра проволоки

на теплопроводность образцов из материала МР.

Следует отметить, что изменение теплопроводности образцов из материала МР в диапазоне изменения пористости 0,50...0,85 невелико, не превышает двух раз, тогда как теплопроводность материала проволоки составляет 14,6 Вт/мК (в 50 раз больше).

Сжатие образцов в направлении передачи тепла давлением от 8 до 100 КПа не вызывает значительного увеличения теплопроводности образцов из МР. Оно составляет не более 10...15%.

Результаты проведенных исследований послужило экспериментальным обоснованием вывода в работе [3] об определяющем влиянии на теплопередачу в материале МР взаимных контактов витков отрезков проволоочной спирали.

Список литературы

1. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.
2. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов экспериментов. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
3. Жижкин А.М., Белоусов А.И. Анализ физической картины процесса теплопередачи в материале МР // Математическое моделирование информационных процессов и систем в науке, технике и обществе: Межвуз. сб. научн. трудов. Самара. 2004. С. 43 – 52.

EXPERT RESEARCH OF EFFECTIVE THERMAL CONDUCTIVITY OF SAMPLES MADE FROM MATERIAL MR

© 2006 A.M. Zhizhkin

Samara State Aerospace University

The choice of the method for determining effective thermal conductivity of porous samples made from material MR is substantiated. Listed are basic data and principal installment diagram for research of heat-conducting properties of goods made from MR results of thermal conductivity determination.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КАПЕЛЬ ФАКЕЛА ЖИДКОСТИ С НАГРЕТЫМИ ГРАНУЛИРОВАННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

© 2006 В.Е. Нигодюк, А.Ю. Лыкин

Самарский государственный аэрокосмический университет

В статье рассматривается экспериментальное исследование взаимодействия капельного факела жидкости с нагретыми гранулированными засыпками из СВС составов для гранул различных размеров и толщин слоя. Результаты экспериментов представлены в виде зависимостей массовой доли испарённой жидкости от температуры верхнего слоя засыпки, толщины засыпки и размеров гранул.

В объектах с небольшим периодом активного функционирования, типа разгонных блоков и спускаемых аппаратов применяются двигательные установки (ДУ) систем пространственного управления с вытеснительной подачей топлива и жидкостными ракетными двигателями малой тяги (ЖРД МТ) на топливе НДМГ + АТ, работающих в импульсных режимах. Перспективным направлением совершенствования таких ДУ является использование для наддува топливных баков газогенераторных систем, при этом допустимая температура «сладкого» генераторного газа может составлять 1100...1300 К.

Исследовалась возможность создания однокомпонентных газогенераторов (ГГ), обеспечивающих разложение горючего ДУ – НДМГ. Известно, что НДМГ экзотермически разлагается с образованием газообразных продуктов разложения температурой до 1300 К. Однако, предварительно необходимо испарить горючее и прогреть пары до температуры начала активного разложения ~ 600...700 К. Очевидно, для этого необходимо иметь в камере ГГ мощный источник тепла, который, учитывая импульсный характер работы ГГ в подобных ДУ, должен обладать теплоинерционными, аккумулирующими выделяемое при разложении НДМГ тепло, свойствами.

Бала рассмотрена возможность использования в этих целях гранулированных (шарообразных) элементов из безгазовых твёрдофазных СВС (самораспространяющийся высокотемпературный синтез) составов [1], которые размещаются в виде засыпок в камере ГГ с внутренней теплозащитой.

В рамках данной работы исследовалось взаимодействие капельного факела,

создаваемого центробежной форсункой с нагретой пористо-гранулированной структурой СВС элементов состава $\text{Cr}_2\text{O}_3 + \text{Al}$. Характер протекающих при этом процессов изучался с использованием модельной жидкости – дистиллированной воды.

Схема экспериментальной установки для этих опытов представлена на рис. 1.

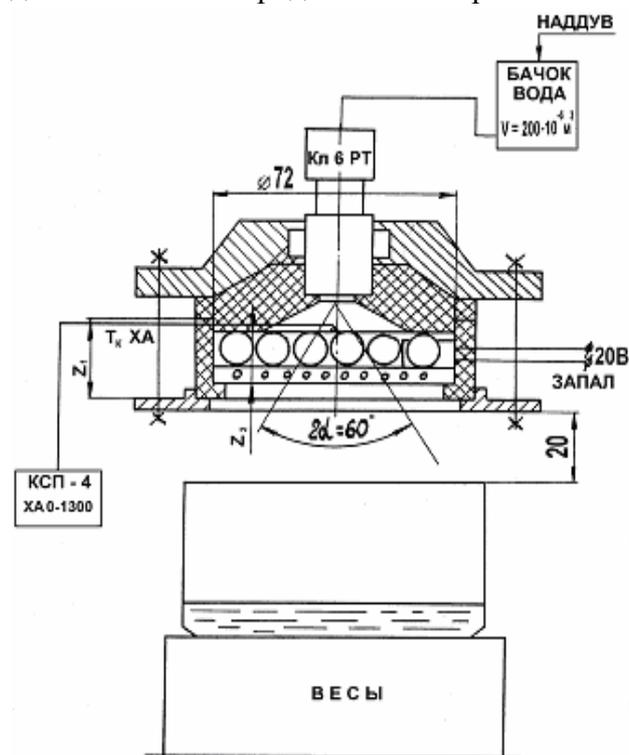


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Установка включала в себя ёмкость для дистиллированной воды, магистрали подачи и наддува, электроклапан, верхнюю крышку стендового ГГ с установленной в ней шнекоцентрической форсункой, теплозащитный экран верхней крышки и стакан, из композитного материала, в котором размещались гранулированные засыпки. Гранулы из СВС составов опирались на решётки,

из вольфрамовых стержней диаметром 1 мм. Установка включала также ёмкость для сбора неиспарившейся жидкости, размещаемой на аналитических весах. Верхняя крышка ГГ и стакан стягивалась с помощью двух болтов в пакет, который устанавливался в стенок стенда. Гранулированные засыпки препарировались ХА термпарой с диаметром спая $d_{сп.} = 0,5$ мм, измеряющей температуру верхнего слоя на оси пакета.

Методика проведения экспериментов была следующей. Перепад давления подачи жидкости составлял 6.0 МПа. При этом средний секундный массовый расход $\dot{m} = 0,064$ кг/с. Длительность включений была выбрана из условий обеспечения требуемой погрешности измерения количества неиспаренной жидкости. В стакан помещались гранулы до полного заполнения соответствующего количества слоёв. Высота теплозащитного стакана каждый раз выбиралась в соответствии с высотой заряда с тем условием, чтобы верхний слой вплотную примыкал к теплозащитному экрану верхней крышки. С помощью воспламенителя, помещаемого в засыпку гранул, производилось инициирование экзотермических химических реакций в гранулах. После выхода температуры верхнего слоя на установившееся значение производилось включение электроклапана подачи длительностью $\tau_{вкл} = 0.2$ с. С помощью мерной ёмкости, расположенной на расстоянии $h = 20$ мм от нижнего торца стакана, производился сбор капель, прошедших через засыпку. После выравнивания температуры гранульной засыпки и стабилизации температуры верхнего слоя, производилась замена мерной ёмкости и включение повторялось. Эксперименты проводились в диапазоне температуре верхнего слоя (300...1200)°С. Таким образом, сбор жидкости, неиспарённой при прохождении капель через засыпку, производился при ступенчато снижающейся температуре верхнего слоя и средней температуре всего ТА. После завершения цикла включений мерные ёмкости взвешивались, и определялась масса неиспарённой жидкости, прошедшей через гранулированную засыпку с известными габаритами, количеством слоёв, диаметрами гранул, массой и температурой. В экспериментах использовались неупорядоченные

засыпки из гранул со средними диаметрами 2,7 мм; 7,5 мм; 15 мм и количеством слоёв от одного до пяти. В экспериментах с гранулами $\varnothing 2,7$ мм вместо количества слоёв измерялась и варьировалась высота засыпки, которая составляла $h_1 = 7$ мм; $h_2 = 18$ мм; $h_3 = 27$ мм; $h_4 = 33$ мм; $h_5 = 37$ мм; $h_6 = 50$ мм. Масса заполненных и пустых влагоборников определялась взвешиванием на аналитических весах, при этом относительная погрешность не превышала $\delta_m = \pm 0,2\%$.

Относительная погрешность определения среднего массового секундного расхода при гидравлических испытаниях форсуночного узла, обусловленная погрешностями измерения массы жидкости и времени, не превышала $\delta \dot{m} = \pm 0,45\%$. Время проливок определялось по электрическому секундомеру класса 0,4.

Результаты проведённых экспериментов после обработки представлялись в виде зависимости массовой доли испарённой жидкости при взаимодействии капельного факела воды с гранулированной засыпкой от температуры его верхнего слоя. Полученные зависимости иллюстрируют поведение экспериментальных зависимостей для засыпок из гранул одного размера и различного количества слоёв. На рис. 2 в качестве примера приводится зависимость доли испарённой жидкости от температуры верхнего слоя для гранул $\varnothing 7,5$ мм и количества слоёв от одного до пяти. Различными видами штриховки и тонкими линиями на нём выделены области разброса параметров.

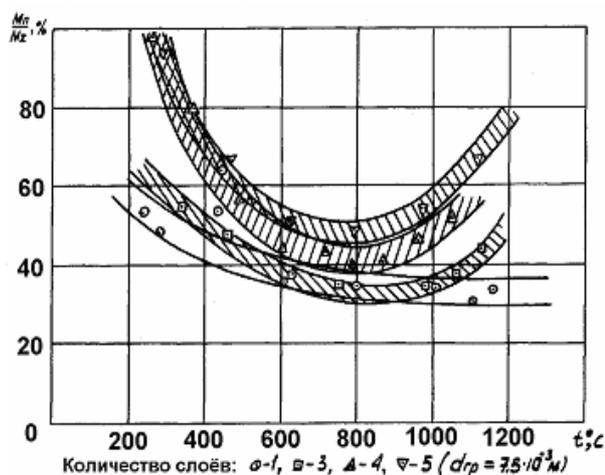


Рис. 2. Зависимость массовой доли испарённой жидкости от температуры верхнего слоя гранул и толщины засыпки

На рис. 3 показаны осреднённые экспериментальные зависимости доли испаренной жидкости от толщины гранульной засыпки для гранул различных размеров и построенные в данном случае для $T = 1000^\circ\text{C}$.

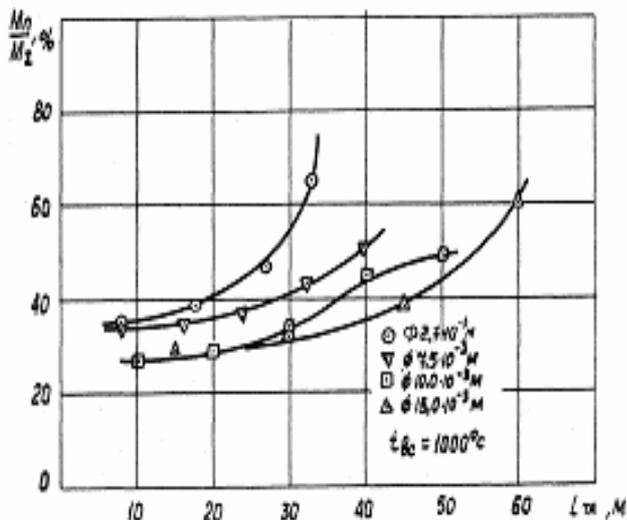


Рис. 3. Зависимость массовой доли испаренной жидкости от толщины гранульной засыпки

Анализ полученных результатов показывает следующее. Зависимость массовой доли испаренной жидкости от температуры верхнего слоя гранул, выраженная в процентах от суммарной массы жидкости, поданной за равный промежуток времени, имеет одинаковый характер для засыпок из гранул всех исследуемых размеров за исключением тонких в один и два слоя гранул малых диаметров: $\phi 2,7 \text{ мм}$; $\phi 7,5 \text{ мм}$. Характер полученных зависимостей массовой доли испаренной жидкости от температуры верхнего слоя имеет явно выраженный минимум, приходящийся на температуру верхнего слоя $T_{\text{ср}} = (600 \dots 900)^\circ\text{C}$. При более низких и более высоких температурах наблюдается существенное возрастание доли испаренной жидкости и, соответственно, уменьшение доли жидкости, прошедшей через засыпку. Увеличение количества слоёв засыпки приводит к увеличению доли испаренной жидкости. При этом минимум на них носит более явно выраженный характер, а крутизна ветвей в сторону больших или меньших температур увеличивается. С другой стороны. Более мелкие гранулы дают более высокие значения доли паровой фазы.

В ходе проведения экспериментов было отмечено, что на гранулах малых диаметров, особенно с диаметром $2,7 \text{ мм}$, наблюда-

лись значительные временные задержки выхода капель жидкости и пара из ТА, а сам процесс носил характер хлопка. Такой характер взаимодействия капельного факела с нагретой гранулированной структурой говорит о существенных изменениях, происходящих в структуре течения двухфазного потока по гранульной засыпке. Такие явления, квалифицируются в литературе как пульсирующий режим двухфазного потока при несмачиваемых гранулах, могут возникать вследствие формирования локализованного струйного или снарядного течения жидкости по центру пор, и возникающих в результате этого эффектов блокировки жидкостью наиболее узких пор между гранулами [2, 3].

Переход дисперсного режима течения двухфазного потока в область снарядного или стержневого возможен в результате коагуляции капель в поровом пространстве гранульной засыпки и захлаживания слоёв гранул. Гранульные засыпки из мелких гранул, обладающие существенно более узкими порами и повышенным гидросопротивлением, как показали эксперименты, наиболее склонны к таким явлениям.

В целом проведённые исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Взаимодействие капельно-жидкостного факела с нагретыми гранулированными структурами ТА, приводит к формированию двухфазного потока, проникающего на значительную глубину гранульной засыпки.

2. Увеличение толщины гранульной засыпки или количества её слоёв приводит к возрастанию массовой доли испаренной жидкости и возрастанию паросодержания двухфазного потока.

3. Течение двухфазного потока в гранульных засыпках из мелких гранул сопровождается значительными временами задержки прохождения потока и хлопками, что указывает на развитие в них процессов коагуляции и, вследствие этого, перехода течения в снарядный или струйный режим, сопровождающийся блокировкой жидкостью мелких пор. Течение же двухфазного потока в засыпках из крупных гранул происходит в основном в дисперсном режиме.

4. Гранульные засыпки из мелких гранул обладают при одинаковых габаритах с

засыпками из крупных гранул повышенной парогенерирующей способностью, однако это сопровождается качественно отличным характером течения в них двухфазного потока и значительными временными задержками в газификации жидкофазных продуктов.

Полученные данные, в том числе по температурным свойствам засыпки, в зависимости от размеров гранул, использовались для выбора конструктивных размеров импульсных ГГ для разложения НДМГ и определения режимных факторов.

Список литературы

1. Мержанов А.Г. Теория безгазового горения. – Препринт. Черноголовка.: ИХФ АН СССР, 1973. – 23 с.
2. Пористые проницаемые материалы. / Под ред. С.В. Белова.- М.: Metallurgy, 1987. – 335 с.
3. Харламов А.Т. Теплопроводность засыпки керамической дроби // Инженерно-физический журнал. -1965, - т.9, №1 – с. 48 – 53.

INTERACTION OF DROPS OF A PLUME OF A LIQUID WITH HEATED GRANULOUSE UNITS

© 2006 V.E. Nigoduk, A.U. Lykin

Samara State Aerospace University

In the article the experimental research of interaction of a dropwise plume of a liquid with heated granulouse fillings from pellets of the different sizes and bed depths is considered. The outcomes of experiments are represented by the way of relations of a mass share of a vaporized liquid to temperature of a high layer of a filling, width of a filling and sizes of pellets.

ОПТОВОЛОКОННЫЕ СИСТЕМЫ ИНИЦИИРОВАНИЯ ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ

© 2006 В.И. Мордасов¹, В.В. Пойлов², Г.А. Галимова², М.Р. Хайрутдинов²

¹ – Самарский государственный аэрокосмический университет

² -Научно-исследовательский институт проблем конверсии и высоких технологий, г. Самара

Оптоволоконные системы с полупроводниковыми лазерами в качестве источников излучения являются перспективными средствами однократного применения в системах двигателей летательных аппаратов. Основными компонентами таких систем являются полупроводниковые лазеры, оптические волокна или кабели, устройства согласования источника излучения с волокном, оптические соединители, распределители и др. Применение элементов волоконной оптики исключает влияние посторонних сигналов. Данные системы позволяют формировать линии задержки в зависимости от длины волокна, осуществлять временное мультиплексирование сигналов и выделять полосы пропускания при использовании различных оптических элементов и создавать многоканальные системы инициирования. Для построения систем детонации использовался полупроводниковый лазер с мощностью излучения 1Вт со встроенным отрезком оптического волокна.

Оптоволоконные системы открывают большие перспективы для построения лазерных систем инициирования взрывчатых веществ. Их преимуществами являются возможность формирования линий задержки, высокая безопасность и нечувствительность к внешним электромагнитным полям. При этом лазерные диоды являются наиболее приемлемыми источниками излучения для систем инициирования благодаря монохроматичности, когерентности и высокой направленности излучения. Из-за ограниченности информации в сопроводительной документации на полупроводниковые лазеры требуется проведение дополнительных экспериментальных исследований для определения рабочих характеристик. Неотъемлемой частью исследований по созданию систем инициирования является построение диагностических систем для исследования процессов взрыва. Оптические измерительные системы позволяют осуществлять бесконтактную диагностику быстропротекающих процессов с разрешением по времени. В настоящее время известны экспериментальные работы, направленные на изучение предвзрывных явлений при ударно-волновом и лазерном инициировании бризантных взрывчатых веществ [1]. Изучена начальная стадия разрушения ВВ при прямом лазерном инициировании. Для создания подобных систем требуется проведение дополнительных работ по исследованию зависимостей характеристик процессов взрыва от режимов генерации лазерных излучателей, выбору типа излучателя и обеспечению безопасных условий

транспортировки лазерного излучения к поверхности ВВ.

Оптоволоконные системы с полупроводниковыми лазерами в качестве источников излучения являются перспективными средствами инициирования взрывчатых веществ. Основными преимуществами таких систем по сравнению с электрическими являются: малое затухание сигнала (0,4...5) дБ/км; нечувствительность к электромагнитным помехам; низкая стоимость; малые габаритные размеры и масса кабелей (диаметр кабелей при наличии 4...8 световодов 14...22мм, масса 140...380 кг/км); кабель защищен от механических и др. внешних воздействий (температура, агрессивная среда, влажность, грунтовые воды, грызуны); более безопасные по сравнению с электрическими линиями передачи для обслуживающего персонала (по опасности поражения электрическим током, взрыво- и пожароопасности). Отличительными чертами оптоволоконных систем являются возможность формирования линий задержки в зависимости от длины волокна [2-5], временного мультиплексирования сигналов, спектрального уплотнения сигналов и выделения полосы пропускания при использовании призм и полосовых фильтров, использование переключателей каналов.

Основными компонентами оптоволоконных систем являются [2]: полупроводниковый лазер, оптическое волокно или кабель, приемник излучения, устройства согласования источника и приемника с волокном, оптические соединители, развет-

вители, переключатели, смесители и др. Оптическое волокно состоит из сердцевины диаметром 3...125 мкм, отражающей оболочки и защитного полимерного покрытия. Попадая в волокно, излучение многократно отражается от границы раздела сердцевины и оболочки, благодаря чему распространяется по волокну. Предельная мощность вводимого излучения ограничена тепловой стойкостью волокна, которая в несколько раз ниже, чем для оптических стекол, что связано с концентраторами напряжений, возникающими при изготовлении волокна.

Применение волоконной оптики исключает попадание другого направленного излучения, сравнимого по мощности с командным. Малая апертура применяемых оптических волокон не позволяет проходить случайным световым сигналам. Важным преимуществом такой системы является возможность проконтролировать и измерить время срабатывания пиропатрона. Величина внешней помехи радиочастотного диапазона ограничена температурой оптических волокон при диэлектрическом нагреве. Необходимо отметить технологичность подобного устройства, так как не требуется строгого выравнивания торцов оптических волокон и плоскости заряда. Между окном и концом жгута оптических волокон не существует плотного контакта. Концы волокон обрабатываются сколом.

Использование полупроводниковых лазеров и волоконной оптики открывает новые возможности для создания систем иницирования. Такие системы позволяют формировать линии задержки в зависимости от длины волокна, осуществлять временное мультиплексирование сигналов, спектральное уплотнение сигналов и выделение полосы пропускания в системе при использовании при использовании различных оптических элементов, создавать многоканальные линии иницирования.

Для построения подобных систем необходимо экспериментально определить характеристики источника излучения и компонентов оптоволоконной системы для обеспечения высокой эффективности ввода излучения источника в волокно, низких потерь на согласование компонентов оптоволоконной системы и затухание излучения при транспортировке.

Для транспортировки излучения целесообразно использовать оптоволоконный кабель на основе многомодового волокна, так как указанный источник излучения имеет достаточно большие размеры активной области и достаточно высокую мощность излучения, которую сложно передать через единичное волокно. Преимуществом применения оптоволоконных кабелей являются их малые размеры и масса по сравнению с электрическими кабелями, механическая прочность и защиты от влияния окружающей среды, что существенно снижает потери при транспортировке излучения.

Чтобы обеспечить минимальное ослабление сигнала в соединении, нужно выдерживать очень жесткие допуски на положение соединяемых волокон [2].

Очевидно, в частности, что переход света из одного волокна в другое, имеющее меньшую сердцевину или меньшую числовую апертуру, происходит с потерями, связанными с уменьшением геометрических площадей (рис.1).

В первом приближении потери пропорциональны отношению площадей сердцевины или отношению квадрата числовых апертур [3]. Большая часть соединений осуществляется путем совмещения наружных поверхностей волокна (оптической оболочки или первичного покрытия), а не сердцевины, которая в большинстве случаев оказывается недоступной. Из этого вытекает, что в случае недостаточной концентричности сердцевины относительно наружной поверхности невозможно избежать.

Выявлено, что на эффективность ввода излучения влияют следующие факторы: тип лазера; модовый состав излучения; диаметр пятна; расходимость излучения; диаграмма направленности; астигматизм; состояние поверхности волокна: вид обработки (шероховатость), наличие загрязнений, форма среза, числовая апертура волокна, диаметр сердцевины (эффективность ввода падает с понижением диаметра), эксцентриситет сердцевины, согласование числовых апертур и волновых фронтов источника излучения и волокна, точность совмещения осей источника излучения и волокна; вид устройства согласования: дискретные линзы и

микролинзы, микролинзы цилиндрические и конические, выполненные на торце волокна, цилиндрические и градиентные линзы, устройства точной механики для совмещения осей источника излучения и волокна. В настоящее время возможно осуществить ввод излучения в волокно с потерями на уровне 1дБ, температурная погрешность составляет 0,1дБ.

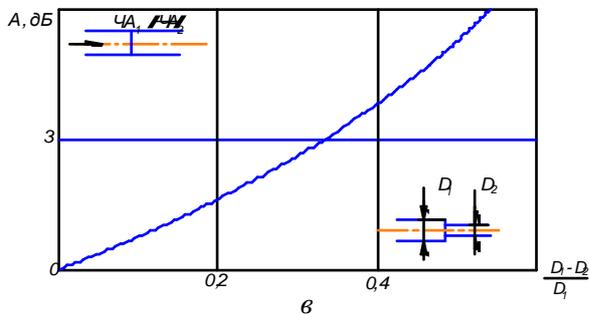
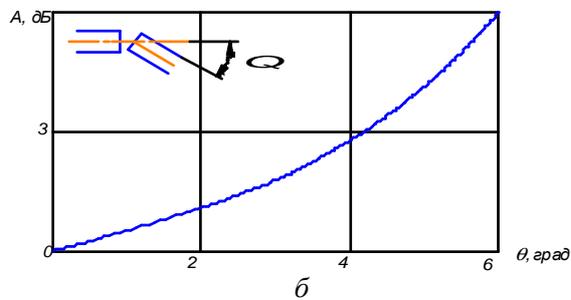
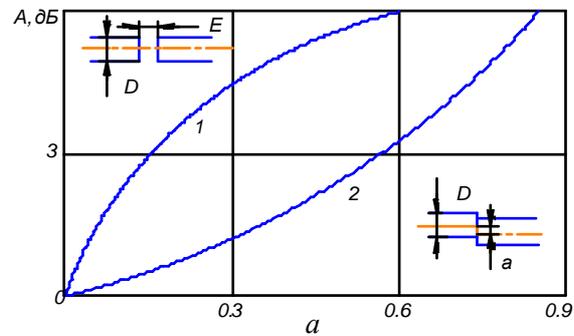


Рис.1. Экспериментальные зависимости величины ослабления сигнала при согласовании волокон от зазора (a , зависимость 1), осевого рассогласования (a , зависимость 2), углового смещения (θ) и разности числовых апертур

Оптоволоконный детонатор (рис. 2) включает в свой состав узел фокусирующей оптики и узел запала. Фокусирующая система коллимирует световой пучок, выходящий из сердцевины волокна диаметром 100 мкм и затем фокусирует в пятно требуемого размера на поверхности вещества. Запал соединен с узлом фокусирующей оптики, и воспламеняемое вещество напрессовано в центре сапфирового окна, которое соединено с узлом фокусирующей оптики.

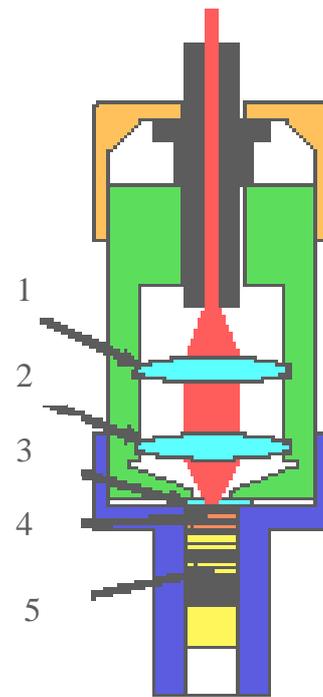


Рис.2. Схема лазерного детонатора: 1 – коллимирующая линза, 2 – фокусирующая линза, 3 – сапфировое окно, 4 – первичное инициирующее вещество, 5 – детонирующий компонент

При использовании полупроводниковых лазеров в оптоволоконных системах наиболее важными являются следующие излучательные характеристики: ватт-амперная характеристика, вольт-амперная характеристика, конфигурация диаграммы направленности и положение оси диаграммы направленности, а также временная стабильность указанных характеристик.

Оптическое волокно обладает свойством задерживать сигнал на время, пропорциональной своей длине [4]. В волокне со средним показателем преломления 1,5 время распространения оптического сигнала составляет 5 нс/м.

Преимуществом данного способа формирования линии задержки является простота регулирования. Достаточно обрезать волокно на расстоянии, соответствующем требуемой задержке, при этом обеспечивается точность не ниже 1 нс. Возможно также применение акустических линий задержки, в этом случае потери пропорциональны корню квадратному из частоты, что приводит к искажению амплитуды и фаз задержки сигналов. Для оптических линий задержки искажения от-

сутствуют, если ширина спектра сигнала меньше полосы пропускания волокна.

Проведены экспериментальные исследования лазерного диода IDL 1000 M 808 C, серийно выпускаемого НПО «Полюс» (г. Москва) с целью определения основных режимов эксплуатации и излучательных характеристик. Указанный лазерный диод имеет квантоворазмерную структуру на основе тройной системы AlGaAs, что позволяет обеспечить высокую стабильность диаграммы направленности. Установлено, что отличительными особенностями лазерного диода IDL 1000 M 808 C являются узкие диапазоны рабочих значений тока и напряжения на р-п переходе, что связано с высоким значением дифференциальной эффективности (угла наклона ватт-амперной характеристики). Это обеспечивает высокую стабильность заданной величины выходной мощности лазерного излучения. Недостатками данного лазерного диода являются отсутствие возможности регулирования мощности, степени когерентности и модового состав излучения, которые определяют уровень потерь при распространении излучения в оптическом волокне и ограничивают область применения лазерного диода [5].

При построении лазерных детонаторов с использованием оптоволокна потери энергии лазерного излучения к веществу определяются следующими факторами: тип излучателя, модовый состав излучения, диаметр пятна, расходимость излучения, диаграмма направленности, астигматизм; состояние поверхности волокна, числовая апертура волокна, диаметр сердцевины); со-

гласование числовых апертур и волновых фронтов источника излучения и волокна; вид устройства согласования. Эффективность ввода падает с понижением диаметра волокна. При построении лазерных детонаторов целесообразно использование полупроводниковых лазеров с мощностью излучения не менее 1 Вт при непрерывном режиме работы со встроенным отрезком оптоволокна. Для транспортировки лазерного излучения использовать оптические шнуры, изготовленные на основе оптоволокна с диаметром сердцевины не менее 50 мкм. В этом случае достигается потери мощности в системе на уровне 1 дБ

Список литературы

1. Ципилев В.П. Стенд для исследования кинетики взрывного разложения конденсированных сред при воздействии импульсов лазерного излучения //Изв. Томского политехнического университета, 2003. Т. 306, №4.С. 99-103.
2. Мартынов В.Н., Кольцов Г.И. Полупроводниковая оптоэлектроника. М.:МИСИС, 1999 – 399 с.
3. Грузевич Ю.К., Солдатенков В.А. Волоконная и интегральная оптика/ Учебное пособие. М.: МГТУ, 1999, Ч.2 – 61 с.
4. В.И.Таржанов. Предвзрывные явления при быстром инициировании бризантных взрывчатых веществ//Физика горения и взрыва, 2003, т.39, №6, с.3-11.
5. Волоконная оптика и приборостроение/М.М. Бутусов, С.Л. Галкин, С.П. Оробинский, Б.П.Пал; под общ. ред. М.М. Бутусова, - Л.: Машиностроение, Ленинградское отд., 1987. – 328 с.

THE OPTICAL FIBER SYSTEMS FOR INITIATION OF HIGH-ENERGY MATERIALS

© 2006 V.I. Mordasov¹, V.V. Poylov², G.A. Galimova², M.R. Hayrutdinov²

¹Samara state aerospace university

²The Scientific-research institute of conversion and high technology problems, Samara

The optical fiber systems with semiconductor lasers are advanced means of single use in engine aircraft systems. They consist of semiconductor lasers, optical fibers or cable, matching devices between source and fiber, optical connectors and dividers, etc. The application of fiber optical elements except of foreign mission penetration. These systems allow to create delay lines depend on fiber length and to make possible signal multiplication, spectral multiplexing, resolve light transmitting band at using different optical elements and create the multichannel initiation lines. The semiconductor laser with power at 1 W building in fiber were using to construct the detonator systems.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЛАЗЕРНОЙ ПОДСВЕТКИ ДЛЯ ОБНАРУЖЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ ОБЪЕКТОВ

© 2006 В.И. Мордасов¹, В.И. Кузнецов², Н.А. Сазонникова¹

¹ - Самарский государственный аэрокосмический университет
² - ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс», г. Самара

Исследованы возможности метода лазерной локации с перестраиваемой длиной волны, частотой следования импульсов и длительностью импульса. В разработанном методе выявлена зависимость характера отраженного поверхностью сигнала от длины волны, частоты следования импульсов и их длительности. Проведены экспериментальные исследования по определению возможностей лазерной системы локации.

Перспективы создания нового поколения оптико-электронных средств обнаружения и оценки перемещения подвижных объектов, открывают системы на основе центроидного и корреляционного способов слежения с учетом реальной фоновой обстановки. Исследованы возможности реализации метода обнаружения объектов лазерной локацией с изменяемой длиной волны, частотой генерации и длительностью импульса. В описанном методе лазерной локации выявлена зависимость отражательных характеристик исследуемых объектов от длины волны излучения, частоты генерации и длительности импульса при зондировании их поверхности. Уникальными возможностями вспомогательной лазерной подсветки являются перестройка длины волны и импульсно-периодического режима зондирующего излучения. Последнее позволяет получать эффекты, недостижимые для естественного освещения, открывает дополнительные возможности для обнаружения замаскированных и других объектов (определение вида материалов, температуры, коэффициента отражения внешней поверхности). Увеличение освещенности и использование направленного лазерного излучения также являются определяющими факторами для повышения обнаружительной способности космической системы видовой разведки.

Активный поиск методов и средств построения высокоточных оптико-электронных систем с лазерным подсветом для обнаружения и сопровождения целей в условиях сложной фоноцелевой обстановки требует создания достоверных методов теоретической и экспериментальной оценки эффективности данных систем для обеспечения требуемых характеристик работоспособности и помехоустойчивости, проведения сравнительной оценки методов и средств

слежения за удаленными структурированными объектами с эффективной поверхностью отражения $\geq 1 \text{ м}^2$ с формированием изображения.

Одной из основных задач, решаемых с помощью космических оптико-электронных систем наблюдения, является распознавание регистрируемых объектов. Данная задача решается путем определения отражательных характеристик материалов внешней компоновки наблюдаемых объектов. Возможности выявления вида материалов внешней компоновки существенно расширяются при использовании вспомогательной подсветки, благодаря использованию таких свойств лазерного излучения, как направленность, монохроматичность, когерентность, а также возможности перестраивания длины волны излучения и работе в импульсно-периодическом режиме с изменением длительности импульсов. Отличительной особенностью формирования отраженного сигнала при зондировании исследуемой поверхности лазерным излучением является возникновение краевых эффектов, приводящих к перераспределению интенсивности излучения в пограничной зоне наблюдаемых объектов. При этом размеры зоны и характеристики краевых эффектов определяются параметрами измерительной системы – диаметром пятна излучения на поверхности, длиной волны излучения, модовым составом излучения и характеристиками поверхности – материалом, структурой, размерами макро- и микроэлементов поверхности и их ориентацией относительно зондирующего пучка. Краевые эффекты могут вносить искажения в регистрируемые изображения и одновременно служить источником информации о наблюдаемых объектах.

Принимаемый в исследованиях диапазон длин волн - от коротковолнового ульт-

рафиолетового диапазона $(0,1...0,3) \cdot 10^{-6}$ м до далекой ИК-области $(20...70) \cdot 10^{-6}$ м (генерируемое излучение с высокими энергетическими параметрами имеет длину волны $0,4 \cdot 10^{-6}...10,6 \cdot 10^{-6}$ м).

Метод обнаружения объектов лазерной локацией заключается в определении зависимости отражательной способности поверхности зондируемых объектов при изменении длины волны (0,3...10,6 мкм), перестройки частоты следования импульсов (10...30 Гц) и изменения величины скважности 0...1. При выявлении вида материалов внешней компоновки объекта, возможности метода существенно расширяются при использовании вспомогательной подсветки, благодаря использованию таких свойств лазерного излучения, как направленность, монохроматичность, когерентность, а также возможности перестройки длины волны излучения и работы излучателя в импульсно-периодическом режиме с изменением длительности импульсов.

Характеристики краевых эффектов, возникающих в пограничной зоне наблюдаемых объектов, зависят от параметров оптической системы – длины волны излучения, диаметра пятна излучения на поверхности, величины расходимости и отражательных характеристик поверхностного слоя объекта – материала, структуры поверхностного слоя, размеров и формы элементов пограничной зоны и их ориентации относительно зондирующего пучка. Размеры пограничной зоны будут определяться в зависимости от диаметра пятна зондирующего пучка и длины волны излучения. При этом краевые эффекты связаны с изменением направления распространения излучения при отражении от поверхности исследуемых объектов и с возникновением ряда дифракционных явлений на элементах поверхности. Выявлены основные критерии подобия при рассмотрении процесса отражения излучения от поверхности, которые определяются соотношением размеров объекта с диаметром зондирующего пятна и длиной волной излучения.

Выявлено, что при отражении импульса излучения от поверхности происходит его временная деформация, которая зависит от материала поверхности (цвет, шероховатость и др.) и размеров объекта. Зарегистрированный сигнал представляет собой интегральная величина от падающего им-

пульса излучения. Регистрируемый отраженный импульс содержит 2 компонента: когерентный и диффузный, соответственно, измеряемый коэффициент отражения имеет две составляющих: зеркальную и диффузную. Коэффициент деформации импульса зависит от формы импульса и свойств отражающей поверхности. При измерениях с разрешением по времени результаты аналогичны применению интегрирующей сферы, но могут быть и более информативными. Для импульсов с длительностью $t < t_{кр}$ происходит формирование когерентного пика. Ширина углового распределения сигнала зарегистрированного сигнала зависит от материала и его состояния.

При прохождении потока излучения в атмосфере наиболее целесообразно использовать: дальний УФ ($\lambda < 0,3 \cdot 10^{-6}$ м), ближний УФ ($0,3 \cdot 10^{-6} < \lambda < 0,4 \cdot 10^{-6}$ м), видимый диапазон спектра ($0,4 \cdot 10^{-6} < \lambda < 0,8 \cdot 10^{-6}$ м), ближний ИК ($0,8 \cdot 10^{-6} < \lambda < 1,2 \cdot 10^{-6}$ м), средний ИК ($3 \cdot 10^{-6} < \lambda < 5 \cdot 10^{-6}$ м), дальний ИК ($8 \cdot 10^{-6} < \lambda < 12 \cdot 10^{-6}$ м). В области дальнего УФ используются эксимерные лазеры, в области ближнего УФ и видимого диапазона – твердотельные лазеры с диодной накачкой и различными нелинейными преобразователями излучения. При построении измерительных систем целесообразно применение полупроводниковых лазеров.

Исследованы отражательные характеристики материалов внешней компоновки объектов для внесения в банк данных результатов экспериментальных исследований. Экспериментально показано, что нитроэмалевое, терморегулирующее покрытия и экранно-вакуумная теплоизоляция имеют диффузное отражение излучения, а фоточувствительный слой солнечных батарей и алюминиевый сплав после химполирования – зеркальное.

Установлено, что изменение коэффициента диффузного отражения от длины волны для различных материалов при различных углах падения излучения происходит не менее чем на 20 % при погрешности измерений 3...4 %.

Создан испытательный стенд для апробации результатов моделирования и проведения имитационных экспериментов с учетом параметров зондирующего пучка. Структура стенда включает механическую систему углового сопровождения и устройства оптической визуализации объекта. Рас-

смотрен порядок обнаружения объектов системой лазерной локации с использованием изменения параметров генерации излучения зондирующего пучка. Экспериментальные исследования проводились на испытательном стенде для лазерной локации с погрешностью измерений 3...5 %.

Показано, что при увеличении интенсивности, частоты генерации и скважности импульса лазерного излучения значение коэффициента отражения уменьшается. Менее стойкими к тепловому воздействию являются теплорегулирующие покрытия на основе силикатной связки с наполнителем (ZrO_2 , MgO , ZnO). Превышение порогового значения падающего излучения сопровождается разрушением поверхности материала в виде его плавления, испарения и растрескивания.

Испытательный стенд оптической локации (рис.1) включает механическую систему углового сопровождения и устройства оптической визуализации.

При проведении подобных экспериментальных исследований на испытательном стенде изучаемая модель типового изделия с помощью двух механизмов поворота может вращаться вокруг двух взаимно перпендикулярных осей. При этом угол поворота модели вокруг каждой оси отслеживается с помощью датчиков, каждый из которых представляет собой фотодиод и фотоприёмник, разделённый вращающимся диском с отверстиями, насаженным на вал электродвигателя механизма поворота. Электрические сигналы с датчиков угла поворота поступают в вычислительный комплекс, где количество поступивших импульсов пересчитывается в угол поворота. Для создания зондирующего пучка освещения модели служат лазеры с рабочими длинами волн излучения в диапазоне $(0,63...10,6) \cdot 10^{-6}$ м. Оптический стенд имеет измерительную систему параметров выходного излучения и формирователь зондирующего пучка. Отражённое от модели излучение регистрируется фотоприёмником, телекамерой или тепловизором. необходим для решения следующих задач: проведение анализа уровня освещённости участков элемента конструкции, исследование оптических свойств поверхностей и распределение освещённости в зондирующем пучке освещения, определение координат ЭЦО изделия при заданном уровне фона, определение вектора перемещения ЭЦО при изменении

положения изделия в пространстве, определение оптических свойств материалов (коэффициент отражения и индикатриса отражения) при заданных температурах.

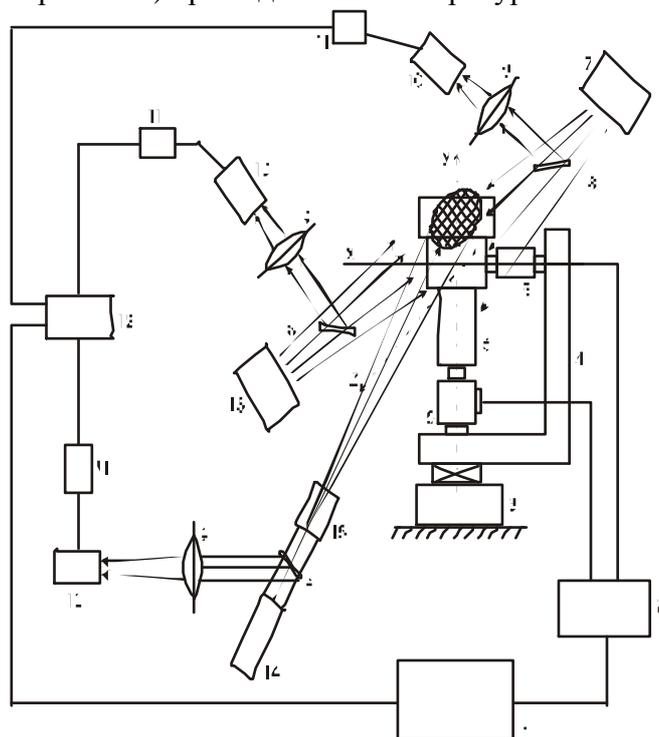


Рис.1. Испытательный стенд лазерной локации: 1- ПЭВМ; 2- блок управления приводами модели; 3- узел крепления стенда; 4- рама крепления привода; 5- привод с датчиками углового поворота; 6- модель цели; 7- первый имитатор источника света; 8- полупрозрачное зеркало; 9- линза; 10- фотоприемник; 11- фоторегистратор; 12- блок обработки информации; 13- второй имитатор источника света; 14- лазер; 15- формирователь зондирующего пучка; 16- телекамера

В разработанном стенде для простой фоновой обстановки, когда сигнал от модели типового изделия существенно превышает сигнал от фона при отсутствии двух контрастных объектов, выбран центроидный способ слежения. Он состоит в отыскании энергетического центра освещённости модели типового изделия и вычисления траектории его перемещения.

Данный способ адаптируем в сложной фоновой обстановке, поскольку в некоторых случаях возможно исключение влияния фона. С целью имитации температурного портрета модели типового изделия снабжены встроенными нагревателями.

На испытательном стенде опико-электронной системы наблюдения объектов проведены исследования характеристик источников и приемников излучения. Выявле-

ны перспективные типы лазерных излучателей с учетом окон прозрачности атмосферы со средней мощностью излучения ≤ 10 кВт, которые могут быть использованы в мобильных активных оптико-электронных комплексах сопровождения с учетом их массогабаритных и энергетических ограничений. К ним относятся: в ближнем ультрафиолетовом диапазоне – эксимерные лазеры; в видимом и ближнем инфракрасном диапазоне – твердотельные лазеры с перестройкой спектра излучения и лазеры на красителях; в среднем инфракрасном диапазоне – HF/DF лазеры и CO₂ – лазеры (вторая гармоника); в дальнем инфракрасном диапазоне – CO₂-лазер с перестройкой спектра. Облучение излучением, модулированным с мощностью зондирующего потока 0,1...1 кВт и диаметром апертуры 0,1...0,5 м с расходимостью (10^{-3} ... 10^{-6} рад) делает возможным селекцию цели.

Для лазерной локации геометрические размеры цели не определяют мощность отраженного сигнала. При установлении количественной оценки вводится понятие эффективной поверхности рассеяния, численно равной площади такой плоской поверхности, которая при равномерном рассеянии зондирующего излучения во все стороны (изотропно) создает на приемной апертуре лазерной системы интенсивность излучения, равную фактической.

Разработан и прошел аттестацию специализированный испытательный стенд, необходимый для проведения анализа уровня освещенности участков элемента конструкции, исследования оптических свойств поверхностей и распределения освещенности в зондирующем пучке. Он включает следующее оборудование: привод модели, модель летящей цели, сканирующее устройство, имитаторы фонового излучения. В качестве моделей объектов используются космические аппараты ALOS (Advanced Land Observation Satellite) и КА Ikonos. Пространственное разрешение КА составляет 2,5...10 м. Средняя высота орбиты составляет 681-692 км, наклонение $98,1^{\circ}$ - $98,16^{\circ}$.

Для оценки влияния эксплуатационных факторов системы обнаружения на вероятность срыва слежения определена передаточная функция лазерной системы обнаружения. В соответствии со структурной анализируемой лазерной системой видения определяется ее модуляционная

передаточная функция. По заданному значению метеорологической дальности видения находится показатель ослабления излучения в атмосфере для заданной длины волны, затем определяются показатели поглощения и рассеяния. Также определяется индикатриса рассеяния в обратном направлении в условиях заданной фоноцелевой обстановки. Интенсивность атмосферной турбулентности определяется структурной характеристикой показателя преломления, которая для заданного состояния атмосферы соответствует уровню сильных флуктуаций. Предельная дальность видения оптико-электронных систем обнаружения определяется абсциссой точки пересечения зависимостей минимального разрешаемого контраста и наблюдаемого контраста, которые строятся как функции дальности. Эффективность применения центроидного и корреляционного способов обнаружения и сопровождения объекта возможна при определении его энергетического центра освещенности, если характеристики приемника излучения выбираются из условия обеспечения необходимой чувствительности и требуемой помехозащищенности всей оптико-электронной системы. Показатель вероятности появления составляющей освещения конкретного объекта может быть выявлен лишь при учете составляющей шума внешних факторов, потеря мощности излучения в оптической системе, величины угла пространственной ориентации аппарата и показателя устойчивости устройства наведения лазерной подсветки.

Проведено экспериментальное исследование оптической передаточной функции оптико-электронной системы наблюдения (рис.2). На глубину резкости изображения и четкости контура при максимальных значениях величины яркости и величины контрастности оказывает влияние только показатель цветовой гаммы при условии выделения красной составляющей из цветовой гаммы подсветки объектов. При минимальном значении показателя цветовой гаммы наблюдается появление дополнительных границ объектов, а при максимальном значении наоборот размытие границ отдельных объектов.

При средних показателях телеканала глубина резкости изображения минимальна, а четкость контура группировок объектов не присутствует. При минимальном значении

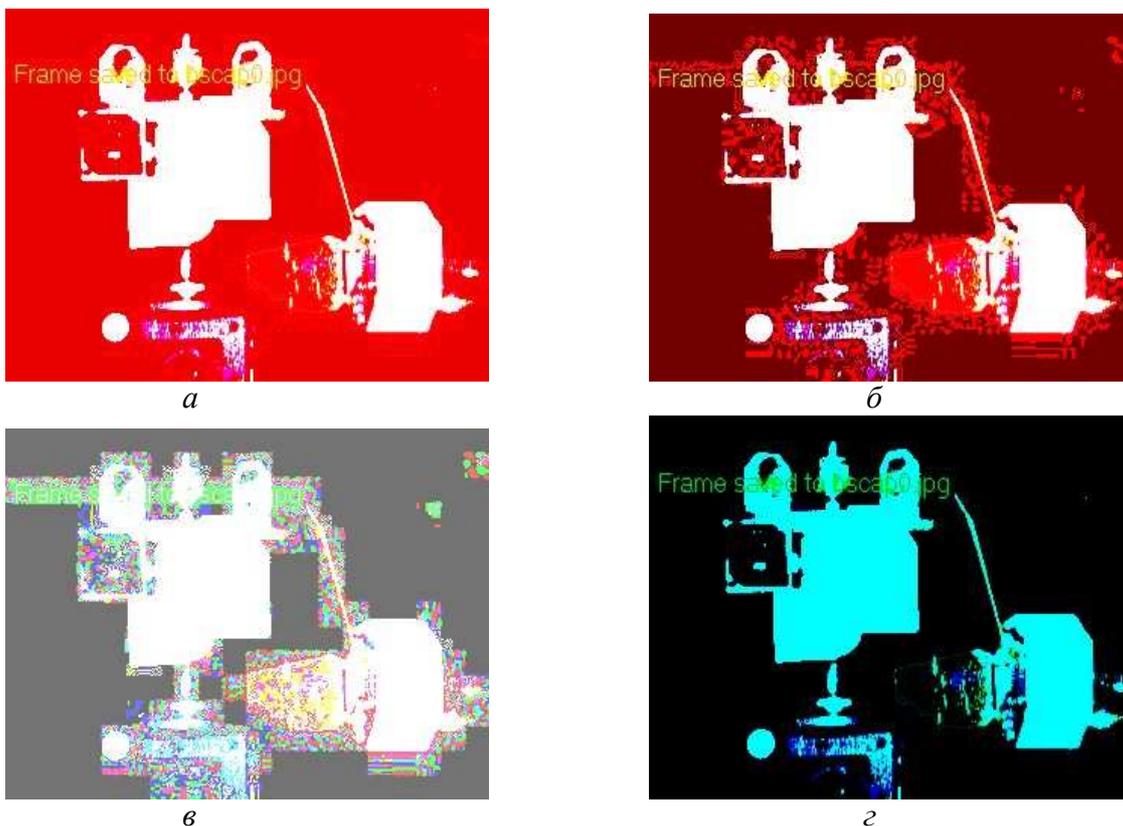


Рис.2. Общий вид изображения группировки объекта для красной составляющей цветовой гаммы
 а- величины: яркости $b=100$; контрастности $K=100$; гаммы цветов $\gamma=9,7$;
 б- величины: яркости $b=100$; контрастности $K=100$; гаммы цветов $\gamma=1$;
 в- величины: яркости $b=50$; контрастности $K=50$; гаммы цветов $\gamma=1$;
 г- величины: яркости $b=0$; контрастности $K=0$; гаммы цветов $\gamma=0,1$).

показателя цветовой гаммы $\gamma=0,1$ обратного сигнала наблюдается появление дополнительных границ объектов, а при максимальном значении $\gamma=9,7$ наоборот размытие границ отдельных объектов. При минимальных значениях показателей телеканала четкость контуров объектов на изображении снижена. Анализ изображений при условии выделения зеленой составляющей из цветовой гаммы подсветки объектов показывает, что здесь четкость контуров объектов наблюдается лишь при усредненных параметрах телеканала. При высоких значениях величин яркости и контрастности границы объектов изменяются, причем при среднем значении показателя цветовой гаммы объекты увеличиваются в размере.

Список литературы

1. Валентюк А.Н., Предко К.Г. Оптическое изображение при дистанционном наблюдении/Институт физики имени Б.И. Степанова АН БССР. Минск: Наука і тэхніка, 1991 -358 с.
2. Космические аппараты систем зондирования поверхности Земли: математические модели повышения эффективности КА/ А.В. Соллогуб, Г.П. Аншаков, В.В. Данилов и др. Под ред. Д.И. Козлова. М.:Машиностроение, 1993 – 366 с.
3. Управление космическими аппаратами зондирования Земли: Компьютерные технологии/ Д.И. Козлов, Г.П. Аншаков, Я.А. Мостовой, А.В.Соллогуб. М.: Машиностроение, 1998.- 366 с.

THE IMPLEMENTATION OF LASER ILLUMINATION FOR MOVABLE OBJECTS LOCATION

© 2006 V.I. Mordasov, V.I. Kuznetsov, N.A. Sazonnikova

The possibilities of method of laser location implementation with use of changeable wavelength, pulse frequency and pulse duration were investigated. For the present method dependence of characteristics of surface reflecting against laser wavelength, pulse frequency and pulse duration at the surface light sounding were expose. The changeable wavelength and tunable pulse-periodic operation of operation are unique possibilities of laser systems.

НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ФОРСУНОК ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

© 2006 В.А. Звягинцев, Б.К. Зуев, Ю.Д. Лысенко

Самарский государственный аэрокосмический университет

Разработана конструкция форсунки, отличающаяся высоким быстродействием, простотой и минимальным количеством деталей.

Как известно, в системах распределенного впрыска топлива главную роль играет форсунка. Одним из важнейших параметров автомобильного двигателя, на которые она существенно влияет, является его экологическая чистота. Основные проблемы в этом плане возникают на малых оборотах двигателя, а для форсунки важнейшей характеристикой становится ее быстродействие.

Аналізу данной проблемы в совокупности с задачами обеспечения необходимого ресурса и технологичности конструкции форсунки в целом посвящено настоящее исследование.

Наибольшее распространение в настоящее время получили форсунки, в которых подпружиненный запорный элемент (ЗЭ) состоит из клапана, тяги и якоря, жестко связанных друг с другом. При этом клапан выполняется в виде конуса или шара, связанного тягой с цилиндрическим якорем, размещенным внутри катушки электромагнита [1]. Такая конструктивная схема обуславливает сравнительно большую массу ЗЭ и величину рабочего хода, что снижает быстродействие форсунки. Кроме того, существует проблема базирования длинного ЗЭ в цилиндрических направляющих, вследствие чего для устранения влияния перекоса на герметичность форсунки ей необходимо отведенное время для приработки клапанно-седельной пары.

Помимо массовых сил, на быстродействие срабатывания форсунки самым существенным образом влияет характеристика деформирования возвратной пружины. Практически во всех конструкциях используются длинные винтовые пружины, поджимающие ЗЭ к седлу усилием, значение которого в силу малых деформаций почти не меняется по ходу ЗЭ. Величина усилия выбирается путем согласования противоречивых условий минимизации усилия при от-

крытии клапана и обеспечения необходимого усилия отрыва якоря после отключения тока. Сочетание практически постоянной характеристики деформирования возвратной пружины с возрастающей тяговой характеристикой электромагнита и падающей характеристикой силы, обусловленной наличием гидравлического давления, приводит к тому, что движение ЗЭ как при открытии, так и при закрытии происходит с возрастающим ускорением от момента трогания до момента удара по ограничивающим его ход поверхностям. В итоге в местах соударения развиваются очаги разрушения. Кроме того, для таких форсунок характерно большое время выстаивания ЗЭ в открытом положении после снятия управляющего сигнала, что снижает быстродействие.

Сравнительное исследование ряда известных конструкций электромагнитных форсунок позволяет считать, что наибольшим быстродействием обладают форсунки с ЗЭ в виде размещенного в отверстии магнитопроводной направляющей диска, диаметр которого близок к диаметру седла. Такой ЗЭ обладает очень малой массой и требует минимального хода при открытии.

Уменьшение хода и массы ЗЭ обеспечивает сокращение времени его движения при открытии и закрытии, но не влияет на время выстаивания при закрытии и не исключает износа контактных поверхностей, ограничивающих ход ЗЭ. Кроме того, неравномерность кольцевого паразитного зазора, через который магнитный поток подводится от направляющей к ЗЭ, обуславливает появление радиальной электромагнитной силы, поджимающей ЗЭ к стенке направляющей, трение по которой приводит к появлению момента, наклоняющего ось ЗЭ. Этот наклон не может компенсироваться винтовой возвратной

пружиной, действующей на центральную часть ЗЭ в силу малых значений ее осевой и шарнирной жесткости. В результате движение ЗЭ происходит с наклоном его оси, что приводит к увеличению износа поверхностей, ограничивающих его ход, вследствие неравномерности распределения энергии удара по ним. Кроме того, радиальное смещение ЗЭ относительно седла может привести к снижению герметичности форсунки [2].

В известных конструкциях форсунок с двумя рабочими зазорами и увеличенным диаметром диска ЗЭ, значительно превышающим диаметр седла, масса ЗЭ несколько возрастает. Этот недостаток компенсируется снижением влияния эффекта наклона ЗЭ и возможностью демпфирования процессов соударения за счет его «парашютирования», а также процессов выдавливания жидкости из зазоров между ЗЭ и прилегающими к нему деталями форсунки. Указанные возможности демпфирования очень важны, поскольку малая масса дисковых ЗЭ обуславливает значительные скорости их перемещения.

В соответствии с вышеизложенным, усилия авторов были направлены на повышение долговечности и быстродействия электромагнитной форсунки с дисковым ЗЭ за счет стабилизации положения оси ЗЭ при открытии и закрытии форсунки, уменьшения энергии или исключения удара ЗЭ по ограничивающим его ход поверхностям и снижения времени выстравивания ЗЭ при закрытии форсунки.

Оптимальным решением по вышеназванным критериям является выполнение ЗЭ в виде плоской пружины, периферийная часть которой связана с корпусом электромагнита, а центральная часть имеет возможность осевых перемещений в зазоре между седлом и сердечником электромагнита вследствие упругих деформаций средней части пружины. Такой ЗЭ, сохраняя присущие дисковым ЗЭ функции якоря, клапана и элемента демпфирования ударов, приобретает функции стабилизатора собственного положения, а также возвратной пружины. Высокая жесткость плоских пружин обеспечивает возможность оптимизации значений противодействующей силы в крайних положениях ЗЭ по критериям быстродействия и уменьшения энергии удара.

Плоские пружины позволяют не только уменьшить энергию удара ЗЭ, но и при задании определенной характеристики деформирования пружины даже тормозить ЗЭ на подходе к сердечнику электромагнита, обеспечивая его «зависание» вблизи сердечника. В этом случае исключается эффект «залипания», а время выстравивания ЗЭ после отключения тока практически стремится к нулю, поскольку центральная часть ЗЭ из положения «зависания» сразу же начинает возвращаться к седлу.

Характеристика деформирования ЗЭ может быть согласована с характеристикой сил, обусловленных наличием гидравлического давления в полости форсунки, таким образом, что их суммарная характеристика будет возрастающей на всем рабочем ходе центральной части ЗЭ. При соответствующем управлении электрическим током в катушке электромагнита появляется возможность «зависания» центральной части ЗЭ в любой точке рабочего хода, а следовательно, возможность торможения ЗЭ при его посадке на седло, а в перспективе и управление. Снижение влияния данного эффекта на расход топлива вследствие колебаний напряжения бортовой сети достигается за счет использования насыщения элементов магнитопровода, в том числе ЗЭ. По мнению авторов насыщение магнитопровода должно достигаться при минимальном по условиям эксплуатации уровне тока в момент отрыва центральной части ЗЭ от седла.

Пример сочетаний характеристик сил, действующих на центральную часть ЗЭ, для этой ситуации приведен на рис. 1.

Как видно из графиков, ускоренное движение центральной части ЗЭ начинается с момента превышения электромагнитной силой силы трогания при открытии $P_{тр\text{ откр}}$ и продолжается до достижения положения равновесия, соответствующего пересечению тяговой характеристики электромагнита с суммарной характеристикой противодействующих сил, после чего движение приобретает характер затухающих колебаний около этого положения. Колебания происходят за пределами хода полного открытия форсунки, когда положение центральной части ЗЭ не влияет на расход жидкости через распылитель.

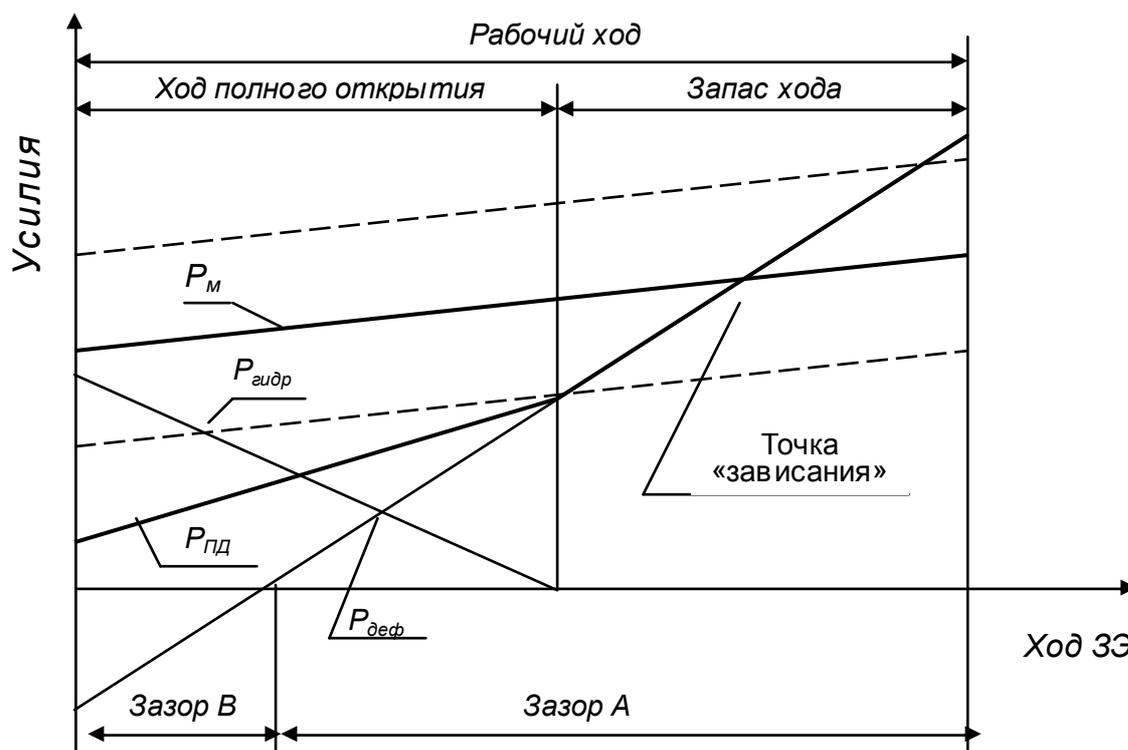


Рис. 1. Характеристики сил, воздействующих на центральную часть ЗЭ

P_M – тяговая характеристика электромагнита при номинальном значении тока управления, $P_{пд}$ – суммарная характеристика противодействующих сил, $P_{деф}$ – характеристика деформирования ЗЭ, $P_{гидр}$ – характеристика противодействующей гидравлической силы

При изготовлении плоских пружин сложно обеспечить высокую точность их геометрии, а, следовательно, и жесткости, что позволяет упростить сборку и отказаться от регулировки усилия поджатия центральной части ЗЭ к седлу. Более того, появляется возможность установки ЗЭ по отношению к опорному седлу с начальным зазором, который устраняется усилием, возникающим при подаче давления топлива. В этом случае усилие поджатия центральной части ЗЭ к седлу, обусловленное гидравлическим давлением, уменьшается на величину усилия деформирования ЗЭ, что позволяет не только уменьшить энергию удара по седлу, но и уменьшить потребное тяговое усилие электромагнита с соответствующим снижением его массы и габаритов, а также повышением его быстродействия.

Плоские пружины пластинчатого типа могут обеспечивать эффективное торможение центральной части ЗЭ в конце рабочих ходов открытия и закрытия за счет демфирующих процессов выдавливания жидкости из зазоров между поверхностями как цен-

тральных, так и периферийных элементов пружины и примыкающих к ним элементов форсунки. Рассматривая этот вариант конструкции ЗЭ, авторы предлагают использовать эффект взаимодействия двух плоских поверхностей – пружины и корпуса для торможения ЗЭ при подходе к седлу за счет сил сопротивления движению жидкости в зазоре между этими поверхностями, что позволит повысить ресурс клапанно-седельной пары.

Материалы пружины, сердечника, седла должны подбираться таким образом, чтобы обеспечить необходимый ресурс работы из условия контактного взаимодействия перечисленных элементов при сохранении ими необходимых физических свойств. По мнению авторов наилучшим материалом для изготовления ЗЭ можно считать пружинную сталь. Однако при необходимости можно использовать электротехнические стали, которые, как правило, не обладают высокими механическими свойствами, в первую очередь твердостью. В этих случаях могут использоваться мето-

ды поверхностной модификации пружины путем, например, нанесения покрытий, легирования, усиления посредством присоединенных элементов с высокой износостойкостью. В конструкциях с ограниченными габаритами для размещения электромагнита вблизи седла центральная часть ЗЭ может быть снабжена дистанционным элементом, увеличивающим осевой размер ЗЭ, например, накладкой - сферической, конической или иной формы.

На основе выполненных опытно-конструкторских поисковых исследований была разработана конструкция форсунки с плоским ЗЭ, отличающаяся высоким быстродействием, минимальным количеством деталей.

Поскольку конкурентоспособность создаваемой форсунки определяется не только ее эксплуатационными характеристиками, но и, в первую очередь, ценой, то проектирование и отработка конструкции ведутся с постоянной отработкой ее на технологичность. В частности, решаются вопросы точной регулировки зазора между сердечником и ЗЭ, определяющего величину рабочего хода. В создаваемой конструкции зазор регулируется путем перемещения сердечника при прогибе дна цилиндрического магнитопровода под действием усилия винтовой пружины, которая сжимается регулировочным винтом. Жесткости двух деформируемых элементов различаются на два-три порядка, поэтому точность регулировки обеспечивается до долей микрона, и на нее

не влияют температурные деформации. Предложенный регулятор позволяет существенно упростить конструкцию форсунки, снизить требования к точности изготовления ряда деталей и их сборки. Его использование позволяет компенсировать разброс характеристик электромагнитных и противодействующих сил путем регулировки зазора по факту открытия форсунки при заданной величине тока управления. Дополнительным полезным эффектом его использования является возможность осуществления регулировки зазора в процессе эксплуатации форсунки с целью продления сроков ее работы.

В создаваемой конструкции в качестве ЗЭ предполагается использовать плоскую пружину в виде диска с центральной частью, перекрывающей седло, и отходящих от нее упругих элементов, выполненных как многозаходная архимедова спираль. Периферийные части этих упругих элементов связаны с корпусом.

Образцы разработанных форсунок проходят лабораторные отработочные испытания.

Список литературы

1. Ю.И. Будыко и др. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей. Ленинград «Машиностроение» 1975. с.71-89.
2. Патент FR №2542816, МПК F02M51/06.

WAYS OF THE DIRECTION OF PERFECTION OF ELECTROMAGNETIC ATOMIZERS FOR ENGINES OF AUTOMOBILES

© 2006 V.A. Zvjagintsev, B.K. Zuev, J.D. Lysenko

Samara State Aerospace University

The design of an atomizer distinguished by high speed, simplicity and minimum quantity of details is developed

© 2006 А.В. Волгин¹, Г.Е. Белашевский²¹ООО «Самара – АвиаГаз»²Самарский государственный аэрокосмический университет

В работе анализируются различные способы применения матриц в управлении предприятием. Отношение (связь) между элементами двух и более множеств может быть представлена в матричной форме. Композиция отношений позволяет упростить анализ связей между элементами множеств. Приведен пример использования матриц приоритетов в системе управления предприятием.

Матрицы, как инструмент анализа, уже давно применяются в системе управления предприятия. Достаточно назвать такие инструменты качества как матричные диаграммы, матрицы приоритетов, матричный анализ в Развертывании Функции Качества (QFD) [1].

1. Применение матриц в управлении обусловлено тем, что практически любое предприятие характеризуется большим набором объектов (различное оборудование, подразделения, поставщики, потребители), и связи между ними трудно описать зависимостями типа $y = f(x)$. Реальные связи многомерны и неявны. Матрицы же позволяют в достаточно наглядной форме идентифицировать такие связи и проводить их анализ. В задаче формирования производственной структуры предприятия может быть использована матрица взаимосвязей групп деталей $D = [d_{ij}]$, где d_{ij} - численность общего оборудования, применяемого при обработке i - ой и j - ой деталей, в маркетинговых исследованиях используется матрица технического уровня $U = [u_{ij}]$, где u_{ij} - технический уровень i - ого предприятия на j - ом рынке и матрица цен [2].

С позиций математики задание матрицы может интерпретироваться как задание отношения (связи) между объектами двух множеств. Элемент матрицы в этом случае может означать как связь объектов (типа «да» или «нет»), так и силу связи, выраженную числом. В случае трех и более множеств можно строить многомерные отношения и, соответственно, многомерные матрицы. Однако при таком подходе теряется наглядность и простота интерпретации. Сложность анализа многомерных отноше-

ний можно преодолеть с помощью композиции отношений [3].

2. Допустим, что предприятие имеет поставщиков $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_5$, которые поставляют материалы (детали, узлы, комплектующие) M_1, M_2, M_3 . Из этих материалов предприятие изготавливает изделия I_1, I_2, \dots, I_4 для заказчиков (потребителей) Z_1, Z_2, \dots, Z_5 . Для указанных множеств можно составить матрицы связей. Пусть, например, установлены связи между поставщиками и материалами, которые они поставляют (таблица 1), изделиями и необходимыми материалами (таблица 2), заказчиками и изделиями (таблица 3). Знаком « \times » обозначена связь объектов двух множеств.

Таблица 1. Матрица связей между поставщиками и поставляемыми материалами (ПМ)

ПМ	Π_1	Π_2	Π_3	Π_4	Π_5
M_1	\times		\times		\times
M_2		\times		\times	
M_3			\times		

Таблица 2. Матрица связей между изделиями и материалами (ИМ)

ИМ	M_1	M_2	M_3
I_1		\times	
I_2			\times
I_3	\times		\times
I_4			\times

Таблица 3. Матрица связей между заказчиками и изделиями (ЗИ)

ЗИ	I_1	I_2	I_3	I_3
Z_1	\times			
Z_2		\times		
Z_3			\times	
Z_4		\times		
Z_5	\times			\times

Используя композицию отношений, заданных матрицами **ПМ**, **ИМ** и **ЗИ**, нетрудно составить матрицу отношения **ПЗ**. Матрица **ПЗ** (таблица 4) показывает связи, устанавливаемые предприятием, между поставщиками **П_i** и заказчиками **З_j**. Так, например, взаимодействие заказчика **З₃** с предприятием происходит по изделию **И₃**, для которого необходимы материалы **М₁** и **М₃**, поставляемые **П₁**, **П₃** и **П₅**.

Таблица 4. Матрица связей между поставщиками и заказчиками (ПЗ)

ПЗ	З ₁	З ₂	З ₃	З ₄	З ₅
П ₁			×		
П ₂	×				×
П ₃		×	×	×	×
П ₄	×				×
П ₅			×		

Подробное расписывание технологических процессов (продуктовых линий) с помощью матриц связей упрощает определение добавленной ценности для заказчика, прибыли предприятия и его потерь.

3. Построение системы менеджмента качества предприятия связано с выделением сети процессов. Распределение процессов по подразделениям предприятия, выполнение требований стандарта, например, ИСО 9001-2000 может проводиться с помощью матриц. Допустим, выделены процессы: *заключение контрактов, управление документацией СМК, внутренний аудит, закупки, изготовление, мониторинг удовлетворенности потребителя*, а предприятие имеет подразделения: *отдел маркетинга, отдел закупок, отдел главного конструктора, отдел главного технолога, производство, отдел гарантийного сопровождения*. По результатам обсуждения с представителями подразделений можно составить матрицу **ПП** (таблица 5). С другой стороны, выделенные процессы должны покрывать требования стандарта, например, ИСО 9001-2000. Связь процессов с ИСО 9001-2000 приводит к матрице **ТП** (таблица 6).

Используя композицию отношений, получим матрицу **ИСО** (таблица 7).

Таблица 5. Матрица связей процессов и подразделений (ПП)

Матрица ПП	Отдел маркетинга	Отдел закупок	Отдел главного конструктора	Отдел главного технолога	Производство	Отдел гарантийного сопровождения
Заключение контрактов	×		×			
Управление документацией СМК			×	×		
Внутренний аудит						×
Закупки		×				
Изготовление					×	
Мониторинг удовлетворенности потребителя						×

Таблица 6. Связь процессов с ИСО 9001-2000

Матрица ТП	Системы менеджмента качества	Ответственность руководства	Менеджмент ресурсов	Процессы жизненного цикла продукции	Измерение, анализ и улучшение
Заключение контрактов		×			
Управление документацией СМК	×	×			
Внутренний аудит				×	×
Закупки				×	
Изготовление			×	×	×
Мониторинг удовлетворенности потребителя					×

Таблица 7. Матрица ИСО

Матрица ИСО	отдел маркетинга	отдел закупок	отдел гл. конструктора	отдел гл. технолога	Производство	отдел гарантийного сопровождения
Системы менеджмента качества			×	×		
Ответственность руководства	×		×	×		
Менеджмент ресурсов					×	
Процессы жизненного цикла продукции		×			×	×
Измерение, анализ и улучшение					×	×

Очевидно, что при таком распределении требований ИСО можно ожидать несоответствия по разделу 5 «Ответственность руководства», так как политика в области качества относится к компетенции высшего руководства.

4. Разворачивание каждого элемента матрицы связи, например, «Ответственность руководства – отдел маркетинга» может быть с помощью матрицы приоритетов, лежащей в основе метода анализа иерархий [4]. Требования стандартов ИСО серии 9000-2000 устанавливают область и глубину нормативно – технической документации, необходимой для функционирования СМК предприятия. Одним из обязательных документов СМК предприятия является политика и цели в области качества. Цели предприятия формулируются в различных областях: финансы, рынок, конкуренция (бенчмаркинг), удовлетворенность Потребителя, улучшение показателей продукции и процессов. Цели всей организации должны быть спроецированы (развернуты, разложены) на её подразделения, для того, чтобы персонал осознавал свою причастность и ответственность за достижение той или иной цели всей организации.

Планирование, выбор целей, оптимизация поведения в конкурентной среде всегда на определенном этапе требуют принятия решения. Практически очевидным стал тот факт, что социальные процессы, в частности, процессы управления плохо формализуются в рамках классической ма-

тематики. Достаточно эффективным в этом случае может оказаться метод анализа иерархий.

В основе метода анализа иерархий лежит так называемая матрица приоритетов. Допустим, что поставлена задача сравнения факторов, влияющих на выбранный объект. Как правило, количество влияющих факторов достаточно велико, точные зависимости неизвестны, математическую формализацию задачи выполнить практически невозможно. Эксперт также испытывает трудности при оценке влияния факторов на объект. Удивительно, но задача решается легче, если проводить попарное сравнение влияния факторов на объект. (Суть в том, что трудно ответить на вопрос, сколько весит А, гораздо проще решить, что тяжелее: А или В)

Для аналитического планирования развития предприятия необходимо описать начальное состояние (положение «как есть»), целевое состояние (цели) и средства, позволяющие связать эти состояния. Ниже приведен пример применения метода анализа иерархий, в качестве объекта выбрана цель из политики по качеству «Устойчивый рост прибыли предприятия» и выделены некоторые факторы, влияющие на цель (таблица 8).

Специалистами - экспертами предприятия были составлены матрицы приоритетов по выбранным критериям (пример приведен в таблице 9).

Таблица 8. Факторы, влияющие на цель

<p>Менеджмент</p> <ul style="list-style-type: none"> • планирование, • инвестиции, • реклама, • отпускные цены, • маркетинговая стратегия. <p>Производство</p> <ul style="list-style-type: none"> • соблюдение сроков, • технология, • качество, • организация производства, • контроль затрат. 	<p>Материально – техническое снабжение</p> <ul style="list-style-type: none"> • закупки, • отношения с поставщиками, • входной контроль, • контроль ресурсов. <p>Персонал и Разработки</p> <ul style="list-style-type: none"> • квалификация, • подготовка персонала, • мотивация персонала, • творческий потенциал, • планирование новых разработок
---	---

Таблица 9. Пример матрицы «Производство»

Цель – Устойчивый рост прибыли предприятия

Производство	Соблюдение сроков поставки продукции	Технология	Качество	Организация производства	Контроль затрат
Соблюдение сроков поставки продукции	1	5	1	3	3
Технология	1/5	1	3	1	3
Качество	1	1/3	1	3	1
Организация производства	1/3	1	1/3	1	1
Контроль затрат	1/3	1/3	1	1	1

Шкала отношений и заполнение таблиц

1 – равнозначность факторов, 3 – доминирование одного фактора над другим фактором, 5 – сильное доминирование одного фактора над другим фактором, 2,4 – возможные промежуточные значения.

Математическая обработка матриц состояла в нахождении вектора приоритетов, как собственного вектора, соответствующего максимальному собственному числу. В качестве примера ниже приведены результаты обработки оценок эксперта N (таблица 10). В столбцах указаны компоненты вектора приоритетов по различным факторам, например, по критерию «Менеджмент» приоритет отдан инвестициям.

На рис. 1. приведены результаты вычислений приоритетов экспертов по указанным выше критериям. Достижение цели связывается с инвестициями, качеством,

планированием новых разработок и контролем ресурсов.

Таблица 10. Результаты обработки оценок эксперта N

Цель – Устойчивый рост прибыли предприятия			
Менеджмент	Производство	Мат – тех снабжение	Персонал и разработки
0,1084	0,3268	0,3072	0,1625
0,4198	0,1280	0,2059	0,0773
0,1084	0,2829	0,1552	0,1007
0,2356	0,1002	0,3316	0,2080
0,1279	0,1621		0,4516

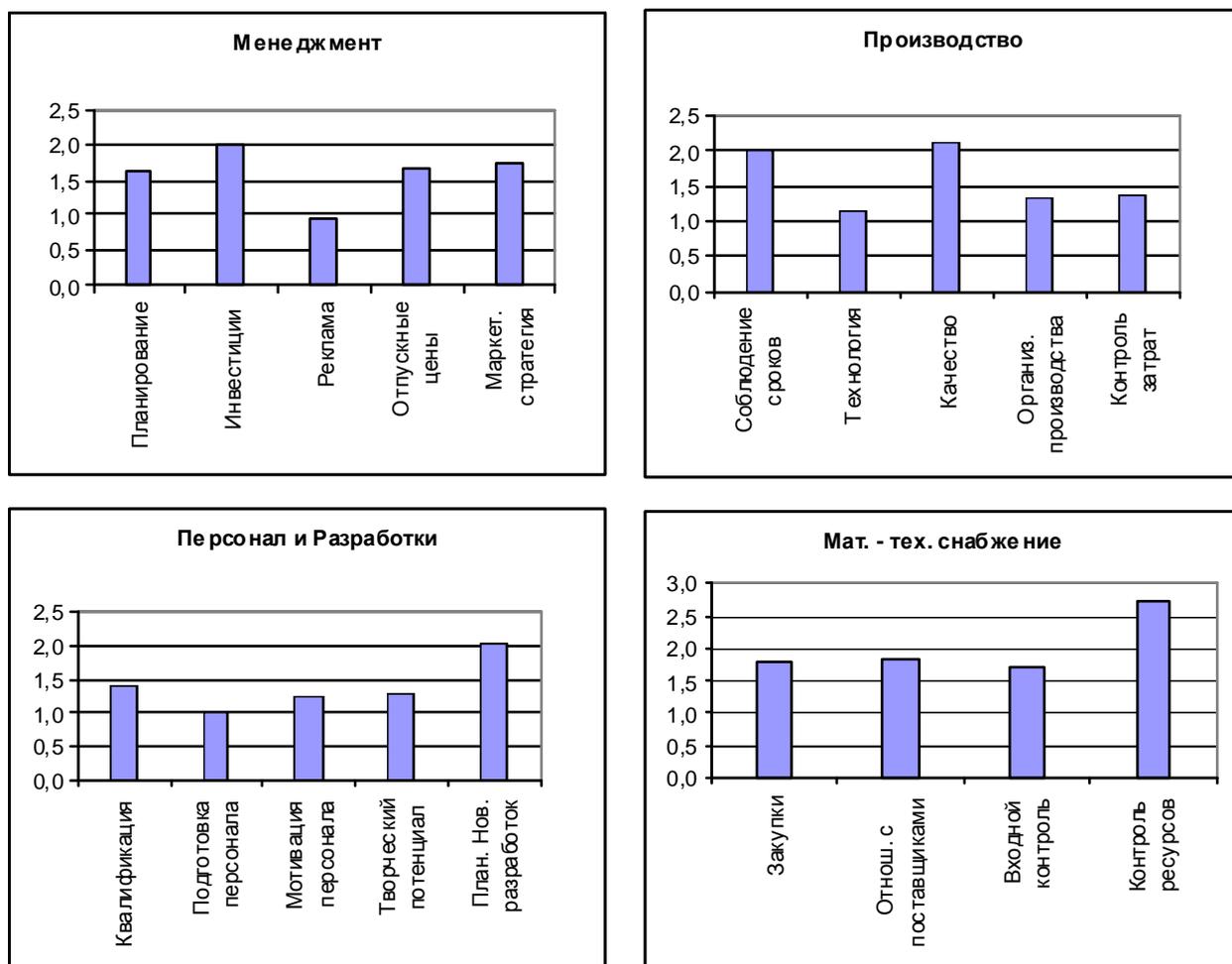


Рис. 1. Результаты вычислений приоритетов экспертов

Знание распределения приоритетов по выбранным критериям позволяет высшему менеджменту предприятия проводить обоснованную политику для достижения поставленной цели.

Список литературы

1. Глудкин О.П., Горбунов Н.М., Гуров А.И., Зорин Ю.В. Всеобщее Управление Качеством. – М.: Радио и связь, 1999.

2. Кузин Б., Юрьев В., Шахдинаров Г. Методы и модели управления фирмой. – СПб: Питер, 2001.

3. Фор Р., Кофман А., Дени-Папен М. Современная математика. – М.: Мир, 1966.

4. Саати Т. Принятие решений. Метод анализа иерархий. / пер. с англ. – М.: Радио и связь, 1993.

MATRIX ANALYSIS IN ENTERPRISE EXECUTIVE SYSTEM

© 2006 A.V. Volgin¹, G.E. Belachewskij²

¹«Samara – Aviagas»

²Samara State Aerospace University

In work various ways of matrixes application in business operation are analyzed. The relation (connection) between elements of two and more sets can be submitted in the matrix form. The composition of relations allows to simplify the analysis of connections between elements of sets. The example of use of priorities matrixes in a control system of the enterprise is resulted.

МЕТОДОЛОГИЯ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АВИАЦИОННЫХ ГТД

© 2006 Д.А. Ахмедзянов, Е.С. Власова, А.Е. Кишалов

Уфимский государственный авиационный технический университет

Предложен метод моделирования различных неустановившихся режимов работы ГТД произвольных схем, реализованный в системе имитационного моделирования работы авиационных ГТД в термогазодинамическом аспекте совместно с элементами управления и контроля – DVIGwp.

В своем развитии современные авиационные газотурбинные двигатели и энергетические установки на их базе (далее ГТД) достигли высокой степени сложности, а требования к эффективности процесса их разработки все более ужесточаются. В настоящее время, в связи с созданием авиационных ГТД новых поколений, а также с повышением требований к эффективности процессов проектирования двигателей и энергоустановок больше внимания уделяется методам и средствам моделирования ГТД и его узлов. Создание авиационных ГТД новых поколений, проведение работ, направленных на повышение основных термогазодинамических показателей, требуют применения новой методологии и средств проектирования.

Использование информационных технологий в существенной мере определяет успешность создания авиационных двигателей новых поколений. Любая сложная техническая система в своем развитии неизбежно достигает этапа, когда эффективная организация ее жизненного цикла (ЖЦ) в целом и, прежде всего, на стадии разработки требует использования системного подхода, динамического формирования имитационной модели для структурной и параметрической оптимизации. В связи с этим технологии автоматизированного проектирования, компьютерного анализа (САЕ), конструирования (САД) и изготовления (САМ) изделий играют все большую роль.

Современный газотурбинный двигатель представляет собой сложную динамическую систему с взаимосвязанным влиянием газодинамических и теплофизических процессов, протекающих в его узлах. Функционирование двигателя происходит при постоянном действии внутренних и внешних возмущений, а для маневренных самолетов – практически на неустановившихся режимах. К неустановившимся про-

цессам в двигателе относятся процессы при переходе с одного установившегося режима на другой: запуск двигателя с выходом на режим малого газа или другой заданный режим, приемистость (переход с пониженного на максимальный или полный форсированный режим), дросселирование (переход с максимального на пониженный режим), встречная приемистость (процесс увеличения режима сразу после уменьшения – комбинация дросселирования и приемистости), включение и выключение форсированного режима, изменение режимов в связи с изменением положения органов управления (положения регулируемого сопла, направляющих аппаратов компрессора, турбины, клапанов перепуска воздуха в тракте и т.д.), изменение нагрузки на силовой турбине и др.

Математическая модель, давая возможность более обоснованно анализировать условия работы двигателя в системе силовой установки летательного аппарата, повышает информативность теоретических и экспериментальных исследований, позволяет обеспечить большой экономический эффект на всех этапах ЖЦ двигателя. Имитационное моделирование — метод исследования, основанный на том, что изучаемая динамическая система заменяется ее имитатором и с ним проводятся эксперименты с целью получения информации об изучаемой системе. Таким образом, имитационные модели ГТД могут использоваться для проектирования, анализа и оценки их функционирования [1]. Процесс последовательной разработки имитационной модели начинается с создания простой модели, которая затем постепенно усложняется в соответствии с требованиями, предъявляемыми решаемой проблемой.

В процессе создания имитационной модели можно выделить следующие основные этапы:

– формулирование проблемы: описание исследуемой проблемы и определение целей

исследования;

- разработка модели: логико-математическое описание моделируемой системы в соответствии с формулировкой проблемы;
- подготовка данных: идентификация, спецификация и сбор данных;
- трансляция модели: перевод модели на язык, приемлемый для используемой ЭВМ;
- верификация: установление правильности машинных программ;
- валидация: оценка соответствий требуемой точности имитационной модели реальной системе;
- стратегическое и тактическое планирование: определение условий проведения машинного эксперимента с имитационной моделью;
- экспериментирование: прогон имитационной модели на ЭВМ для получения требуемой информации;
- анализ результатов: изучение результатов имитационного эксперимента для подготовки выводов и рекомендаций по решению проблемы;
- реализация и документирование: реализация рекомендаций, полученных на основе имитации, и составление документации по модели и ее использованию.

Суть предложенного универсального метода моделирования различных неустановившихся режимов работы ГТД произвольных схем базируется на следующих принципах:

1) объектного подхода и модульного принципа построения модели: на экране составляется топологическая схема моделируемого двигателя (установки) из модулей (входное устройство, компрессор, камера сгорания, турбина, реактивное сопло, отбор воздуха, потребитель мощности и т.д.), а также элементов системы регулирования (регуляторы, датчики и т.д.);

2) описания предметной области на единых универсальных исходных принципах, заключающихся в выделении основных типов информационных потоков данных (газодинамического, механического, топливного), в задании входных и получении выходных индивидуальных данных и характеристик модуля;

3) универсального подхода к моделированию различных неустановившихся режимов, заключающегося в возможности моделирования для скомпонованной схемы двигателя любых неустановившихся режимов - запуска, приемистости, дросселирования, встреч-

ной приемистости, включения и выключения форсированного режима, изменения режимов в связи с изменением положения органов управления, изменения нагрузки на силовой турбине и др.

4) универсальности задания законов расчета (программ регулирования двигателя): для любой задачи устанавливаются функции цели - так называемые поддерживаемые параметры или комплексы, в частности, являющиеся параметрами (законами) регулирования, и варьируемые величины (константы или элементы характеристик узлов двигателя), за счет вариации которых достигается выполнение функции цели. Таким образом, в зависимости от решаемых задач - идентификации, “завязки” и моделируемых режимов работы ГТД - составляются соответствующие законы расчетов (программы регулирования), которые реализуются с помощью встроенного “решателя”.

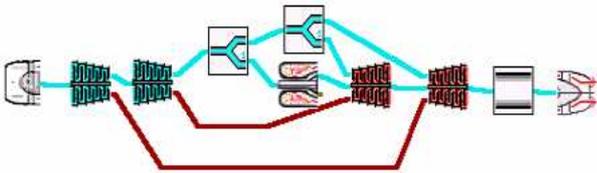
5) решения уравнений: решение систем обычных и дифференциальных уравнений, описывающих неустановившиеся режимы работы авиационных ГТД с помощью методов Ньютона и Эйлера (или Рунге-Кутты).

6) открытость метода: метод позволяет легко вносить изменения и дополнения, связанные с необходимостью учета или уточнения новых динамических факторов, изменения алгоритмов расчета отдельных узлов двигателя или элементов управления в зависимости от схемы двигателя, от условий и режимов работы, от требований, предъявляемых к динамике двигателя на различных неустановившихся режимах, от особенностей рабочих процессов конкретных ГТД.

Предложенный метод реализован в системе имитационного моделирования работы авиационных ГТД в термогазодинамическом аспекте на неустановившихся режимах совместно с элементами управления и контроля – DVIGwr [5].

Процесс моделирования различных неустановившихся режимов работы ГТД в разработанной системе DVIGwr происходит в несколько этапов в соответствии с описанными выше принципами.

На рис. 1 – 4 показаны примеры задания законов расчета (программ регулирования) неустановившихся режимов в системе DVIGwr для ГТД различных схем. На рис. 1 показан закон расчета процесса приемистости (сброса) для двухвальной схемы – задается расход топлива G_T как функция времени.

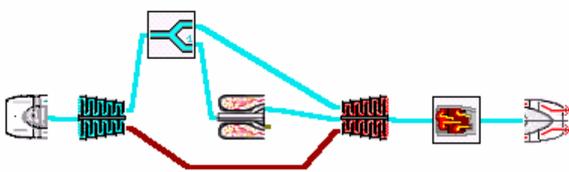


Варьируются	Поддерживаются
T_r^* (КС)	G_T (КС)
π_k^* (КВД)	A_T (ТНД)
π_k^* (КНД)	A_T (ТВД)
G_B (ВУ)	$F_{скр}$ (РС)

Рис. 1. Схема двухвального двигателя P95 и закон расчета приемистости (сброса) в системе DVIGwr

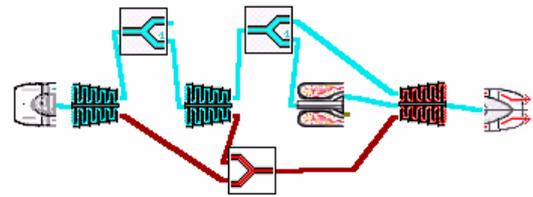
На рис. 2 показан закон расчета процесса включения (выключения) форсажа в одновальном двигателе, при этом качество процесса обеспечивается согласованием подачи топлива в форсажную камеру ($G_{T\phi}$) и раскрытием сопла (изменением площади $F_{скр}$). На рис. 3 показан закон расчета открытия (закрытия) ленты перепуска – согласование режимов работы передней (до перепуска) и задней (после перепуска) частей компрессора обеспечивается заданием положения ленты перепуска воздуха ($V_{лп}$) и поддержанием равенства частот вращения передних и задних частей.

На рис. 4 показан закон расчета для изменения нагрузки на силовой турбине установки, при этом регулятор частоты вращения расположен на валу силовой турбины и поддерживает допустимое отклонение частоты вращения за счет изменения расхода топлива (G_T) при переменной мощности генератора ($N_{ген}$).



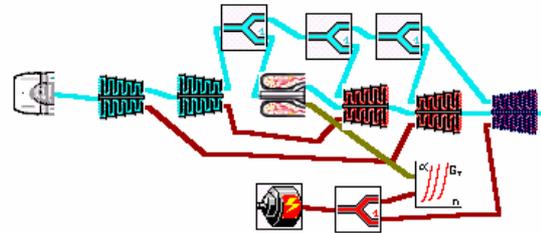
Варьируются	Поддерживаются
T_r^* (КС)	G_T (КС)
π_k^* (КОМ)	A_T (ТУР)
T_ϕ^* (ФК)	$G_{T\phi}$ (ФК)
G_B (ВУ)	$F_{скр}$ (РС)

Рис. 2. Схема одновального двигателя PD-9F с форсажной камерой сгорания и закон включения (выключения форсажа) в системе DVIGwr



Варьируются	Поддерживаются
T_r^* (КС)	G_T (КС)
$V_{вх}$ (ЛП)	$V_{вых}$ (ЛП)
π_k^* (КВД)	n (КВД)
π_k^* (КНД)	A_T (ТУР)
G_B (ВУ)	$F_{скр}$ (РС)

Рис. 3. Схема одновального двигателя KP7-300 с лентой перепуска и закон открытия (закрытия) ленты перепуска в системе DVIGwr



Варьируются	Поддерживаются
T_r (КС)	A_T (ТВД)
π_k^* (КВД)	A_T (ТНД)
π_k^* (КНД)	A_T (СТ)
G_B (ВУ)	p_2 (СТ)
$N_{вх}$ (ГЕН)	$N_{вых}$ (ГЕН)
\dot{n} (ГЕН)	K_G (РЕГ)

Рис. 4. Схема GTU 10/95 с регулятором $n_{СТ} = const$ и закон изменения нагрузки на силовой турбине в системе DVIGwr

Реализованный в системе DVIGwr модульный принцип учета динамических факторов [3] обеспечивает универсальное построение, развитие и детализацию алгоритмов расчета неустановившихся режимов работы авиационных ГТД произвольных схем. Такой принцип (в теории систем - принцип независимости) позволяет универсально производить введение в модель тех или иных факторов по мере необходимости с учетом решаемых задач. Структурная схема алгоритма учета любого из факторов независимо от конкретного узла двигателя универсальна – динамический блок включает в себя: задание начальных условий; вычисление дифференциалов и производных; расчет конкретных динамических добавок. При за-

дании признака учета того или иного фактора динамический блок производит уточнение уравнений энергии и неразрывности, при этом стационарный алгоритм модуля не изменяется. В случае не учета динамических добавок динамический блок выполняет роль передатчика информации без изменений.

Таким образом, разработана методология имитационного моделирования работы авиационных ГТД на неустановившихся режимах, позволяющая получать динамические характеристики ГТД уже на стадии проектирования для проведения целенаправленного поиска технических проектных решений, обеспечивающих предельные значения показателей эффективности разрабатываемых авиационных двигателей.

Усложнение задач управления, использование более совершенных и сложных алгоритмов управления, развитие электронных технологий создали предпосылки широкого внедрения методов математического моделирования для задач оптимального управления двигателем. Адекватность математического описания термогазодинамических процессов на этапах проектирования ГТД предопределяет затраты, связанные с обеспечением требуемых характеристик изделия, позволяет оптимизировать параметры рабочего процесса и сократить время создания двигателя.

Список литературы

1. Сосунов В.А. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энер-

гетических установок / В.А. Сосунов, В.М. Чепкин. М.: МАИ, 2003. – 688 с.

2. Добрянский, Г.В. Динамика авиационных ГТД / Г.В. Добрянский, Т.С. Мартынова. М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

3. Ахмедзянов, Д.А. Модульный принцип учета влияния динамических факторов на характеристики неустановившихся процессов ГТД в компьютерной среде DVIG / Д.А. Ахмедзянов, И.А. Кривошеев // Изв. вузов, сер. “Авиационная техника”. - 1999. - №2. - С. 27-30.

4. Кривошеев, И.А. Моделирование динамических процессов в сложных системах / И.А. Кривошеев, Д.А. Ахмедзянов. Уфа: Изд. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та, 2003. - 99 с.

5. Ахмедзянов, Д.А. Система термогазодинамического моделирования газотурбинных двигателей на переходных режимах работы DVIGwp / Д.А. Ахмедзянов, И.А. Кривошеев, Е.С. Власова: Свидетельство об официальной регистрации № 2004610868. Москва: Роспатент, 2004.

6. Ахмедзянов, Д.А. Влияние тепловой нестационарности на динамические характеристики авиационных ГТД / Д.А. Ахмедзянов, Е.С. Власова // Полёт (авиация, ракетная техника и космонавтика). - Москва. - 2006. - №2. - С. 34-39.

7. Тунаков, А.П. САПР авиационных ГТД / А.П. Тунаков, И.А. Кривошеев, Д.А. Ахмедзянов. Уфа: Изд. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та. – Уфа, 2005. – 272 с.

SIMULATION TECHNOLOGY OF NOT PUT IN ORDER CONDITIONS OF AVIATION GTE

© 2006 D.A. Achmedzjanov, E.S. Vlasova, A.E. Kishalov

USATU

The method of various unsteady operating modes modeling of any GTD schemes, realized in system of imitating modeling of aviation GTD work in termogasdynamics aspect together with management and the control elements - DVIGwp is offered.

ЛАЗЕРНАЯ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ БЫСТРОПРОТЕКАЮЩИХ ПРОЦЕССОВ

© 2006 Н.И. Лаптев¹, В.И. Мордасов², В.В. Пойлов¹, Г.А. Галимова¹, М.Р. Хайрутдинов¹

¹ - Научно-исследовательский институт проблем конверсии и высоких технологий, г. Самара

² – Самарский государственный аэрокосмический университет

Авторами разработан стенд для экспериментального исследования инициирования лазерным излучением быстропротекающих процессов: горения, взрывного горения, перехода горения в детонацию и непосредственно детонации в конденсированных средах. Разработанный стенд позволяет в реальном масштабе времени с требуемым временным разрешением исследовать движение передней поверхности образца при воздействии на него лазерного излучения и разлет продуктов разрушения. Установлено, что увеличение длины волны лазерного излучения приводит к росту пороговой величины энергии, необходимой для инициирования взрывного разрушения в данной системе.

Исследование быстропротекающих физико-химических процессов продолжительностью порядка 10^{-6} с требует применения особых методов и приборов, позволяющих получать картину протекания процесса и измерить его скорость за малые промежутки времени. В настоящее время нашли применение два типа приборов для визуализации процессов горения и взрыва: фоторегистрирующие приборы и оптические пирометры. Среди фоторегистрирующих устройств широкое распространение получили ждущий фоторегистратор ЖФР, сверхскоростной фоторегистратор СФР, высокоскоростная камера ВСК. Первый из них работает в режиме фоторегистратора, позволяя получить развертку перемещения светящегося фронта во времени.

Принцип фоторегистрации быстропротекающей химической реакции состоит в фотографировании свечения, перемещающегося по веществу по мере распространения реакции от слоя к слою; фоторегистрация волн сжатия основана на изменении показателя преломления прозрачных веществ при взаимодействии с ними уплотнения. Сущность метода заключается в следующем. Изучаемый объект проецируется на зеркало, ось вращения которого находится в центре окружности с расположенной на ней фотографической пленкой.

Оптические зонды с волоконными световодами находят применение для определения времени прихода фронтов ударных и детонационных волн в субмикросекундном диапазоне. Самым простым зондом для этих целей является жгут оптических воло-

кон, вставленный в отверстие непрозрачной стенки и залитый эпоксидным компаундом. При постановке более сложных экспериментов необходимо иметь волоконные зонды, у которых закреплены лишь концы оптических волокон, что позволяет выполнить их гибкими. С помощью таких зондов не составляет трудности передать световые сигналы из любых точек замкнутого объема, развернув последовательность выделенных точек в одну линию. В этом случае с помощью скоростного фоторегистратора фиксируется момент прохождения ударной или детонационной волны.

На основании анализа рассмотренных схем приборов была разработана схема стенда для исследования лазерного инициирования высокоэнергетических веществ. В основу данной методики положен принцип фоторегистрации исследуемых процессов. Разработано устройство временной синхронизации начала воздействия лазерного излучения и регистрации процесса воспламенения.

Данный стенд позволяет с временным разрешением синхронно изучать движение передней (облучаемой) поверхности образца, взрывного разложения и детонационного фронта, свечение разлетающихся продуктов взрыва. Стенд позволяет проводить эксперименты в атмосфере воздуха и в защитной среде с помощью специально разработанных для этих целей экспериментальных ячеек. С использованием телеканалов совместно с ПЭВМ предусмотрена возможность разделения в пространстве и времени регистрации

процессов, протекающих в зоне облучения лазерным пучком и протекающих за пределами этой зоны. Имеется возможность вариации плотности мощности лазерного воздействия изменением положения исследуемого образца от допороговых до многократно превышающих критические величины взрывного разложения сред различных классов.

На оптической скамье установлены системы измерения плотности мощности падающего потока на испытуемый образец, слияния пучков излучения от нескольких генерирующих источников, выделения оптимального спектра длин волн излучения, измерения длительности временной задержки, изучения движения передней поверхности и детонационного фронта образца.

В информационно-измерительной системе применяются газовые непрерывные лазеры, которые имеют метрологические преимущества перед другими типами благодаря малой угловой расходимости излучения, широкому диапазону генерируемых длин волн, легко реализуемому одномодовому и частотному режиму генерации.

Было проведено исследование воздействия лазерного излучения с длиной волны 1,05 мкм на характер воспламенения высокоэнергетических веществ. При этом плотность мощности излучения изменялась в диапазоне от 5 до 40 Вт/см². Изображение фронта горения регистрировалось при длительностях выдержки от 0,002 до 0,008 с. Полученные изображения позволяют определить величину пороговой плотности мощности, при которой осуществляется переход к объемному возгоранию.

Схема оптической системы для исследования динамики взрывных процессов и определения времени задержки инициирования высокоэнергетических веществ работает следующим образом. Излучение от гелий-неонового лазера проходит через светофильтр и дифракционную решетку и, отражаясь от поворотного зеркала, попадает в камеру, где с помощью держателя размещен исследуемый образец. После прохождения зоны воздействия излучение направляется с помощью зеркала на экран. Телекамера WAT-231 S, сопряженная с ПЭВМ, регистрирует текущее распределе-

ние световой энергии и движение осколков, образовавшихся в результате взрыва. Зарегистрированное изображение наблюдается на экране монитора ПЭВМ. Для обработки результатов экспериментов применялась программа определения распределения освещенности для группировок объектов.

Разработанный стенд отличается простотой конструкции (отсутствуют вращающиеся оптические элементы, оптоволоконные элементы, требующие точной юстировки) и позволяет визуализировать исследуемые процессы требуемым временным разрешением.

При проведении экспериментальных исследований имеется возможность варьировать величину мощности излучения, длину волны или осуществлять суммирование сигналов от источников с различными длинами волн. Управление плотностью мощности, и, следовательно, скоростью нагрева и задержкой воспламенения, осуществляется путем регулирования диаметра пятна на поверхности исследуемого вещества. Указанные параметры контролируются в процессе экспериментов. Данный стенд позволяет определять для различных видов высокоэнергетических веществ в зависимости от их состава определять требуемую величину энерговклада, временные параметры инициирования и характер взаимодействия лазерного излучения с веществом в зависимости от условий эксперимента.

На основании анализа рассмотренных схем приборов была разработана схема стенда для исследования лазерного инициирования высокоэнергетических веществ. В основу данной методики положен принцип фоторегистрации исследуемых процессов. Разработано устройство временной синхронизации начала воздействия лазерного излучения и регистрации процесса воспламенения.

Данный стенд позволяет с временным разрешением синхронно изучать движение передней (облучаемой) поверхности образца, взрывного разложения и детонационного фронта, свечение разлетающихся продуктов взрыва. Стенд аналогично разработкам [27, 28] позволяет проводить эксперименты в атмосфере воздуха и в защитной среде с помощью специально разработанных для этих

целей экспериментальных ячеек. С использованием телеканалов совместно с ПЭВМ предусмотрена возможность разделения в пространстве и времени регистрации процессов, протекающих в зоне облучения лазерным пучком и протекающих за пределами этой зоны. Имеется возможность вариации плотности мощности лазерного воздействия изменением положения исследуемого образца от допороговых до многократно превышающих критические величины взрывного разложения сред различных классов.

На оптической скамье установлены системы измерения плотности мощности падающего потока на испытуемый образец, слияния пучков излучения от нескольких генерирующих источников, выделения оптимального спектра длин волн излучения, измерения длительности временной задержки, изучения движения передней поверхности и детонационного фронта образца.

Схема оптической системы для исследования динамики взрывных процессов и определения времени задержки иницирования ВВ приведена на рис.1. Излучение 4 от гелий-неонового лазера 1 проходит через светофильтр 2 и дифракционную решетку 3 и, отражаясь от поворотного зеркала 5, попадает в камеру, где с помощью держателя 7 размещен исследуемый образец. После прохождения зоны воздействия излучение направляется с помощью зеркала 10 на экран 6. Телекамера WAT-231 S (11), сопряженная с ПЭВМ 12, регистрирует текущее распределение световой энергии и движение осколков, образовавшихся в результате взрыва. Зарегистрированное изображение наблюдается на экране монитора ПЭВМ. Для обработки результатов экспериментов применялась программа определения распределения освещенности для группировок объектов.

Разработанный стенд отличается простотой конструкции (отсутствуют вращающиеся оптические элементы, оптоволоконные элементы, требующие точной юстировки) и позволяет визуализировать исследуемые процессы требуемым временным разрешением.

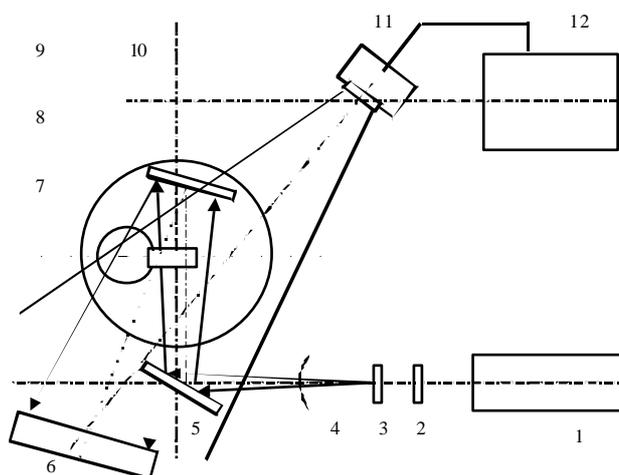


Рис.1. Схема оптической системы с телеканалом для определения времени задержки иницирования ВВ:

1 – 1 – лазерный излучатель, 2 – светофильтр, 3 – дифракционная решетка, 4 – зондирующий пучок излучения, 5 – поворотное зеркало, 6 – экран, 7 – держатель, 8 – детонатор, 9 – защитная камера, 10 – поворотное зеркало, 11 – телекамера, 12 – ПЭВМ

При проведении экспериментальных исследований имеется возможность варьировать величину мощности излучения, длину волны или осуществлять суммирование сигналов от источников с различными длинами волн. Управление плотностью мощности, и, следовательно, скоростью нагрева и задержкой воспламенения, осуществляется путем регулирования диаметра пятна на поверхности исследуемого вещества. Указанные параметры контролируются в процессе экспериментов. Данный стенд позволяет определять для различных видов высокоэнергетических веществ в зависимости от их состава требуемую величину энерговклада, временные параметры иницирования и характер взаимодействия лазерного излучения с веществом в зависимости от условий эксперимента.

В процессе создания стенда для экспериментального исследования процессов взаимодействия лазерного излучения с высокоэнергетическими веществами была проведена оценка погрешности определения основных параметров процесса. При этом рассматривались следующие параметры: мощность источника излучения, диаметр пятна излучения на поверхности, точность

позиционирования элементов измерительной системы, синхронизация и временная привязка канала регистрации к моменту воздействия лазерного излучения на вещество, чувствительность фотоприемного устройства.

Размер и положение лазерного пучка на поверхности вещества определяется положением фокусирующей линзы. Диаметр лазерного пучка на поверхности оценивался методом диафрагм и по отверстию, образованному на поверхности. Позиционирование фокусирующей линзы осуществлялось с точностью до 0,5 мм. Диаметр пятна и его положение на поверхности оценивались с точностью 0,1 мм. Синхронизация и временная привязка канала регистрации к моменту лазерного воздействия осуществлялась аналогично разработкам [1,2] при моделировании процесса взрыва и определении положения объекта на фотоприемном устройстве. Общее временное разрешение каналов было не хуже 10 нс. Чувствительность измерительного тракта к перемещению составляла не менее 0,1 мм.

Минимальный регистрируемый уровень освещенности определялся чувствительностью фотопленки. Коэффициент уменьшения оптической системы определялся при фотографировании объекта известных размеров. Временное разрешение системы при регистрации процессов воспламенения составляло 5 нс. Мощность излучения источника контролировалась в процессе исследований с помощью измерителя мощности ИМО-2Н с точностью 5 мВт.

На рис. 2 приводится изображение брикета при воспламенении потоком лазерного излучения. При исследовании процессов воздействия потока лазерного излучения на воспламеняющее вещество удельная плотность мощности изменялась в диапазоне от 5 до 40 Вт/мм², а длительность выдержки от 0,002 до 0,008 с. Фокусное расстояние системы составляло 200 мм, диаметр светового пучка - 4 мм.

На рис. 2,а видно, что энерговыклад с параметрами возгорания $q = 15 \text{ Вт/мм}^2$, $\tau = 4 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ приводит к объемному возгоранию воспламеняющего вещества близкому по характеру к взрывному горению. При менее интенсивном нагреве (рис. 2, б) наблюдается



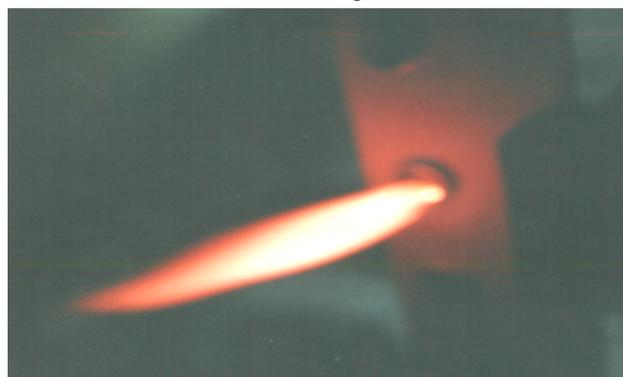
а



б



в



г

Рис.2. Изображение брикета (бертолетова соль + 5% связующего на основе нитроцеллюлозного лака) при воспламенении потоком лазерного излучения:

- а - $q=15 \cdot 10^{-6} \text{ Вт/мм}^2$; $\tau=4 \cdot 10^{-3} \text{ с}$;
- б - $q=10 \cdot 10^{-6} \text{ Вт/мм}^2$; $\tau=8 \cdot 10^{-3} \text{ с}$;
- в - $q=40 \cdot 10^{-6} \text{ Вт/мм}^2$; $\tau=2 \cdot 10^{-3} \text{ с}$;
- г - $q=20 \cdot 10^{-6} \text{ Вт/мм}^2$; $\tau=2 \cdot 10^{-3} \text{ с}$

горение вещества с вытянутым факелом пламени вдоль ионизирующего канала. Подобные закономерности воспламенения брикета из бертолетовой соли возникает и в случае увеличения удельной плотности мощности (рис. 2,в,г). Здесь требуются меньшие величины энергии лазерного излучения длиной волны 1,05 мкм при иницировании воспламенения брикетов из бертолетовой соли. Данные зависимости позволяют сделать вывод, что с уменьшением плотности излучения и возрастанием продолжительности нагрева, возгорание происходит с вытянутым факелом вдоль ионизирующего канала.

Здесь следует сделать вывод, что взрывное горение возможно лишь при попадании лазерного потока с высокой плотностью излучения $q_0 > 20 \cdot 10^6$ Вт/м² на

поверхность высокоэнергетического вещества.

Список литературы

1. Ципилев В.В. Стенд для исследования кинетики взрывного разложения конденсированных сред при воздействии импульсов лазерного излучения // Изв. Томского политехнического университета, 2003. Т. 306, №4.С.99-103.

2. Таржанов В.И. Предвзрывные явления при быстром иницировании бризантных взрывных веществ // Физика горения и взрыва, М., 2003. Т.39, №6. С.3-11.

THE LASER INFORMATION MEASUREMENT SYSTEM FOR INVESTIGATION OF HIGH-SPEED PROCESSES

© 2006 N.I. Laptev¹, V.I. Mordasov², V.V. Poylov¹, G.A. Galimova¹, M.R. Nayrutdinov¹

¹ –The Scientific-research institute of conversion and high technology problems, Samara

² –Samara state aerospace university

The authors have developed the installation for investigation of initiation by laser radiation such high-speed processes, as combustion, explosive combustion, change the combustion in detonation and just detonation in condensed systems. The developed installation allows to explore at the same rate with temporary resolution the motion of front surface of sample under its irradiation by laser source and the scatter of products of decomposition. It is established that the increasing of wavelengh of laser radiation increase the beam energy threshold required for explosive decomposition initiation in given systems.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЛАЗЕРНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ С ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ ВЕЩЕСТВАМИ

© 2006 Н.А. Сазонникова¹, В.В. Пойлов², Г.А. Галимова², М.Р. Хайрутдинов²

¹ – Самарский государственный аэрокосмический университет

² -Научно-исследовательский институт проблем конверсии и высоких технологий (г. Самара)

При использовании относительно высоких плотностей мощности лазерного излучения возможно осуществить быстрый нагрев малой дозы взрывчатого вещества до критической температуры. Использование лазеров для инициирования взрывных процессов является перспективным потому, что они позволяют точно контролировать и измерять величину энергии, преобразованной в энергию взрыва и скорость, с которой эта энергия выделяется. В этом случае имеется возможность контролировать, какая часть взрывчатого вещества нагрета лазерным излучением. Это осуществляется непосредственно путем изменения размеров пятна, создаваемого лазерным излучением на поверхности, так как контроль глубины проникновения лазерного излучения во взрывчатое вещество ограничен, и данные измерения трудно осуществить.

Исследование процессов взаимодействия лазерного излучения с высокоэнергетическими веществами является важным инструментом для создания надежных устройств одноразового срабатывания в системах двигателей летательных аппаратов. Применение волоконной оптики исключает попадание другого направленного излучения, сравнимого по мощности с командным. Малая апертура применяемых оптических волокон не позволяет проходить случайным световым сигналам. Важным преимуществом такой системы является возможность проконтролировать и измерить время срабатывания пиропатрона. Необходимо отметить технологичность подобного устройства, так как не требуется строгого выравнивания торцев оптических волокон и плоскости заряда. Между окном и концом жгута оптических волокон не существует плотного контакта.

Реакция окисления горючих веществ при определенных условиях может самопроизвольно ускоряться и переходить в реакцию горения. Такой процесс возникновения горения называется самовоспламенением. Самовоспламенение может быть тепловое и цепное. При тепловом самовоспламенении причиной ускорения реакции окисления и возникновения горения является превышение скорости выделения тепла над скоростью теплоотвода, а при цепном - превышение вероятности разветвлений цепей над вероятностью их обрывов. Обычно горение возникает в результате теплового самовос-

пламенения, хотя само химическое превращение при этом может протекать в виде цепных реакций.

Лазерное инициирование веществ может быть осуществлено двумя различными путями: чисто термическим и ударным. При экстремально высоких плотностях энергии возможна абляция поверхности вещества или образующаяся тонкая пленка, которая вызывает относительно быстрое ударное инициирование вещества. При плотностях мощности меньших, чем 1 ГВт/см^2 механизм инициирования чисто термический. В этом случае вещество нагревается до тех пор, пока не будет достигнута критическая температура, после чего реакция протекает автономно. Одним из преимуществ лазерного теплового излучения то, что оно позволяет использовать низкие плотности мощности и, соответственно, лазеры с низкой мощностью излучения. В частности, возможно использовать лазерные диоды, которые имеют относительно низкую стоимость и малые размеры. При плотностях мощности ниже пороговой величины лазерное излучение вызывает нагрев вещества до стабильной температуры, меньше критической. В этом случае при любых значениях энергии (или времени воздействия) не происходит инициирование. Эта область определена преимущественно как область теплопроводности. При плотностях мощности выше пороговой критиче-

ская температура достигается до установления стабильной температуры, и воспламенение инициируется, однако, в этом случае значительная часть энергии отводится за пределы области инициирования.

Критическая температура определяется как температура, при которой энергетический баланс между химической энергией реализован, и теплопроводность способствует теплоотводу в пределах вещества. При высоких скоростях нагрева и относительно малых нагреваемых площадях (объемах), рассматриваемых как высокоэнергетические, преимущественно с высокой тепловой энергией, инициирование с помощью лазерного диода возможно при нагреве локальных участков вещества до экстремально высокой температуры до того, как существенное количество тепла будет отведено из области непосредственного воздействия лазерного излучения.

Реакция окисления горючих веществ при определенных условиях может самопроизвольно ускоряться и переходить в реакцию горения. Такой процесс возникновения горения называется самовоспламенением. Самовоспламенение может быть тепловое и цепное. При тепловом самовоспламенении причиной ускорения реакции окисления и возникновения горения является превышение скорости выделения тепла над скоростью теплоотвода, а при цепном - превышение вероятности разветвлений цепей над вероятностью их обрывов. Обычно горение возникает в результате теплового самовоспламенения, хотя само химическое превращение при этом может протекать в виде цепных реакций.

Энергия инициирования, и, соответственно, задержка инициирования непосредственно зависят от скорости, при которой лазерная энергия (мощность) поглощается, и от площади, на которой мощность поглощается, что выражается как плотность мощности и количественно выражается в ваттах на квадратный сантиметр ($Вт/см^2$). Зависимость энергии инициирования от плотности мощности лазерного излучения для чисто термического воздействия представлена на рис. 1. При плотностях мощности ниже пороговой величины (область I) лазерное излучение вызывает нагрев вещества до стабильной темпе-

ратуры, меньше критической. В этом случае при любых значениях энергии (или времени воздействия) не происходит инициирование. Эта область определена преимущественно как область теплопроводности. При плотностях мощности выше пороговой (область II) критическая температура достигается до установления стабильной температуры, и воспламенение инициируется, однако, в этом случае значительная часть энергии отводится за пределы области инициирования.

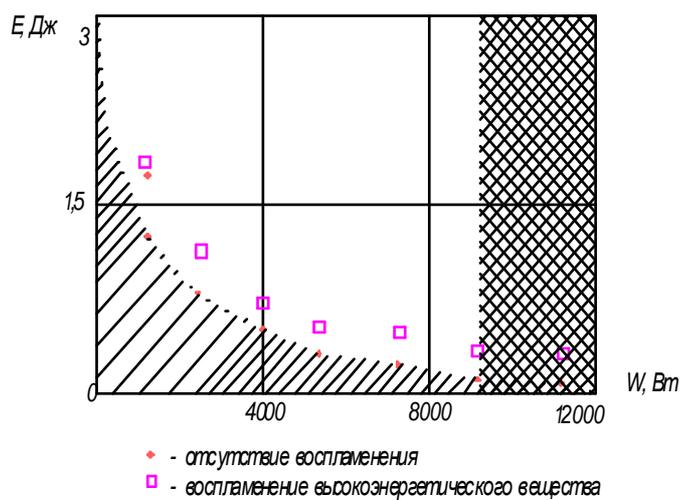


Рис.1. Зависимость энергии горения от плотности мощности для типовых устройств в инициировании на основе лазерных диодов

Так как плотность мощности в этой области возрастает в соответствии с «эффектом теплопроводности», вещество нагревается до критической температуры более быстро, поэтому для воспламенения требуется меньшее количество энергии. В конечном счете, при относительно высоких плотностях мощности вещество нагрето до критической температуры до того как значительное количество энергии может быть отведено из области воспламенения в окружающую среду. В этой области, названной областью «отсутствия проводимости», энергия, необходимая для достижения критической температуры постоянна, так как нет отвода тепловой энергии из области воспламенения.

Предположение постоянства энергии воспламенения в области III законно только в том случае, если критическая температура вещества зависит от скорости нагрева и размеров пятна. Как определено выше, критическая температура часто описывается как температура, при которой энергетический баланс между химической энергией реализован, и теплопроводность способствует теплоотводу в пределах вещества.

При высоких скоростях нагрева и относительно малых нагреваемых площадях (объемах), рассматриваемых как высокоэнергетические, преимущественно с высокой тепловой энергией, инициирование с помощью лазерного диода возможно при нагреве локальных участков вещества до экстремально высокой температуры до того, как существенное количество тепла будет отведено из области непосредственного воздействия лазерного излучения. Можно ожидать, что критическая температура должна зависеть от скорости нагрева и размеров пятна при таких режимах, предполагая, что значительное количество вещества нагрето до критической температуры. Настоящее исследование имеет цель исследовать эту гипотезу с помощью нескольких серий экспериментов при различных скоростях нагрева, т.е. плотностях мощности лазерного излучения и различных масштабах, т.е. различных размерах лазерного пятна.

Разработан стенд для экспериментальных исследований протекания взрывных процессов, который позволяет с временным разрешением синхронно изучать движение передней (облучаемой) поверхности образца, взрывного разложения и детонационного фронта, свечение разлетающихся продуктов взрыва. Стенд аналогично разработкам [1] позволяет проводить эксперименты в атмосфере воздуха и в защитной среде с помощью специально разработанных для этих целей экспериментальных ячеек. С использованием телеканалов совместно с ПЭВМ предусмотрена возможность разделения в пространстве и времени регистрации процессов, протекающих в зоне облучения лазерным пучком и протекающих за пределами этой зоны. Имеется возможность вариации плотности мощности лазерного воздействия изменением положения исследуемого образца от допоро-

говых до многократно превышающих критические величины взрывного разложения сред различных классов.

При инициировании детонации выявлено три группы факторов, определяющих интенсивность ввода энергии и быстрого нагрева вещества [2]. Первая группа – это параметры лазерного импульса: длина волны, длительность импульса, распределение плотности энергии по сечению пучка. Вторая группа – параметры ВВ: его формула, плотность монокристалла и исследуемого заряда, дисперсность, оптические характеристики, химические константы. Третья группа – параметры, определяющие геометрию воздействия на ВВ и его окружение: диаметр пучка и его форма, прозрачная оболочка или ее отсутствие.

Оптические характеристики определяют при инициировании на начальной стадии лазерного воздействия распределение в ВВ плотности поглощенной энергии, а вместе с этим, температуру и давление. К оптическим характеристикам следует отнести коэффициенты отражения и поглощения, а также показатели ослабления и рассеяния, определяющие полностью мутную или дисперсную среду. Заметим, что существенное повышение энергетических параметров лазерного потока для инициирования ВВ определяется использованием в их составе нитроцеллюлозного лака (НЦ 222) с использованием растворителя 646. С увеличением длины волны излучения энергетические параметры лазерного потока также возрастают, что связано со спектральными характеристиками исследуемых веществ.

Для упрощения методики исследования процессов инициирования ВВ разработана конструкция детонатора с осевым подводом потока излучения. Здесь используется система контактного воспламенения элементов веществ различных типов, размещенных по возрастанию критических величин взрывного разложения. Для гарантированного срабатывания детонатора он имеет канал отвода воспламененной конденсированной среды. Осевой подвод лазерного излучения к детонатору позволяет сохранить от разрушения оптическую

систему при многократном проведении исследований.

Схема оптической системы для исследования динамики взрывных процессов и определения времени задержки инициирования ВВ приведена в предыдущей статье настоящего сборника.

Детонация смеси бертолетовой соли достигается с увеличением плотности (мощности излучения). Здесь следует сделать вывод, что взрывное горение возможно лишь при попадании лазерного потока с высокой плотностью излучения $q_0 > 20 \cdot 10^6$ Вт/м² на поверхность высокоэнергетического вещества.

На рис. 2 изображен общий вид области

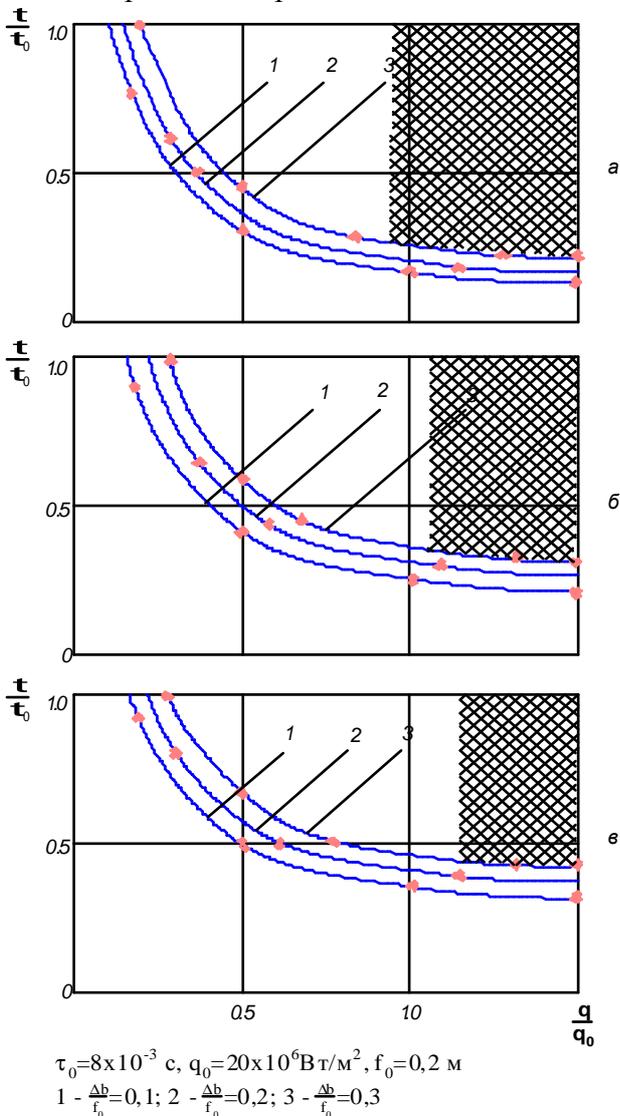


Рис. 2. Общий вид области пороговых величин энергии лазерного излучения инициирования воспламенения смеси бертолетовой соли и диоксида свинца связующего на основе нитроцеллюлозного лака (а - $n=5\%$, б - $n=10\%$, в - $n=15\%$) при удалении образца от фокуса f_0 на величину Δb

пороговых величин энергии лазерного излучения инициирования воспламенения ВДТ ОСТ В84 1385-76 после предварительного прессования с удельным усилием при удалении образца от фокуса f_0 на величину Δb . При изменении относительной величины $\frac{q}{q_0}$ в интервале от 0,6 до 1,2 параметр $\frac{\tau}{\tau_0}$ изменяется от 0,5 до 0,45 ($P=0,6 \times 10^6$ Па, $\frac{\Delta b}{f_0}=0,1$).

В случае изменения P в интервале от $0,4 \times 10^6$ Па до $0,8 \times 10^6$ Па параметр $\frac{\tau}{\tau_0}$ изменяется в интервале от 0,45 до 0,6 ($\frac{q}{q_0}=1,0$;

$\frac{\Delta b}{f_0}=0,3$).

Увеличение фокусного расстояния $\frac{\Delta b}{f_0}$ в интервале от 0,1 до 0,3 приводит к возрастанию значения $\frac{\tau}{\tau_0}$ от 0,45 до 0,6 ($\frac{q}{q_0}=1,0$; $P=0,8 \times 10^6$ Па).

Список литературы

1. Волкова А.А., Куропатенко В.Ф., Першина А.В., Сапожников А.Т., Таржанов В.И. Детонация. Критические явления. Физико-химические превращения в ударных волнах. — Черногловка. — 1978. — С. 46-50.
2. Александров Е.И. // Горение конденсированных систем. ОИХФ АН СССР. — Черногловка. — 1986. — С. 55-59.
3. Подолина Е.А. Теория горения и взрыва. Учебн. Пособие — Электросталь: ЭПИ МИСиС, 2004. — 88 с.
4. Hafenrichte E.S.r, Pahl R.J. The Effects of Scale and Heating Rate on the Microscale Ignition Criteria of Laser Diode Ignited Explosives. 36th International Annual Conference of ICT & 32nd International Pyrotechnics Seminar June 28 - July 1, 2005 Karlsruhe Federal Republic of Germany.
5. Таржанов В.И. Физика горения и взрыва/ Предвзрывные явления при быстрым инициировании бризантных взрывчатых веществ. Снежинск, 2003, с.3-10.

THE INVESTIGATION OF ENERGY CONSUMPTION AT THE INTERACTION OF LASER EMISSION WITH HIGH ENERGY MATERIALS

© 2006 N.A. Sazonnikova¹, V. V. Poylov², G.A. Galimova², M.R. Hayrutdinov²

¹ –Samara state aerospace university

² –The Scientific-research institute of conversion and high technology problems, Samara

By using relatively high laser power densities, it is possible to quickly heat small portion of the explosive to the critical temperature. The application of lasers to initiate explosives is advantageous because it allows to closely control and measure how much energy is delivered to the explosive and the rate at which that energy is delivered. The researcher has some degree of control over how much of the explosive material is heated by the laser. This is accomplished primarily by varying the spot size produced by the laser, as control over the penetration depth of the laser light into the explosive is much more limited and difficult to measure.

ТЕРМОСТАБИЛЬНЫЙ ДАТЧИК ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГТД

© 2006 Н.И. Лиманова

Самарский государственный аэрокосмический университет

При контроле рабочих процессов ГТД, возникающих при доводке и во время испытаний двигателя, на одно из первых мест выдвигаются задачи измерения давлений. Большинство процессов сопровождается существенным повышением температур рабочих сред. Современные средства измерения давлений, используемые в автоматизированных системах контроля испытаний ГТД, предназначены для работы в температурном диапазоне до 80°С. Предлагаемый термостабильный датчик давления в отличие от известных обладает повышенной точностью измерений за счет исключения погрешностей, возникающих при возрастании температуры среды, давление которой измеряется. Датчик дает возможность расширить рабочий диапазон температур до 400°С при дополнительной погрешности измерений, не превышающей 0,5%.

В системах контроля и испытаний изделий авиакосмической техники на одном из первых мест стоят задачи измерения давлений. Контроль рабочих процессов ГТД предполагает, например, определение статических давлений воздуха в газоздушном тракте, во входном патрубке, в различных точках гребенки линии совместной работы, давлений масла на входе и выходе двигателя, давлений топлива в контурах форсунок, давлений в гидросистеме реверсивного устройства, а также пульсаций давления в компрессоре ГТД. Большинство процессов, возникающих при доводке и во время испытаний двигателя сопровождается существенным повышением температур рабочих сред внутри и на выходе ГТД. Так, температура масла на входе в двигатель варьируется в пределах от 0 до 100°С, на выходе из двигателя — от 0 до 150°С, а температура воздуха в компрессоре достигает 400°С.

Современные средства измерения давлений Метран-100, Сапфир-22, используемые в автоматизированных системах контроля испытаний изделий авиакосмической техники, предназначены для работы в температурном диапазоне, верхняя граница которого достигает максимум 80°С. Дополнительная погрешность, возникающая при работе датчика в условиях повышенных температур, обусловлена в основном неучтенным прогибом его мембраны, возникающим при повышении температуры. Как известно, величина прогиба мембраны датчика давления в нормальных условиях зависит от величины контролируемого давления рабочей среды.

При повышении температуры за счет изменения модуля упругости E материала чувствительного элемента (ЧЭ) возникает неучтенный дополнительный прогиб Δz_t мембраны. При линейной зависимости E от температуры t величина Δz_t описывается следующим выражением [1]:

$$\Delta z_t = -z \frac{B_E \Delta t}{1 + B_E \Delta t}, \quad (1)$$

где z — прогиб ЧЭ при нормальной температуре t_0 , измеряемый в мм.

Δt — разность температур, $t - t_0$ в °С,

B_E — температурный коэффициент модуля упругости ЧЭ в 1/°С (для металлов B_E берется со знаком минус).

Например, для ЧЭ, выполненных из стали, при нагреве на каждые 10°С значение погрешности при определении прогиба z увеличивается на 0,125%, при нагреве на 50°С — на 0,625%, при 400°С данная погрешность составляет 4,69%, что приводит к такой же ошибке в определении величины контролируемого давления.

Предлагаемый термостабильный датчик давления (ТДД) [2] позволяет повысить достоверность определения давления посредством измерения и учета температуры, влияющей на дополнительный прогиб мембраны. На рис. 1 приведена конструкция и структурная схема ТДД.

ТДД содержит гибкий ЧЭ в виде мембраны 1, жестко закрепленный по контуру внутри обоймы 2 корпуса датчика. В обойме 2 помещены прямо-передающий волоконный жгут 3, состоящий из излучающих 4 и

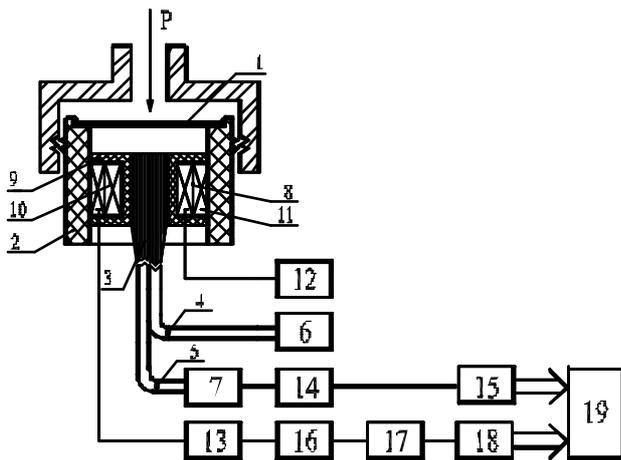


Рис. 1. Конструкция и структурная схема термостабильного датчика давления

приемных 5 волоконных световодов, подключенных, соответственно, к источнику излучения 6 и фотоприемнику 7, вихретоковый преобразователь (ВТП) 8, установленный в каркасе 9 соосно с приемо-передающим жгутом 3. ВТП содержит первичную 10 и вторичную 11 обмотки, подключенные, соответственно, к генератору синусоидального тока 12 и преобразователю параметров ВТП 13. Выход фотоприемника 7 через первый усилитель 14 соединен со входом первого АЦП 15, а выход преобразователя параметров ВТП 13 через второй усилитель 16 и амплитудный детектор 17 подключен ко входу второго АЦП 18. Шины данных и управления первого 15 и второго 18 АЦП соединены с соответствующими входами вычислительного устройства 19.

Принцип работы данного устройства заключается в том, что внутренняя поверхность мембраны освещается светом от источника излучения через излучающие волоконные световоды. Сила давления p рабочей среды ГТД воздействует на ЧЭ 1, вызывая его деформацию, в результате чего изменяется интенсивность света в приемном световоде 5. Прогиб ЧЭ z некоторым образом зависит от напряжения $U_{\text{ФП}}$ на выходе фотоприемника 7:

$$z = f(U_{\text{ФП}}). \quad (2)$$

В узком диапазоне изменения z зависимость (2) может быть аппроксимирована выражением:

$$z = q_0 + q_1 U_{\text{ФП}}, \quad (3)$$

где q_0, q_1 — коэффициенты преобразования. Значение $U_{\text{ФП}}$, зависящее от величины избыточного давления, определяется АЦП 15 и регистрируется вычислительным устройством 19. В результате воздействия на ЧЭ повышенных температур возникает дополнительный прогиб мембраны Δz , который приводит к погрешности измерения давления. Действительно, наибольший (в центре ЧЭ) прогиб можно описать как [3]:

$$z = \frac{pR^4}{64D}, \quad (4)$$

где D — жесткость ЧЭ при изгибе;
 p — значение равномерно распределенного по поверхности ЧЭ давления, Па;
 R — радиус ЧЭ, м.
 Жесткость пластины при изгибе определяется следующим образом:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}. \quad (5)$$

Здесь h — толщина ЧЭ, м;
 E — модуль Юнга (упругости) материала ЧЭ, Н/м²;
 μ — коэффициент Пуассона.
 Подставив (5) в (4), для максимального прогиба ЧЭ окончательно получим:

$$z = \frac{3pR^4(1-\mu^2)}{16h^3E}. \quad (6)$$

Отсюда величина p

$$p = \frac{16h^3Ez}{3R^4(1-\mu^2)}. \quad (7)$$

Формула (6) описывает максимальный прогиб в центре мембраны в зависимости от величины приложенного давления при нормальной температуре. Однако, при повышенной температуре наблюдается дополнительный прогиб мембраны, обусловленный зависимостью модуля упругости материала мембраны от температуры, которая описывается следующим выражением [1]:

$$E = E_0 (1 + B_E \Delta t), \quad (8)$$

где E, E_0 — модуль упругости материала при температуре t и при нормальной температуре t_0 , Н/м²;

Подставив выражение (8) в формулу (7), получим значение искомого давления p с учетом температурной зависимости $E(t)$:

$$p = \frac{16 h^2 E_0 (1 + B_E \Delta t) z}{3 R^4 (1 - \mu^2)}. \quad (9)$$

Учитывая, что h, R, E_0, μ — это константы конкретного датчика, выражение (9) можно записать в виде

$$p = K (1 + B_E \Delta t) z, \quad (10)$$

где
$$K = \frac{16 h^2 E_0}{3 R^4 (1 - \mu^2)}.$$

В вычислительном устройстве значение z определяется по зависимостям (2) или (3) и подставляется в (10). Зная температуру ЧЭ, можно внести поправку в формулу (10) и скорректировать дополнительный прогиб мембраны, вызванный повышенной температурой. Для бесконтактного определения температуры ЧЭ в данном устройстве предлагается использовать ВТП 8, так как контактные датчики будут ухудшать свойства мембраны. ЧЭ в данном случае должен выполняться из немагнитного металла, в котором будет возникать вихретоковый эффект.

Корректирующий канал реализован в блоках 13 – 19. На выходе преобразователя параметров ВТП 13 формируется сигнал, зависящий от обобщенного параметра β , который может быть описан следующим образом [4]:

$$\beta = R_{\text{вн}} \sqrt{\omega \sigma \mu_0}, \quad (11)$$

где $R_{\text{вн}}$ — радиус наружной обмотки ВТП, ω — круговая частота тока возбуждения, σ — удельная электрическая проводимость контролируемого материала, вблизи которого находится ВТП, в данном случае мембраны,

$$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ Гн/м.}$$

Параметр β , как видно из (11), зависит от величины σ удельной электрической проводимости контролируемого материала, которая в свою очередь определяется линейным температурным коэффициентом сопротивления, проводимостью σ металла при 0°С и температурой. Таким образом, измерив величину проводимости σ при температуре t , можно вычислить температуру нагретого ЧЭ, что и реализуется в предлагаемом датчике.

Амплитудный детектор 17 выделяет амплитуду синусоидального сигнала, величина которого предварительно усиливается вторым усилителем 16 до уровня входного сигнала АЦП 18. В АЦП сигнал ВТП оцифровывается и вводится в вычислительное устройство 19, в котором обрабатывается. Сигнал с выхода фотоприемника 7 после усиления в первом усилителе 14 поступает на вход первого АЦП и после оцифровки вводится в вычислительное устройство 19. В вычислительном устройстве рассчитывается значение измеряемого давления p по величине прогиба мембраны, измеряемого волоконно-оптическим датчиком с учетом дополнительного прогиба, вызванного нагревом ЧЭ.

Таким образом, предлагаемый ТДД в отличие от использующихся в настоящее время для контроля рабочих процессов ГТД датчиков давления Метран-100 и Сапфир-22 обладает повышенной точностью измерений за счет исключения погрешностей, возникающих при возрастании температуры среды, давление которой измеряется, а также позволяет определять не только давление, но и температуры контактирующих с мембраной датчика рабочих сред. Кроме того, будучи выполненным в специальном термостойком исполнении, ТДД дает возможность расширить рабочий диапазон температур до 400°С при дополнительной погрешности измерений не превышающей 0,5%, что превосходит характеристики серийно выпускаемых в настоящее время датчиков.

Список литературы

1. Иванова Н.И. Расчеты упругих чувствительных элементов датчиковой аппаратуры. – М.: МЛТИ, 1972. – 139 с.

2. Решение о выдаче патента по заявке N 2005114027/28(016115) от 27.04.2006. Термокомпенсированный датчик давления / Лиманова Н.И., Шишкин П.А., Лышов В.А.

3. Агейкин Д.И., Костина Е.Н., Кузнецова Н.Н. Датчики контроля и регулирования.

Справочные материалы. М.: Машиностроение, 1965, с. 575.

4. Соболев В.С., Шкарлет Ю.М. Накладные и экранные датчики. – Новосибирск: Наука, 1967. – 144 с.

HIGH TEMPERATURE PRESSURE SENSOR FOR ENGINE WORKING PROCESSES CONTROL

© 2006 N.I. Limanova

Samara State Aerospace University

During the engine tests the working processes control is conducted. Among others such control requires different pressure measurements. The most of the processes are accompanied by the working environment temperatures rise, which may be highly essential. Contemporary means of pressure measurements, which are used in automatic systems for the engine tests control are intended for work in temperature range up to 80⁰C. Unlike known the suggested high temperature pressure sensor ensures precision of measurements at the expense of compensation of errors, which appear during pressures definition at high environment temperature. The sensor permits to widen of temperature range up to 400⁰C. For that the additional measurements error doesn't exceed 0,5%.

© 2006 Н.И. Лиманова, Р.А. Диденко, И.А. Лиманов, А.В. Чирков, П.А. Шишкин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Сопло является элементом водоструйного элеватора (эжектора) водяной отопительной системы. Уменьшение расхода теплоносителя и температуры на входе элеватора компенсируется увеличением диаметра площади отверстия сопла и восстановлением расхода теплоносителя и температуры на выходе элеватора. Сопло выполнено из никелид титанового сплава, обладающего эффектом “памяти”.

Известен способ смешения и сжатия сред в струйном аппарате для формирования окончательного количества состава смеси с заданными выходными параметрами [1], который может использоваться в системах водяного отопления. Аппарат содержит сопло для подачи активной среды, первый патрубок подачи основной пассивной среды, второй патрубок (один или несколько для различных компонентов в смеси) для подачи остальных компонентов пассивной среды.

Активная среда поступает в сопло, в котором в процессе расширения достигает скорости течения, близкой к скорости звука в этой среде. Пассивная среда подводится к первому патрубку и затем к потоку активной среды на выходе из сопла, где в результате формируется мелкодисперсионная гомогенная структура потока, и течение становится двухфазным сверхзвуковым с большой кинетической энергией при глубоком вакууме в потоке. В эту зону и вводят через второй патрубок (или несколько патрубков) остальные компоненты управляющей пассивной среды и окончательно сформировывают требуемый количественный состав смеси на выходе аппарата.

Изменение давления смеси и ее расход осуществляется, например, регулирующим вентилем на выходе из аппарата или непосредственно у потребителя.

Недостатком такого аппарата является наличие нескольких патрубков и регулирующего вентиля.

Известны системы отопления с циркулярно-смесительным насосом, включенным в общую обратную магистраль для повышения давления воды в наружном теплопроводе [2].

Смешение воды может осуществляться и без местного насоса. В этом случае смеси-

тельная установка оборудуется водоструйным элеватором.

Водоструйный элеватор получил распространение как дешевый, простой и надежный в эксплуатации аппарат. Он сконструирован так, что подсасывает охлажденную воду для смешения с высокотемпературной водой и передает часть давления, создаваемого сетевым насосом на тепловой станции, в систему отопления для обеспечения циркуляции воды.

Водоструйный элеватор (рис. 1) состоит из конусообразного сопла, через которое со значительной скоростью протекает высокотемпературная вода при температуре t_1 в количестве G_1 ; камеры всасывания, куда поступает охлажденная вода при температуре t_0 в количестве G_0 ; смесительного конуса и горловины, где происходят смешения и выравнивание скорости движения воды, и диффузора.

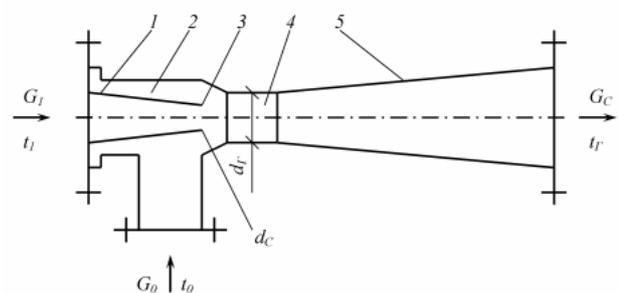


Рис. 1. Принципиальная схема водоструйного элеватора: 1 – сопло; 2 – камера всасывания; 3 – смесительный конус; 4 – горловина; 5 – диффузор

Вокруг струи воды, вытекающей из отверстия сопла с высокой скоростью, создается зона пониженного давления, благодаря чему охлажденная вода перемещается из обратной магистрали системы в камеру всасывания. В горловине струя смешанной воды движется с меньшей, чем в отверстии сопла,

но еще со значительной скоростью. В диффузоре при постепенном увеличении площади поперечного сечения по его длине гидродинамическое давление падает, а гидростатическое – нарастает. За счет разности гидростатического давления в конце диффузора и в камере всасывания элеватора создается циркуляционное давление, необходимое для циркуляции воды в системе отопления.

Одним из недостатков водоструйного элеватора является низкий КПД. Достигая наивысшего значения (43%) при малом коэффициенте смешения и особой форме камеры всасывания, гидростатический КПД стандартного элеватора практически при высокотемпературной воде близок к 10%. Следовательно, в этом случае разность давления в наружных теплопроводах на вводе их в здание должна не менее чем в 10 раз превышать циркуляционное давление Δp_H , необходимое для циркуляции в системе отопления. Это условие значительно ограничивает давление, передаваемое водоструйным элеватором в систему из наружной тепловой сети.

Другой недостаток элеватора – прекращение циркуляции воды в системе отопления при аварии в наружной тепловой сети, что ускоряет охлаждение отапливаемых помещений и замерзание воды в системе.

Еще один недостаток элеватора – постоянство коэффициента смешения, исключаящее местное качественно регулирование (изменение температуры t_T) системы отопления. Понятно, что при постоянном соотношении в элеваторе между G_0 и G_1 температура t_T , с которой вода поступает в местную систему отопления, определяется уровнем температуры t_1 , поддерживаемым на тепловой станции для всей системы теплоснабжения, и может не соответствовать теплопотребности конкретного здания. Для устранения этого недостатка необходимо изменить соотношение в элеваторе между G_0 и G_1 , делая сопло сменным, или применяя автоматическое регулирование площади отверстия сопла элеватора. Схема водоструйного элеватора “с регулируемым соплом” дана на рис.2. Такие элеваторы, применяемые в настоящее время, позволяют в определенных пределах изменять коэффициент смешения для получения воды с температурой t_T , необходимой для местной системы отопления,

т.е. осуществлять требуемое качественно-количественное регулирование.

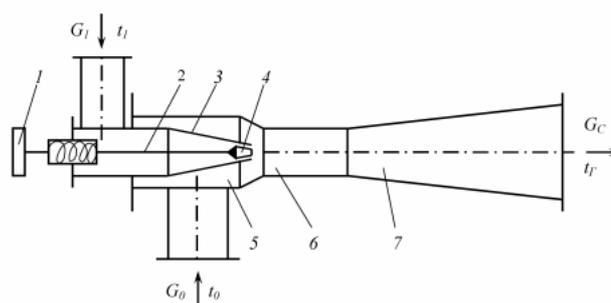


Рис. 2. Схема водоструйного элеватора с регулируемым соплом: 1 – механизм для перемещения регулирующей иглы; 2 – шток регулирующей иглы; 3 – сопло; 4 – регулирующая игла; 5 – камера всасывания; 6 – горловина; 7 – диффузор

Диаметр горловины водоструйного элеватора d_T , см, вычисляют по формуле

$$d_T = 1,55 G_C^{0,5} / \Delta p_H^{0,25}, \quad (1)$$

где G_C – расход воды в системе отопления, т/ч; Δp_H – насосное циркуляционное давление для системы, кПа.

После выбора стандартного элеватора, имеющего диаметр горловины, ближайший к полученному по расчету, определяют диаметр сопла по формуле, приведенной в справочниках, или исходя из приблизительной зависимости

$$d_C = \frac{d_T}{1 + u}. \quad (2)$$

При известном диаметре сопла d_C , см, находят необходимую для действия элеватора разность давления в наружных теплопроводах при вводе их в здание Δp_T , кПа:

$$\Delta p_T = 6,3 G_1^2 / d_C^4, \quad (3)$$

где G_1 – расход высокотемпературной воды, т/ч.

При применении элеватора часто приходится определять располагаемую разность давления Δp_H для гидравлического расчета системы отопления, исходя из разности давления в наружных теплопроводах Δp_T в месте присоединения ответвления к проектируемому зданию. Насосное циркуляционное давление Δp_H , передаваемое элеватором в систему отопления, можно рассчитать в этом случае по формуле (при коэффициенте расхода сопла элеватора, равном 0,95)

$$\Delta p_H = \frac{0,75(\Delta p_T - \Delta p_{отв})}{1 + 2u + 0,21u^2}, \quad (4)$$

где Δp_{OTB} – потери давления в ответвлении от точки присоединения к наружным теплопроводам до элеватора.

Недостатками описанных систем водяного отопления являются наличие смесительного насоса, применение сменного сопла, а также наличие подвижных элементов в регулирующей игле, что усложняет и удорожает устройство.

Разработанное сопло с эффектом “памяти” устраняет описанные недостатки [3]. Оно выполнено из никелид титанового (TiNi) сплава в отожженном состоянии в интервале превращения с большим коэффициентом линейного расширения ($\bar{\alpha} = 132 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$) в температурном диапазоне до 200°C [4].

Из формулы (3) видно, что вслед за изменением по какой-либо причине Δp_T в наружных теплопроводах изменяется и расход G_I , а также расход воды в системе G_C , связанный с расходом G_I через коэффициент смещения элеватора u :

$$G_C = (1 + u)G_I. \quad (5)$$

Изменение давления и расхода в процессе эксплуатации, не предусмотренное расчетом, вызывает разрегулирование системы отопления, т.е. неравномерную теплоотдачу отдельных отопительных приборов. В водоструйном элеваторе (рис.1) с регулируемым соплом, обладающим эффектом “памяти” коэффициент смещения не является постоянным, он осуществляет качественное регулирование в системе отопления.

При снижении температуры t_I диаметр площади отверстия сопла d_C увеличивается,

увеличивается расход высокотемпературной воды G_I , а также увеличивается расход воды G_C и температуры t_T в системе отопления.

Таким образом, разработанный водоструйный элеватор с регулируемым соплом обладающим эффектом “памяти” прост по конструкции и автоматически обеспечивает устойчивую естественную циркуляцию воды с заданным расходом и температурой в системе водяного отопления особенно концевых зданий.

Работа представляет интерес для одной из конверсионных авиационных программ.

Сопло с эффектом “памяти” может найти самостоятельное применение в совершенствовании технологии двигателестроения при окончательной электрохимической размерной обработке лопаток газотурбинных двигателей.

Список литературы

1. Патент 2027917 РФ МПК F04F 5/02, Способ смешения и сжатия сред в струйном аппарате/ Лунев В.Г., Лунев С.В. Оpubл. 1995, бюл.№3.
2. Богословский В.Н., Сканави А.Н. Отопление. Москва. – Стройиздат, 1991, 735с.: ил.
3. Патент 50282 РФ МПК F24D 3/00 Система водяного отопления/ Лиманова Н.И., Диденко Р.А., Лиманов И.А., Чирков А.В., Шишкин П.А. Оpubл. 2005, бюл.№36.
4. Корнилов И.И., Белоусов О.К., Качур Е.В. Никелид титана и другие сплавы с эффектом “памяти”. – М.: Наука, 1977, 80с.: ил.

NOZZLE WITH A PROPERTY OF SHAPE MEMORY

© 2006 N.I. Limanova, R.A. Didenko, I.A. Limanov, A.V. Chirkov, P.A. Shishkin

Samara State Aerospace University

Nozzle is a part of a water-jet ejector, which is included to water heating. In recompense for the flow rate and temperature of heat-transfer agent decreasing the nozzle section area will expand. This results in increasing temperature and flow rate up to the initial level. Nozzle is made of nickel-titanium alloy that has a property of shape memory.

ПОМЕХОУСТОЙЧИВЫЙ БЕСКОНТАКТНЫЙ ОПТОЭЛЕКТРОННЫЙ ДАТЧИК ПОЛОЖЕНИЯ ДЛЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ УРОВНЯ ВИБРАЦИЙ

© 2006 Н.И. Лиманова

Самарский государственный аэрокосмический университет

На показатели надежности и долговечности ГТД большое влияние оказывают значения уровней вибраций роторов, агрегатов, лопаток, дисков, возникающих при работе двигателя. При контроле параметров вибраций с помощью серийно выпускаемых датчиков открытым остается вопрос бесконтактной установки и поддержания чувствительных элементов преобразователей на фиксированном расстоянии относительно контролируемых вращающихся элементов конструкций двигателей в течение всего времени измерений в условиях дестабилизирующих факторов, таких как электрические и магнитные помехи, загрязненность окружающей среды, износ, изменения питающих напряжений, воздействие высоких температур и т.д. Кроме того, влияющие факторы могут изменяться во времени случайным образом. Решить указанную задачу позволяет двухканальный оптоэлектронный датчик положения с модулированным излучением, который дает возможность поддерживать точность позиционирования 0,1 мкм в условиях воздействия на него вышеперечисленных мешающих факторов.

На показатели надежности и долговечности ГТД большое влияние оказывают значения уровней вибраций корпуса, роторов, агрегатов, лопаток, дисков, возникающих при работе двигателя. Однако при контроле параметров вибраций с помощью серийно выпускаемых датчиков открытым остается вопрос бесконтактной установки и поддержания чувствительных элементов (ЧЭ) преобразователей на фиксированном расстоянии относительно контролируемых неподвижных или вращающихся элементов конструкций двигателей в течение всего времени измерений. Особенно актуальным является решение проблемы точной бесконтактной установки (с погрешностью (0,05 – 0,1%) ЧЭ датчиков при контроле вибраций вращающихся деталей: роторов, лопаток и дисков. Задача усложняется еще и тем, что измерения приходится проводить в условиях дестабилизирующих факторов, таких как электрические и магнитные помехи, запыленность и загрязненность окружающей среды, износ, изменения питающих напряжений, воздействие высоких температур и т.д. Кроме того, влияющие факторы могут изменяться во времени случайным образом. Решить указанную задачу позволяет двухканальный оптоэлектронный датчик положения (ОДП) с модулированным излучением, который дает возможность поддерживать точность позиционирования 0,1 мкм в условиях воздействия на него вышеперечисленных мешающих факторов.

Структурная схема ОДП приведена на рис. 1. На рисунке обозначено: 1 — лазер, 2 — жгут излучающих световодов, 3, 4 — приемные жгуты световодов, 5, 6 — фотодиоды, 7 — преобразователь тока фотодиода в напряжение, 8 — усилитель переменного тока, 9 — фильтр верхних частот, 10 — синхронный детектор, 11 — генератор импульсов, 12 — фильтр нижних частот, 13 — регистратор. Излучающий световод 2, первый и второй приемные жгуты световодов 3 и 4, соответственно, располагают вблизи от поверхности контролируемого объекта.

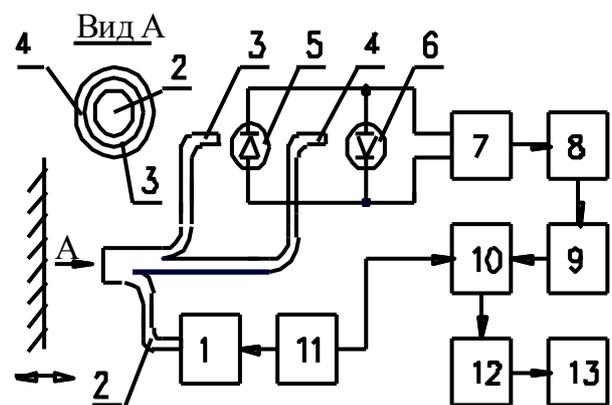


Рис. 1. Помехоустойчивый бесконтактный
двухканальный ОДП

С помощью излучающего жгута 2 световодов и источника излучения 1 освещают поверхность контролируемого объекта. Отраженный свет попадает в жгуты 3 и 4, что приводит к появлению разностного сигнала S_1 на выходе преобразователя 7 тока фото-

диода в напряжение:

$$S_1 = U_1 - U_2,$$

где $U_1=f_1(z)$ и $U_2=f_2(z)$ — сигналы с фотоприемников первого и второго измерительных каналов. Как следует из рис. 2, на котором изображена зависимость $S_1(z)$, при $z < z_0$ величина $S_1 < 0$, а при $z > z_0$ $S_1 > 0$, где z_0 — абсцисса точки пересечения зависимостей $U_1=f_1(z)$ и $U_2=f_2(z)$. Позиционирование датчика производят при установочном зазоре $z = z_0$, для чего при $S_1 < 0$ зазор увеличивают, а при $S_1 > 0$ зазор уменьшают до получения равенства $S_{1cp} = 0$, где S_{1cp} — постоянная составляющая сигнала S_1 . Знак сигнала S_1 позволяет судить о направлении изменения z . Принципиально важным является то, что при изменении мощности источника света или при изменении коэффициента отражения света от поверхности происходит одинаковое "растяжение" или "сжатие" зависимостей $U_1=f_1(z)$ и $U_2=f_2(z)$, но при этом абсцисса z_0 их точки пересечения не изменяется.

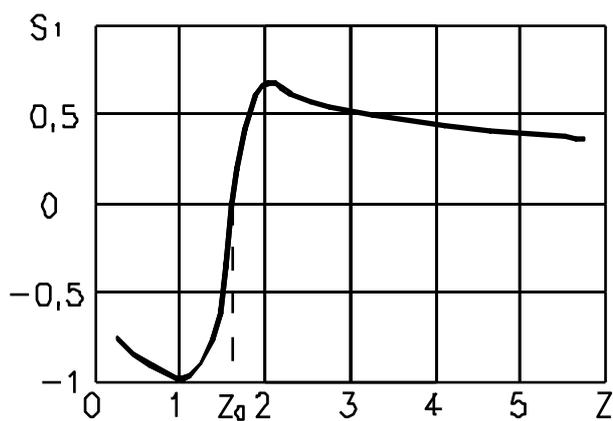


Рис. 2. Зависимость разностного сигнала S_1 от измеряемого расстояния z

В рассматриваемом ОДП формирование разностного сигнала производится путем вычитания токов фотодиодов; поверхность контролируемого объекта освещается модулированным светом с помощью полупроводникового лазера. В данном устройстве использовался полупроводниковый лазер ИЛПН - 301 - 1.

Погрешность установки чувствительного элемента преобразователя обусловлена изменениями напряжений смещения, а также коэффициентов передачи фотоприемников и влиянием внешней засветки. Для устранения

погрешности установки в разработанном датчике положения:

1. формирование сигнала S_1 производится путем вычитания самих токов фотодиодов;
2. поверхность контролируемого объекта освещается модулированным светом с помощью полупроводникового лазера;
3. длительность импульса лазера выбирается кратной $1/50\text{Гц}=20\text{мс}$.

В рассматриваемом устройстве вычитание токов фотодиодов происходит до их преобразования в напряжение, поэтому точность формирования разностного сигнала не зависит от изменений коэффициента передачи преобразователя тока фотодиода в напряжение. В двухканальном ОДП поверхность контролируемого объекта освещается модулированным светом с помощью полупроводникового лазера, что позволяет отказаться от измерения постоянной составляющей сигналов фотодиодов 5 и 6. Таким образом, влияние изменения напряжения смещения преобразователя 7 тока фотодиода в напряжение, изменений напряжений смещения усилителей сигналов на результат измерений ОДП устранено.

Функционирование электрической схемы датчика поясняют эпюры, изображенные на рис. 3. На эпюре 7 изображен усиленный разностный сигнал фотоприемников, где наличие наводок отражено в виде синусоиды на фоне меандра. Чем больше отклонение датчика от рабочей точки, тем больше амплитуда меандра на выходе усилителя. На выходе схемы триггера Шмитта, которая входит в состав генератора импульсов, формируется прямоугольный сигнал (эпюра 6) с частотой, кратной сети ($\cong 50\text{Гц}$), а на выходах счетчика-дешифратора, счетный вход которого подсоединен к выходу триггера Шмитта — импульсы длительностью $1/50\text{Гц} = 20\text{мс}$ (эпюра 1). В течение действия 2, 3, 4 импульсов (номера импульсов приведены на эпюре 6) на выходе трехходового логического элемента ИЛИ, входами подключенного к 1, 2, 3 выходам счетчика - дешифратора формируется импульс отрицательной полярности (эпюра 2), а в течение действия 1 и

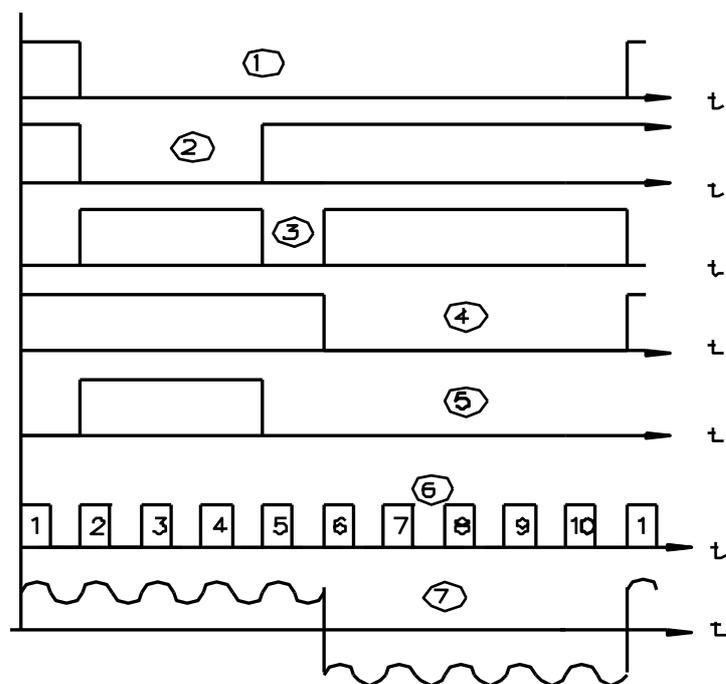


Рис. 3. Эюры, поясняющие функционирование помехоустойчивого бесконтактного двухканального ОДП

5 импульсов импульс отрицательной полярности формируется на выходе другого логического элемента ИЛИ, входами подсоединенного к 0 и 4 выходам счетчика-дешифратора (эюра 3). Импульсы с выходов описанных логических элементов объединяются элементом И, на выходе которого появляется импульс (эюра 4) с длительностью, равной 5 импульсам триггера Шмитта, который включает источник света – полупроводниковый лазер ИЛПН - 301 – 1. В течение первых пяти импульсов на выходе счетчика лазер включен — эюра 4. С целью исключения краевых эффектов для измерения отклонения от рабочей точки используется не все время включения полупроводникового лазера, а только время, соответствующее 2, 3 и 4 импульсам на выходе счетчика — эюра 2 (соответствует сигналу на выходе первого логического элемента ИЛИ). С целью получения разнополярного сигнала при отклонении торца волоконно-оптического преобразователя в разные стороны от рабочей точки, применяется синхронное детектирование, выполненное на электронном ключе и фильтре нижних частот. За счет того, что время включения ключа кратно 20 мс (см. эюру 5), несмотря на наличие наводок, их влияние исключено. Чувствительность датчика определяется ко-

эффициентом преобразования преобразователя тока фотодиода в напряжение и коэффициентами усиления усилителей переменного тока. Номиналы резисторов в цепях данных элементов выбраны такими, что на выходе устройства в целом обеспечивается чрезвычайно высокая чувствительность – 36 мВ/мкм. Учитывая, что на точность позиционирования в данном случае влияет только изменение смещений оконечного усилителя переменного тока и операционного усилителя, входящего в состав фильтра нижних частот, которое для операционного усилителя 140УД17 не превышает 2 мкВ/К, в диапазоне рабочих температур 0 – 50°C долговременная погрешность позиционирования (в течение нескольких часов) заведомо не превышает 0,1 мкм. Напряжение смещения других операционных усилителей не влияет на точность позиционирования, так как они усиливают только переменную составляющую сигнала фотоприемников. Трехзвенный фильтр нижних частот, имеющий частоту среза 0,3 Гц, практически полностью подавляет шумы операционных усилителей. Для исключения воздействия температуры на фотоприемники они помещены в единый алюминиевый блок, что обеспечивает их одинаковую температуру, и, кроме этого, температура этого блока поддерживается

равной 65°C за счет нагревания его мощным транзистором.

ОДП функционирует следующим образом. При желании зафиксировать положение датчика вибрации относительно контролируемого объекта оператор включает автоматическую систему управления положением жгута световодов ОДП, которая изменяет его расположение относительно объекта до тех пор, пока на выходе датчика не появится нулевой сигнал, после чего положение торца жгута световодов фиксируется. Отклонение сигнала с выхода преобразователя от нуля в сторону отрицательных значений указывает на необходимость увеличения рабочего зазора, а отклонение в сторону положительных значений требует уменьшения расстояния между чувствительным элементом преобразователя и контролируемым объектом до появления нулевого сигнала на выходе ОДП. В отличие от интерферометрических датчиков ОДП имеет только одно положение, при котором на его выходе имеется нулевой сигнал.

ОДП конструктивно совмещен с датчиками вибрации и используется в подсистемах контроля уровня вибраций ГТД как вспомогательное средство для установки и точного позиционирования серийно выпускаемых датчиков вибрации относительно вращающихся поверхностей, а также в составе специально разработанных оптоэлектронных датчиков вибрации [1,2,3]. И в том, и в другом случае достигалась высокая точность установки ОДП относительно контролируемых поверхностей (долговременная погрешность позиционирования не превышала 0,1%) в условиях электрических и маг-

нитных помех, запыленности и загрязненности окружающей среды и объекта контроля, износа, изменений питающих напряжений, воздействия высоких температур и изменения указанных влияющих факторов во времени случайным образом. Использование модулированного излучения для питания датчика позволяет также устранить влияние вариаций напряжения смещения преобразователя тока в напряжение, изменение напряжений смещения усилителей сигналов на результат измерений ОДП.

Список литературы

1. Лиманова Н.И. Многоканальный волоконно-оптический датчик, инвариантный к воздействию дестабилизирующих факторов, для измерения вибраций элементов конструкций ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. Акад. С.П.Королева. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Сб. науч. тр. - Самара: СГАУ, 2000. Вып. 4, часть 1. - с. 142 - 146.

2. Лиманова Н.И. Оригинальный волоконно-оптический датчик для контроля вибраций конструкций ГТД // Доклады Междунар. научно-техн. конф., посвященной памяти Генерального конструктора аэрокосмической техники академика Н.Д.Кузнецова, 21-22 июня 2001 г. - Самара: СНЦ РАН, 2001. Ч.2. - с. 63 - 69.

3. Лиманова Н.И. Оптоэлектронные датчики с совмещенными каналами измерения, инвариантные к дестабилизирующим факторам // Авиакосмическое приборостроение. - М., 2005, N 6. - с. 12 - 16.

INDEPENDENT FROM DESTABILIZING FACTORS INFLUENCE CONTACTLESS OPTIC SENSOR FOR POSITION AND VIBRATION MEASUREMENTS IN AUTOMATIC SYSTEMS

©2006 N.I. Limanova

Samara State Aerospace University

During contactless vibration measurements of disks, blades and other rotation construction elements of engine it is necessary to inspect of the operation gap between research object surface and the sensor with high precision (0.05 % – 0.1 %) in the conditions of such destabilizing factors influence, as strong electromagnetic and electrostatic fields, environment pollution, wear of construction elements of engine, high temperatures, feeding sources voltages variations, research surface reflecting coefficient changes and so on. Moreover the influence factors are changing accidentally. In order to solve this problem the two-channel optic sensor with modulated emission for precision positioning was elaborated. In this sensor the positioning accuracy is achieved by subtraction of the photodiodes currents, research object surface is illuminated by modulated emission with the help of semiconductor laser, and laser pulses duration is chosen divisible to 1/50 Hz. The long-time positioning error (during a few hours) at the output of the device doesn't exceed 0,1 micrometer in the conditions of enumerated destabilizing factors influence.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА И АНАЛИЗА ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2006 И.Н. Крупенич, В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин, А.Ю. Ткаченко

Самарский государственный аэрокосмический университет

Описывается базовый вариант автоматизированной системы термогазодинамического расчета и анализа (АСТРА) газотурбинных двигателей, которая предназначена для термогазодинамического проектирования двигателя, а также его газодинамической доводки.

На кафедре теории двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета разработан базовый вариант автоматизированной системы термогазодинамического расчета и анализа (АСТРА) газотурбинных двигателей, которая предназначена для термогазодинамического проектирования двигателя, а также его газодинамической доводки. Основной целью разработки системы является повышение эффективности, сокращение времени создания двигателя и уменьшение стоимости его жизненного цикла.

Она включает следующие подсистемы:

- проектного расчета АСТРА-ПР;
- расчета характеристик АСТРА-ВСХ;
- оптимизации проектных параметров АСТРА-ОПТ;
- идентификации параметров АСТРА-ИД;
- проектирования проточной части АСТРА-ТК.

Структура автоматизированной системы и возможности обмена данными между подсистемами представлены на рис. 1.

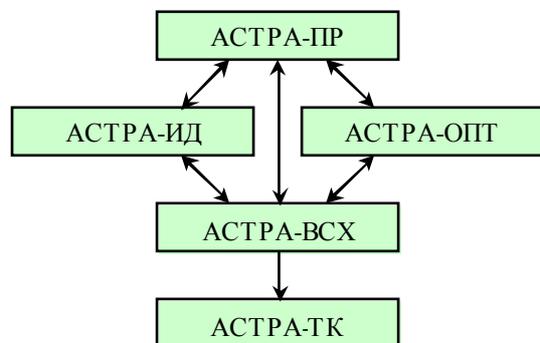


Рис. 1. Структурная схема автоматизированной системы АСТРА

Предполагается, что в систему АСТРА будут включены разработанные на кафедре подсистемы газодинамического проектиро-

вания компрессора КОМПР и турбины ТУРБ.

Подсистемы АСТРА-ПР, АСТРА-ВСХ, АСТРА-ОПТ, АСТРА-ИД.

В подсистемах АСТРА-ПР, АСТРА-ОПТ, АСТРА-ИД реализованы термогазодинамические модели проектного расчета ГТД (двигателя с заданными площадями характерных сечений), подсистема АСТРА-ВСХ, кроме того, дополнена термогазодинамическими моделями выполненного ГТД (двигателя с заданными площадями характерных сечений). Подсистемы обладают возможностью расширения перечня рассчитываемых моделей ГТД, что обеспечено модульным принципом построения системы АСТРА.

Базовые модули в данных подсистемах соответствуют основным узлам двигателя и описывают модели происходящих в них процессов. К базовым относятся следующие модули:

- «Полетные условия. Тип топлива»;
- «Входное устройство»;
- «Компрессор»;
- «Вентилятор»;
- «Камера сгорания»;
- «Турбина»;
- «Свободная турбина»;
- «Переходный канал»;
- «Камера смешения»;
- «Форсажная камера»;
- «Коническое сопло»;
- «Сопло Лавалья»;
- «Диффузорное выходное устройство»;
- «Винт»;
- «Основные данные двигателя».

Совокупность базовых модулей, с указанием последовательности их расчета и порядка передачи значений параметров между

ними представляет собой термогазодинамическую модель ГТД конкретной схемы.

В настоящее время в системе АСТРА реализованы модели ГТД следующих типов и схем:

- одновальный ТРД;
- двухвальный ТРД;
- одновальный ТРДФ;
- двухвальный ТРДФ;
- двухвальный ТРДД;
- трехвальный ТРДД;
- двухвальный ТРДДсм;
- трехвальный ТРДДсм;
- двухвальный ТРДДФсм;
- трехвальный ТРДДФсм;
- одновальный ТВД;
- двухвальный ТВД;
- двухвальный ТВ(В)Д с однокаскадным компрессором и свободной турбиной;
- трехвальный ТВ(В)Д с двухкаскадным компрессором и свободной турбиной;
- двухвальный ТВАД с однокаскадным компрессором и свободной турбиной;
- трехвальный ТВАД с двухкаскадным компрессором и свободной турбиной;
- четырехвальный ТВАД с трехкаскадным компрессором и свободной турбиной.

Для описания процессов в узлах и элементах ГТД используются термодинамические соотношения или, так называемые, p - i - T -функции, представляющие собой полиномиальные зависимости изменения энтальпии и относительного давления рабочего тела от изменения температуры при изэнтропическом сжатии или расширении [7, гл.20]. Данный подход позволяет без последовательных приближений учитывать зависимость теплоемкости рабочего тела от его состава и температуры.

Подсистема проектного расчета АСТРА-ПР предназначена для выполнения проектного расчета и анализа закономерностей изменения удельных параметров ГТД. Исходными данными являются внешние условия, параметры рабочего процесса, КПД узлов и коэффициенты потерь. Проектный расчет в подсистеме выполняется по классической методике в последовательности, совпадающей с последовательностью течения рабочего тела в проточной части [4, гл.8]. В результате расчета определяются удельные параметры двигателя, удельная работа уз-

лов, расход воздуха через двигатель, давление и температура рабочего тела в характерных сечениях проточной части и соответствующие значения площадей этих сечений на расчетном режиме работы двигателя. Эти данные являются исходными для проектирования проточной части и узлов двигателя в подсистемах АСТРА-ТК, КОМП и ТУРБ, а также расчета дроссельных и высотно-скоростных характеристик двигателя в подсистеме АСТРА-ВСХ.

С помощью подсистемы АСТРА-ПР рассчитываются коэффициенты влияния, которые используются для оценки влияния параметров рабочего процесса, КПД узлов и коэффициентов потерь на удельные параметры двигателя.

Кроме того, подсистема АСТРА-ПР позволяет рассчитывать закономерности изменения удельных параметров проектируемого двигателя [4]. Для этого подсистема выполняет ряд проектных расчетов двигателя для заданного диапазона изменения выбранного параметра рабочего процесса. Результаты расчета представляются пользователю в графическом и табличном видах.

Подсистема оптимизации проектных параметров АСТРА-ОПТ предназначена для определения оптимальных значений параметров рабочего процесса, в том числе и по самолетным критериям эффективности. Оптимизация предшествует выбору параметров и последующему проектному расчету двигателя. Подсистема построена на основе тех же расчетных модулей, что и подсистема АСТРА-ПР, но включает расчет величин самолетных критериев эффективности и определения оптимальных параметров рабочего процесса по экстремуму выбранного критерия эффективности.

Подсистема идентификации параметров АСТРА-ИД решает задачу определения значений КПД узлов, коэффициентов потерь и других параметров по результатам испытаний двигателя. Подсистема включает расчетные модули подсистемы АСТРА-ПР, а также блок определения искомых параметров стандартными методами решения систем нелинейных уравнений.

Подсистема расчета характеристик АСТРА-ВСХ предназначена для анализа работы ГТД в широком диапазоне режимов

и внешних условий путем расчета его дроссельных, высотных, скоростных и климатических характеристик (рис. 2).



Рис. 2. Главное окно подсистемы АСТРА-ВСХ

Отличительной особенностью подсистемы является применение метода расчета характеристик, в котором выбор варьируемых параметров и вычисление их значений в очередном приближении основаны на закономерностях совместной работы узлов. В предлагаемом методе в качестве варьируемых параметров вместо степеней повышения давления в компрессорах, как это делается во многих аналогичных системах, выбраны степени понижения давления в турбинах, которые в основном диапазоне рабочих режимов изменяются несущественно. Это позволяет более точно задать начальное приближение и значительно уменьшить количество итераций.

Значения варьируемых параметров в очередном приближении определяются по формулам обратной связи, которые выведены на основании уравнений совместной работы узлов двигателя. Данный подход обеспечивает высокую устойчивость расчетов за счет использования логики поиска решения, связанного с конкретными особенностями физических процессов газотурбинного двигателя.

Базовые модули подсистемы АСТРА-ВСХ представляют собой соответствующие модули подсистемы АСТРА-ПР, дополненные алгоритмами термогазодинамического расчета выполненного ГТД. Введены модули, необходимые для решения системы нелинейных уравнений, описывающих совместную работу узлов, и организации «закольцовок», которые осуществляют

подбор значений варьируемых параметров как с использованием формул обратной связи, так и формальными математическими методами.

С помощью подсистемы АСТРА-ВСХ, перед началом расчета характеристик двигателя, необходимо выполнить его проектный расчет с учетом характеристик узлов. Результаты этого расчета используются в качестве начального приближения при расчете эксплуатационных характеристик.

На рис. 3 представлена информационная модель модуля «Двухвальный ТРДД», описывающего расчет характеристик двухвального двухконтурного двигателя с раздельным истечением газа.

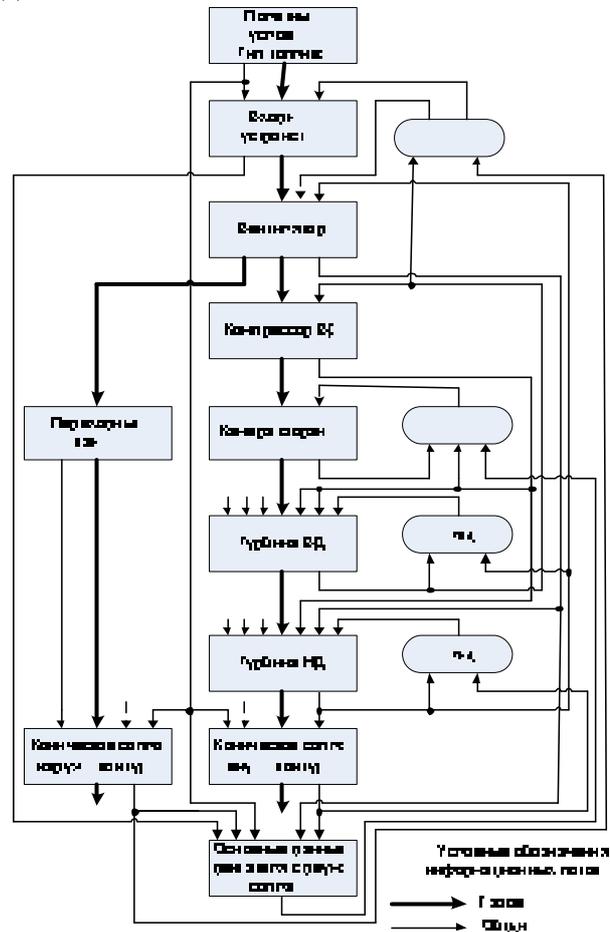


Рис. 3. Информационная модель модуля «Двухвальный ТРДД»

Она представляет собой совокупность базовых модулей с информационными связями между ними, которые организуют передачу значений параметров узлов.

Проектный расчет и расчет характеристик ГТД отличаются последовательностью использования базовых модулей. В проектном расчете последовательность вычисления

модулей линейная (рис. 4). При расчете характеристик, вычисление имеет итерационный характер, и каждая «закольцовка» соответствует подбору определенного варьируемого параметра (рис. 5).



Рис. 4. Последовательность расчета базовых модулей при проектном расчете двухвального ТРДД

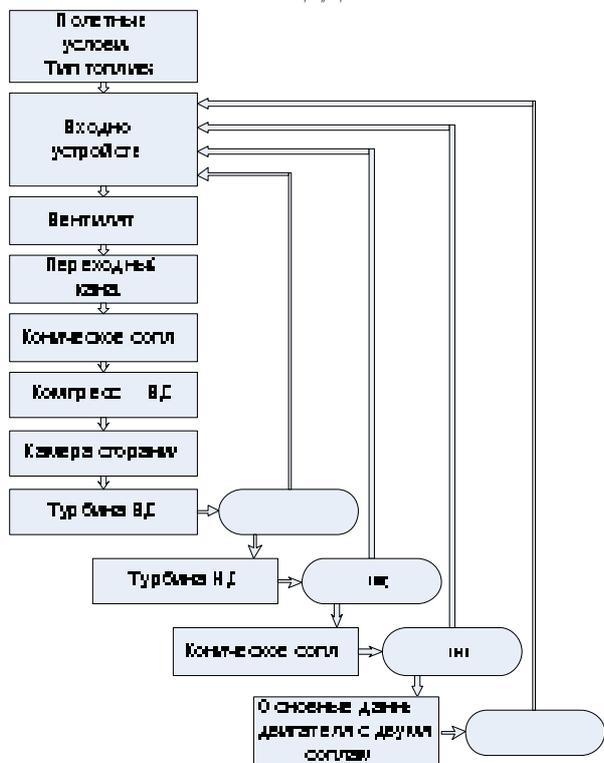


Рис. 5. Последовательность расчета базовых модулей при расчете характеристик двухвального ТРДД

Результатами расчета являются характеристики двигателя в графическом и табличном видах, а также линии совместной работы на характеристиках компрессоров

Подсистема проектирования проточной части турбокомпрессора АСТРА-ТК предназначена для предварительного выбора варианта проточной части, необходимого для проектирования компрессора и турбины.

При формировании проточной части приходится решать взаимосвязанные и противоречивые задачи, связанные с необходимостью обеспечения эффективной работы турбокомпрессора, его минимальных габаритов и массы, заданного ресурса двигателя. Правильное их разрешение является необходимым условием для дальнейшего успешного проектирования двигателя.

В научном плане она впервые была решена Холщевниковым К.В. [8], который предложил использование комплексного параметра, связывающего основные параметры турбокомпрессора с параметрами вращающейся его турбины. Сосунов В.А. и Цховребов М.М. [5, 6], обобщили опыт разработки двухконтурных двигателей, что позволило ввести новые критерии и предложить методологию проектирования проточной части. На основе указанных работ была разработана методика [7], которая легла в основу подсистемы вариантного проектирования проточной части турбокомпрессора авиационных ГТД.

Суть задачи заключается в необходимости определения основных диаметральных размеров и числа ступеней компрессора и турбины, которое, как известно, при прочих равных условиях обратно пропорционально квадрату окружной скорости:

$$\begin{cases} L_K = z_K \cdot \bar{H}_{к.ср} \cdot u_{к.ср}^2; & (1) \\ L_T = z_T \cdot u_{Т.ср}^2 \cdot \eta_T^* / (2 \cdot u_T^{*2}). & (2) \end{cases}$$

Окружная скорость, в свою очередь, зависит от среднего диаметра компрессора (турбины) и частоты вращения ротора:

$$\begin{cases} u_{к.ср} = \pi \cdot D_{к.ср} \cdot n; & (3) \\ u_{Т.ср} = \pi \cdot D_{Т.ср} \cdot n. & (4) \end{cases}$$

Максимально допустимая частота вращения ротора определяется запасом прочно-

сти рабочих лопаток турбины и целым рядом других факторов. Все перечисленные параметры взаимосвязаны, и простая система из четырех уравнений (1)...(4), которые будем называть уравнениями согласования, может быть решена по-разному, поскольку в ней девять неизвестных величин (которые будем называть параметрами согласования): частота вращения n , количество ступеней компрессора z_k и турбины z_T , их диаметральные размеры $D_{к.ср}$ и $D_{т.ср}$, окружные скорости на среднем диаметре $u_{к.ср}$ и $u_{т.ср}$, коэффициент напора компрессора $\bar{H}_{к.ср}$ и параметр нагруженности турбины u_T^* , любые пять из них, следовательно, должны быть приняты как независимые переменные.

Для двухвального турбокомпрессора (в том числе для двухвального ТРДД без подпорных ступеней) число уравнений и неизвестных удваивается, а для двухвального ТРДД с подпорными ступенями прибавляется ещё два уравнения

$$z_{пс} = \frac{L_{пс}}{\bar{H}_{пс.ср} \cdot u_{пс.ср}^2} \quad (5)$$

$$u_{пс.ср} = \pi D_{пс.ср} n_{нд}, \quad (6)$$

и четыре ($z_{пс}$, $u_{пс.ср}$, $\bar{H}_{пс.ср}$ и $D_{пс.ср}$) неизвестных величины (частота вращения ротора подпорных ступеней равна частоте вращения ротора вентилятора).

Из сказанного следует, что при проектировании проточной части турбокомпрессора двигателя наиболее распространенной схемы – двухвального ТРДД с подпорными ступенями – приходится иметь дело с 22 параметрами согласования, из которых 12 являются независимыми переменными и ими необходимо задаваться в процессе расчета, а 10 определяются с помощью указанных выше формул. Такая задача решается не просто, особенно если иметь в виду, что в систему основных уравнений согласования не включены формулы для определения большого числа геометрических параметров, определяющих проточную часть турбокомпрессора. К таким параметрам относятся, прежде всего, шесть характерных величин (периферийный $D_{п}$, втулочный $D_{вт}$, сред-

ний $D_{ср}$ диаметры, высота лопатки h_i , относительный диаметр втулки компрессора $\bar{d}_{вт} = D_{вт}/D_{п}$ или отношение среднего диаметра к высоте лопатки турбины $(D_{ср}/h)$ в сечениях на входе и выходе из каждого каскада компрессора и турбины. В процессе проектирования в каждом конкретном случае определенную величину из указанных целесообразно принять в качестве независимой переменной величины, число которых, следовательно, является неопределенно большим.

В этих условиях определение оптимальных параметров турбокомпрессора невозможно представить без проработки ряда вариантов его компоновки, то есть проектирование должно быть вариантным. Задача может быть решена только в рамках автоматизированной подсистемы, какой и является АСТРА-ТК, интерфейс которой представлен на рис. 6 и 7.

Ключевая задача согласования компрессора и турбины по окружным скоростям решается в ней отдельно для газогенератора и турбовентилятора.

Подсистема позволяет также решать задачу в упрощенной постановке, а именно при условии, что коэффициенты напора $\bar{H}_{ср}$ для компрессора и нагруженности u_T^* для турбины задаются по умолчанию согласно рекомендациям.

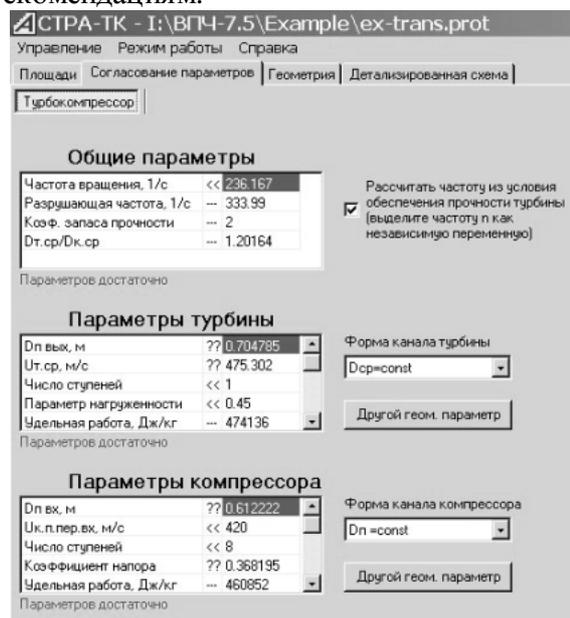


Рис. 6. Закладка «Согласование параметров»

Турбина

Длительность работы на режимах, эквивалентных максимальному, ч

Козф. формы

Козф. запаса

Материал лопатки РК

Температура на входе турбины, К

Температура на выходе турбины, К

последняя ступень охлаждаемая

Температура охлаждающего воздуха, К

Количество воздуха, отбираемого на охлаждение, %

Схема охлаждения

Безразмерная глубина охлаждения

Рис. 7. Окно выбора параметров, определяющих допустимую частоту вращения ротора

После решения задачи согласования выполняется детальный расчет геометрических параметров ступеней и выполняется построение детализированной схемы проточной части [3]. После выбора и расчета всех требуемых параметров детализированной схемы подсистема позволяет сохранить её в формате DXF для вывода в CAD-системах (КОМПАС, AutoCad, Unigraphics, ADEM, и др.) (см. рис. 8).

Предполагается, что в дальнейшем варианты проточной части будут сравниваться, а параметры оптимизироваться, в том числе по массе и критериям эффективности летательного аппарата.

Кроме того, данная система ориентирована на использование ее в учебном процессе в упрощенном варианте, что позволит студентам осуществлять вариантное проектирование, исследовать взаимосвязь параметров турбокомпрессора и наглядно оценивать их влияние на облик проточной части. Это позволяет получить более глубокие знания в области теории двигателей в процессе выполнения курсового и дипломного проектирования.

Подсистемы проектирования компрессора КОМП и турбины ТУРБ предназначены для расчета газодинамических и кинематических параметров проточной части, профилирования лопаточных венцов компрессора и турбины, а также определения их КПД.

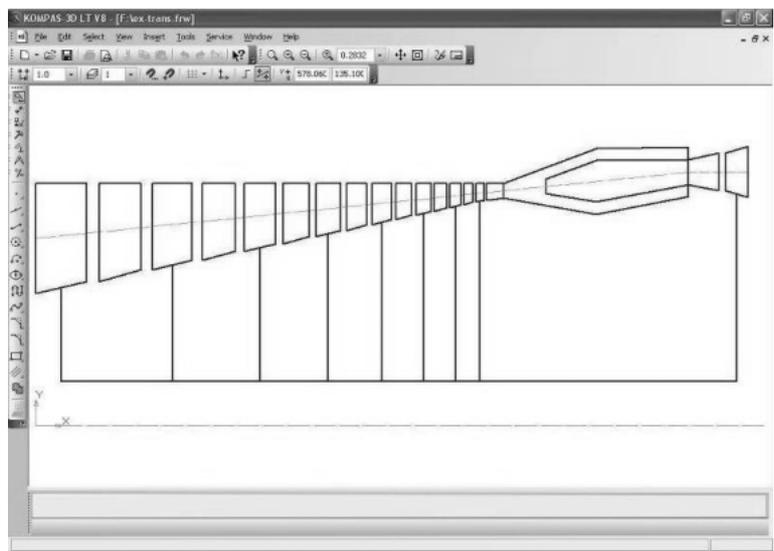


Рис. 8. Пример детализированной схемы меридионального сечения проточной части газогенератора в среде КОМПАС

Описанные подсистемы будут дополнены подсистемами расчета характеристик узлов двигателя.

Если принятые в проектном расчете КПД узлов не обеспечиваются, то весь процесс проектирования уточняется в следующем приближении, начиная с проектного расчета. Если не обеспечиваются заданные основные данные двигателя или самолетные критерии эффективности, то весь процесс повторяется, начиная с оптимизации и выбора других параметров рабочего процесса.

Базовый вариант системы внедрен в учебный процесс для выполнения курсовых работ по курсам теория и расчет авиационных двигателей, теория и расчет лопаточных машин и дипломного проектирования.

Таким образом, система АСТРА является комплексной, универсальной и включает весь цикл термогазодинамического проектирования газотурбинного двигателя, а также его термогазодинамической доводки.

Список литературы

1. Дорофеев В.М. Термодинамический расчет воздушно-реактивных двигателей с помощью диаграмм π - i - T -функций. – Куйбышев: КуАИ, 1968.
2. Дружинин Л.Н., Швец Л.И., Малинина Н.С. Алгоритмы и подпрограммы расчета термодинамических параметров воздуха и продуктов сгорания углеводородных топлив в ГТД. – ЦИАМ, техн. отчет №8787, 1979. – 85 с.

3. Кузьмичев В.С., Трофимов А.А. Проектный расчет основных параметров турбокомпрессоров авиационных ГТД. Куйбышев: КуАИ, 1990. – 72 с.

4. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Основы теории ГТД. Кн.1. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн.2. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.

5. Научный вклад в создание авиационных двигателей. Кн. 1 (725 с.). Кн.2 (616 с.) / Под общей ред. В.А. Скибина и В.И. Солонина. М.: Машиностроение, 2000.

6. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / В.П. Деменчиков и др.; Под ред. С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. М.: Машиностроение, 1979. - 432 с.

7. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Учебник. Кн. 3. Основные проблемы: Начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД / С.К. Бочкарев, И.М. Горюнов, В.С. Кузьмичев и др. Под общ. ред. В.В. Кулагина. М.: Машиностроение, 2005. 464 с.

8. Холщевников К.В. Некоторые вопросы теории и расчета ТРД. М.: Оборонгиз, 1960. 118 с.

AUTOMATED SYSTEM OF GAS TURBINE ENGINES TERMOGAZDYNAMIC CALCULATION AND ANALYSIS

© 2006 I.N. Crupenitch, V.S. Kuzmitchev, V.V. Kulagin, A.Ju. Tkatchenko

Samara State Aerospace University

The article describes the computer-aided system of GTE thermogasdynamic design and analysis ASTRA and its subsystems created for GTE designing and development.

**МЕТОД СОГЛАСОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ТРДД**

© 2006 И.Н. Крупенич, В.С. Кузьмичев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Предложен метод согласования конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессоров ТРДД, базирующийся на непосредственном решении системы нелинейных алгебраических уравнений, связывающих конструктивно-геометрические параметры турбокомпрессора, стандартными математическими методами.

Одной из основных задач концептуального этапа проектирования ТРДД является формирование облика его турбокомпрессора. Правильный выбор его конструктивно-геометрических параметров является необходимым условием успешного проектирования двигателя.

С одной стороны, определение диаметральных размеров проточной части и числа ступеней лопаточных машин, а также уточнение их схемы проводится после решения задачи выбора параметров двигателя, с другой стороны – предшествует детальному газодинамическому проектированию лопаточных машин. Это обуславливает высокую значимость данной задачи в общем процессе проектирования ТРДД.

Решению задачи проектирования турбокомпрессора посвящены работы Холщеникова К.В., а также Сосунова В.А. и Цховребова М.М., которые обобщили опыт разработки двухконтурных двигателей, что позволило ввести новые критерии и предложить современную методологию проектирования проточной части ТРДД. Однако применение методики согласования на основе комплексного параметра Холщеникова к современным и перспективным ТРДД связано со значительными трудностями в связи с появлением новых схем турбокомпрессоров (многовальных, осецентрибежными компрессорами и редуктором между вентилятором и его турбиной). Необходимость написания для каждой схемы отдельного алгоритма согласования параметров в значительной степени затрудняет автоматизацию структурной оптимизации турбокомпрессора, в то время как внедрение САПР в процессе проектирования позволяет сократить число допущений при проектировании турбокомпрессора.

Согласование параметров элементов турбокомпрессора условно может быть раз-

делено на термогазодинамическое согласование (соблюдение балансов расхода газа и давлений в характерных сечениях проточной части двигателя, балансов мощностей на валах каскадов), которое обеспечивается при выполнении проектного термогазодинамического расчета двигателя, и конструктивно-геометрическое согласование (соблюдение равенства частот вращения роторов компрессоров и турбин, обеспечение прочности рабочих лопаток, плавности изменения проточной части турбокомпрессора).

Исходя из современных представлений о декомпозиции процесса проектирования, целесообразно разделить и сделать относительно независимыми этапы термогазодинамического и конструктивно-геометрического согласования турбокомпрессора, что позволит проводить оптимизационные расчеты отдельно на каждом этапе. При этом метод согласования конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора должен обеспечивать расчет произвольной схемы турбокомпрессора, давать возможность поиска рационального конструктивно-геометрического облика турбокомпрессора в режиме оптимизации.

Суть предлагаемого метода согласования сводится к непосредственному решению системы нелинейных алгебраических уравнений, связывающей конструктивно-геометрические параметры турбокомпрессора, стандартными математическими методами.

При согласовании конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора целесообразно применять принцип модульности, то есть согласование параметров отдельных лопаточных машин проводить относительно независимо. Турбокомпрессор разбивается на узлы, соответствующие делению двигателя на элементы: турбина, компрессор. Компрессор, кроме того, может быть представлен различными типами:– осевой, центробежный. В этом случае каждый

модуль (соответствующий какой-либо лопаточной машине) имеет свой набор входных и выходных данных.

Это позволяет использовать одни и те же модули математических моделей для формирования различных схем ТРДД.

Каждый из модулей реализует частный алгоритм решения системы уравнений. При этом для повышения эффективности работы в режиме оптимизации целесообразно чтобы алгоритм модуля обеспечивал быстроту решения (отсутствие итераций внутри модуля) и соответствовал алгоритму расчета при оптимизации, параметры, выбранные как исходные имели ограниченный диапазон допустимых значений.

Из всего набора переменных модуля в качестве исходных целесообразно выбрать:

- число ступеней (поскольку параметр дискретен и диапазон значений ограничен);
- приведенные скорости на входе и выходе из лопаточной машины (диапазон значений ограничен);

- относительный диаметр втулки на входе и выходе из лопаточной машины (диапазон значений ограничен, кроме того, при определении геометрии узла исключаются итерационные циклы);

- коэффициент запаса прочности (параметр ограничен снизу);

- коэффициент формы рабочих лопаток (диапазон значений ограничен);

- коэффициент напора или параметр нагруженности (диапазон значений ограничен).

Кроме того, необходимо задаваться материалом рабочих лопаток ЛМ, поскольку им определяется плотность и предел прочности.

На основании указанных выше соображений можно выбрать следующий алгоритм модуля осевого компрессора:

1. $F_{i,вх} = \frac{G_{i,вх} \sqrt{T_{i,вх}^*}}{m_{i,вх} p_{i,вх}^* q(\lambda_{i,вх})};$
2. $F_{i,вых} = \frac{G_{i,вых} \sqrt{T_{i,вых}^*}}{m_{i,вых} p_{i,вых}^* q(\lambda_{i,вых})};$
3. $D_{i,вх,пер} = \sqrt{\frac{4F_{i,вх}}{\pi(1-\bar{d}_{i,вх}^2)}};$
4. $D_{i,вх,от} = \bar{d}_{i,вх} D_{i,вх,пер};$

5. $D_{i,вх,ср} = \frac{D_{i,вх,от} + D_{i,вх,пер}}{2};$
6. $h_{i,вх} = \frac{D_{i,вх,пер} - D_{i,вх,от}}{2};$
7. $D_{i,вых,пер} = \sqrt{\frac{4F_{i,вых}}{\pi(1-\bar{d}_{i,вых}^2)}};$
8. $D_{i,вых,от} = \bar{d}_{i,вых} D_{i,вых,пер};$
9. $D_{i,вых,ср} = \frac{D_{i,вых,от} + D_{i,вых,пер}}{2};$
10. $h_{i,вых} = \frac{D_{i,вых,пер} - D_{i,вых,от}}{2};$
11. $D_{i,ср} = \frac{D_{i,вх,ср} + D_{i,вых,ср}}{2};$
12. $n_i = \sqrt{\frac{\sigma_{в,i}}{2\pi k_{\phi,i} k_{\sigma,i} \rho_i F_{i,вых}}};$
13. $u_{i,ср} = \pi D_{i,ср} n_i;$
14. $\bar{H}_{i,ср} = \frac{L_i}{z_i u_{i,ср}^2}.$

Аналогично для модуля осевой турбины:

1. $F_{i,вх} = \frac{G_{i,вх} \sqrt{T_{i,вх}^*}}{m_{i,вх} p_{i,вх}^* q(\lambda_{i,вх})};$
2. $F_{i,вых} = \frac{G_{i,вых} \sqrt{T_{i,вых}^*}}{m_{i,вых} p_{i,вых}^* q(\lambda_{i,вых})};$
3. $D_{i,вх,пер} = \sqrt{\frac{4F_{i,вх}}{\pi(1-\bar{d}_{i,вх}^2)}};$
4. $D_{i,вх,от} = \bar{d}_{i,вх} D_{i,вх,пер};$
5. $D_{i,вх,ср} = \frac{D_{i,вх,от} + D_{i,вх,пер}}{2};$
6. $h_{i,вх} = \frac{D_{i,вх,пер} - D_{i,вх,от}}{2};$
7. $D_{i,вых,пер} = \sqrt{\frac{4F_{i,вых}}{\pi(1-\bar{d}_{i,вых}^2)}};$
8. $D_{i,вых,от} = \bar{d}_{i,вых} D_{i,вых,пер};$
9. $D_{i,вых,ср} = \frac{D_{i,вых,от} + D_{i,вых,пер}}{2};$
10. $h_{i,вых} = \frac{D_{i,вых,пер} - D_{i,вых,от}}{2};$
11. $D_{i,ср} = \frac{D_{i,вх,ср} + D_{i,вых,ср}}{2};$

$$12. T_{лi} = T_{i.вых}^* + \frac{L_i}{2z_i c_{pi}};$$

$$13. T_{л.охл.i} = T_{лi} - \Theta_i (T_{лi} - T_{охл.i}^*);$$

$$14. \sigma_{\theta i} = f(T_{л.охл.i}, \tau_i);$$

$$15. n_i = \sqrt{\frac{\sigma_{\theta i}}{2\pi k_{\phi i} k_{\sigma i} \rho_i F_{i.вых}}};$$

$$16. u_{i.cp} = \pi D_{i.cp} n_i;$$

$$17. y_i^* = \sqrt{\frac{z_i u_{i.cp}^2 n_i^*}{2L_i}}.$$

Входной информацией для каждого модуля являются соответствующие термодинамические параметры рабочего тела, приведенные скорости в сечениях на входе и выходе, параметры, определяющие форму проточной части лопаточных машин и т.д. В каждом модуле независимо от других производится определение:

- площадей сечений на входе и выходе;
- диаметральных размеров проточной части на входе и выходе;
- окружных скоростей;
- числа ступеней
- частоты вращения с учетом обеспечения прочности рабочих лопаток.

Кроме того, для компрессора и турбины, расположенных на одном валу можно записать уравнение пропорциональности их частот вращения

$$n_{i.к} = I_i \cdot n_{i.м}.$$

Таким образом обеспечивается взаимосвязь модулей, относящихся к одному турбокомпрессору.

Применение этого принципа позволяет при изменении (уточнении) математической модели лопаточной машины оперативно модифицировать соответствующие модули, при этом необходимо только чтобы не изменялся состав независимых переменных и выходных данных, по которым осуществляется взаимосвязь модулей.

Формирование системы уравнений

можно полностью формализовать и выполнять автоматически исходя из схемы турбокомпрессора, поскольку каждому узлу соответствует вполне определенный набор уравнений и независимых переменных. Применение принципа модульности дает возможность оперативно менять модели и конструктивные схемы, не затрагивая концепцию автоматизированного формирования систем уравнений по схемным признакам, определяющим количество и тип модулей.

Блок-схема метода согласования представлена на рис. 1.

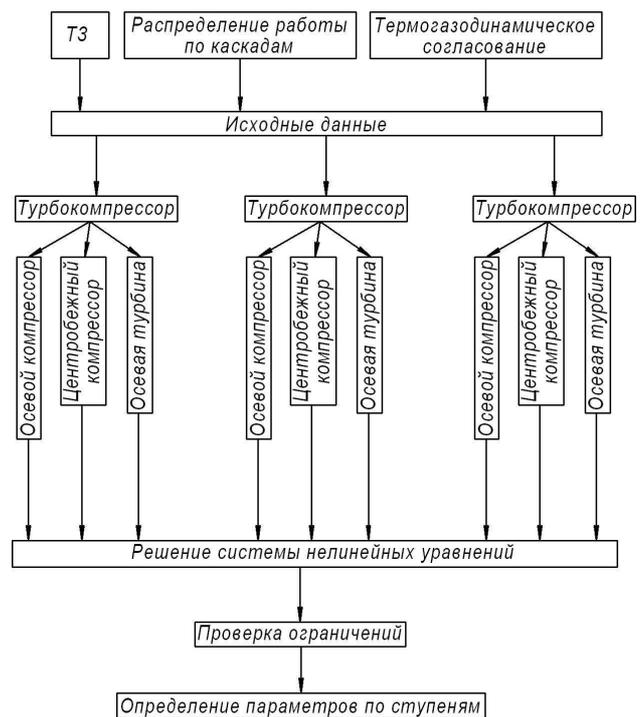


Рис. 1. Схема метода согласования конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора ТРДД

После решения системы уравнений осуществляется проверка ограничений на независимые и оптимизируемые переменные, которые накладываются из условий обеспечения прочности элементов турбокомпрессора, плавности его проточной части и возможности достижения высоких КПД компрессора и турбины.

THE METHOD OF BYPASS ENGINES TURBOCOMPRESSORS STRUCTURAL-GEOMETRIC PARAMETERS MATCHING

© 2006 I.N. Krupenich, V.S. Kuzmichev

Samara State Aerospace University

The article describes the method of bypass engines turbocompressors structural-geometric parameters matching intended for use in the computer-aided thermogasdynamic design systems.

ВАРИАНТНОЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРА АВИАЦИОННЫХ ГТД

© 2006 И.Н. Крупенич, В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Составной частью разработанной на кафедре теории двигателей летательных аппаратов автоматизированной системы термогазодинамического расчета и анализа (АСТРА) ГТД различных типов и схем является подсистема проектирования проточной части турбокомпрессора АСТРА-ТК.

Как известно, проектирование проточной части турбокомпрессора завершает начальный уровень проектирования, который начинается с выбора параметров рабочего процесса двигателя, проектного термогазодинамического расчета и расчета его характеристик. Результаты термогазодинамического расчета на максимальном режиме в САУ при $H=0$, $M_{II}=0$ являются исходными данными для проектирования проточной части, а ее выбранный вариант используется в дальнейшем для проектирования узлов турбокомпрессора.

Задача формирования проточной части в равной степени относится как к теории и расчету авиационных двигателей, так и к теории и расчету лопаточных машин. Здесь приходится решать взаимосвязанные и противоречивые задачи, связанные с обеспечением эффективной работы турбокомпрессора, его минимальных габаритов и массы, заданного ресурса двигателя. Правильное их разрешение является необходимым условием для дальнейшего успешного проектирования двигателя.

Эта задача впервые была решена Холщевниковым К.В. для одновального ТРД [6], который предложил использование комплексного параметра, позволяющего согласовать компрессор и турбину по окружным скоростям с учетом обеспечения запаса прочности рабочих лопаток турбины по растягивающим напряжениям. Сосунов В.А. и Цховребов М.М. [3, 4], обобщили опыт разработки двухконтурных двигателей, что позволило ввести новые критерии и предло-

жить методологию проектирования проточной части.

Суть задачи согласования параметров турбокомпрессора, заключается в необходимости определения основных диаметральных размеров и числа ступеней компрессора и турбины, которое, как известно, при прочих равных условиях обратно пропорционально квадрату окружной скорости. Окружная скорость, в свою очередь, зависит от среднего диаметра компрессора (турбины) и частоты вращения ротора. Максимально допустимая частота вращения ротора определяется запасом прочности рабочих лопаток турбины и целым рядом других факторов. Все перечисленные параметры взаимосвязаны, и невозможно представить выбор оптимальных параметров турбокомпрессора без проработки ряда вариантов его компоновки, то есть проектирование проточной части должно быть вариантным. На основе указанных выше работ была разработана методика [5], которая легла в основу подсистемы вариантного проектирования проточной части турбокомпрессора авиационных ГТД.

Задача решается следующим образом. Прежде всего определяются площади всех характерных сечений проточной части F_i :

$$G_i = m_2 p_i^* F_i q(\lambda_i) / \sqrt{T_i^*},$$

поскольку величины расхода рабочего тела G_i , полного давления p_i^* и температуры T_i^* заданы, а значением приведенной скорости рабочего тела λ_i можно задаться, так как оно изменяется в сравнительно узком диапазоне [2].

Величинами F_i по формулам для площади кольцевого сечения однозначно определяются основные диаметральные размеры характерных сечений, если в каждом сечении известна хотя бы одна из шести величин

(периферийный D_{Π} , втулочный $D_{\text{ВТ}}$, средний $D_{\text{ср}}$ диаметры, высота лопатки h_i , относительный диаметр втулки компрессора $\bar{d}_{\text{ВТ}} = D_{\text{ВТ}}/D_{\Pi}$ или отношение среднего диаметра к высоте лопатки турбины $(D_{\text{ср}}/h)$). Однако такой величиной во многих случаях задаться нельзя. Например, для одновального газогенератора целесообразно задаться числом ступеней турбины z_{T} (одна или две) и определить соответствующую окружную скорость, а частоту вращения определить из условий обеспечения запаса прочности рабочих лопаток турбины. Тогда диаметральные размеры оказываются зависимой переменной. Для компрессора целесообразно задаться его типом, то есть приведенной окружной скоростью на периферии рабочей лопатки первой ступени $u_{\text{к.п.пр}}$, которой определяется число ступеней. А величинами $u_{\text{к.п.пр}}$ и частоты вращения определяются диаметральные размеры. В других случаях целесообразно задаться диаметральными размерами, например, из условия обеспечения заданных минимальных габаритов. По величинам частоты вращения и диаметру определяется окружная скорость, а следовательно и число ступеней.

Другими словами, для определения числа ступеней и диаметральных размеров одновального газогенератора простая система из четырех уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{\text{к.ср}} = \pi \cdot D_{\text{к.ср}} \cdot n \\ u_{\text{т.ср}} = \pi \cdot D_{\text{т.ср}} \cdot n \\ L_{\text{T}} = z_{\text{T}} \cdot u_{\text{т.ср}}^2 \cdot \eta_{\text{T}}^* / (2 \cdot u_{\text{T}}^{*2}) \\ L_{\text{к}} = z_{\text{к}} \cdot \bar{H}_{\text{к.ср}} \cdot u_{\text{к.ср}}^2 \end{array} \right. \quad (1)$$

$$(2)$$

$$(3)$$

$$(4)$$

может быть решена по-разному, поскольку в ней 9 неизвестных величин: частота вращения n , количество ступеней компрессора $z_{\text{к}}$ и турбины z_{T} , их диаметральные размеры $D_{\text{к.ср}}$ и $D_{\text{т.ср}}$, окружные скорости на среднем диаметре $u_{\text{к.ср}}$ и $u_{\text{т.ср}}$, коэффициент напора компрессора $\bar{H}_{\text{к.ср}}$ и параметр на-

груженности турбины y_{T}^* . Следовательно, любые пять из них должны быть приняты как независимые переменные.

Однако в качестве независимой переменной вместо окружной скорости на среднем диаметре компрессора $u_{\text{к.ср}}$ целесообразно задаваться приведенной скоростью на периферийном диаметре входного сечения компрессора $u_{\text{к.п.пр.вх}}$, а вместо среднего диаметра $D_{\text{к.ср}}$ ($D_{\text{т.ср}}$), который может изменяться в широких пределах, целесообразно задаваться относительным диаметром втулки во входном сечении компрессора $\bar{d}_{\text{ВТ}}$ (отношением $D_{\text{ср}}/h$ в выходном сечении турбины) или высотой лопатки последней ступени компрессора (если заведомо известно, что она близка к минимально допустимому значению $h = 15..17 \text{ мм}$). Если заказчиком заданы диаметральные габариты двигателя, то в качестве независимых переменных можно принять величины $D_{\text{к.п.вх}}$ и $D_{\text{т.п.вых}}$.

Таким образом, в процессе проектирования проточной части двигателя постоянно возникает необходимость пересчета одних геометрических параметров (и, соответственно, окружных скоростей) на другие (в том числе, среднедиаметральные) параметры и окружные скорости. Например, если при известной частоте вращения ротора в качестве независимой переменной величины выбрана высота лопатки последней ступени компрессора, то вычисляются периферийный, средний и втулочный диаметры выходного сечения. Задаваясь формой проточной части, например $D_{\text{ВТ}} = \text{const}$, переходим к входному сечению и определяем соответствующие диаметры и высоту лопатки первой ступени компрессора. Далее определяем средний диаметр компрессора в целом $D_{\text{к.ср}} = 0,5(D_{\text{к.ср.вх}} + D_{\text{к.ср.вых}})$, а также соответствующую окружную скорость на среднем диаметре компрессора и его число ступеней. Следовательно, по указанным шести характерным геометрическим параметрам с учетом формы проточной части,

вычисляются потребные для решения системы уравнений (1) величины $D_{к.ср}$, $D_{т.ср}$ и $u_{к.ср}$.

Формулы, связывающие геометрические параметры входного и выходного сечений каждого узла, не включены в систему основных уравнений согласования (1)...(4), поскольку число параметров неопределенно велико (особенно если рассматривать двигатели различных типов и схем), а их пересчеты не затрагивают суть решаемой задачи. Не включены также формулы для расчета частоты вращения ротора из условия обеспечения запаса прочности рабочих лопаток турбины по растягивающим напряжениям. Такой подход позволяет существенно упростить постановку задачи и сделать ее решение в подсистеме АСТРА-ТК простым и понятным.

Итак, при проектировании проточной части одновального турбокомпрессора нужно определить девять неизвестных величин, которые будем называть параметрами согласования; из них пятью величинами и формой проточной части нужно задаваться как независимыми переменными. Укрупненный алгоритм расчета числа ступеней и диаметральных размеров проточной части турбины газогенератора, а также его компрессора приведен на рис. 1.

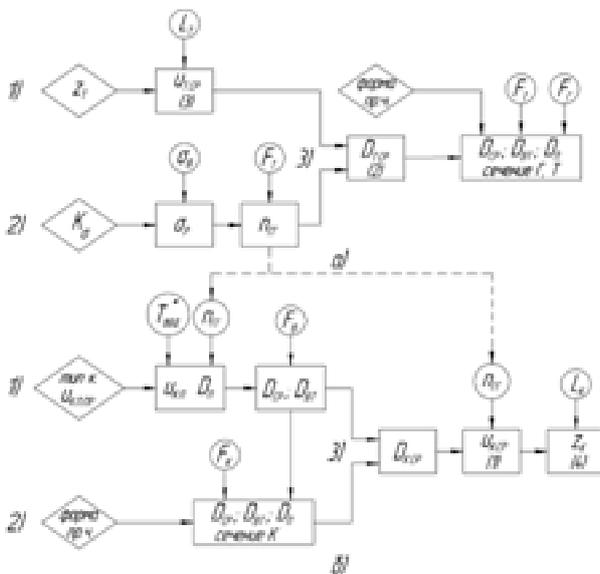


Рис. 1. Укрупненный алгоритм расчета числа ступеней и диаметральных размеров проточной части турбины (а) и компрессора (б) газогенератора

Для двухвального турбокомпрессора (в том числе для двухвального ТРДД без подпорных ступеней) число уравнений и неизвестных удваивается, а для двухвального ТРДД с подпорными ступенями прибавляется ещё два уравнения

$$z_{пс} = \frac{L_{пс}}{\bar{H}_{пс.ср} \cdot u_{пс.ср}^2} \quad (5)$$

$$u_{пс.ср} = \pi D_{пс.ср} n_{нд}, \quad (6)$$

и четыре ($z_{пс}$, $u_{пс.ср}$, $\bar{H}_{пс.ср}$ и $D_{пс.ср}$) неизвестных величины (частота вращения ротора подпорных ступеней равна частоте вращения ротора вентилятора).

Из сказанного следует, что при проектировании проточной части турбокомпрессора двигателя наиболее распространенной схемы – двухвального ТРДД с подпорными ступенями – приходится иметь дело с 22 параметрами согласования, из которых 12 являются независимыми переменными и ими необходимо задаваться в процессе расчета, а 10 определяются с помощью указанных выше формул. При этом пользователь сам решает, какие величины принять в качестве независимых переменных, а какие будут получены в результате расчета. Такой подход расширяет возможности вариантного проектирования проточной части, не имеющего жесткой последовательности вычисления параметров и определенного набора исходных данных, но практически он может быть реализован только с помощью автоматизированной подсистемы, какой и является АСТРА-ТК, интерфейс которой представлен на рис. 2.

Ключевая задача согласования компрессора и турбины по окружным скоростям решается в ней отдельно для газогенератора и турбовентилятора.

Подсистема позволяет также решать задачу в упрощенной постановке, а именно при условии, что коэффициенты напора $\bar{H}_{ср}$ для компрессора и нагруженности u_T^* для турбины задаются по умолчанию согласно рекомендациям.

В этом случае число независимых переменных сокращается на два, и достаточно (при условии, что частота вращения определяется из условия обеспечения запаса проч-

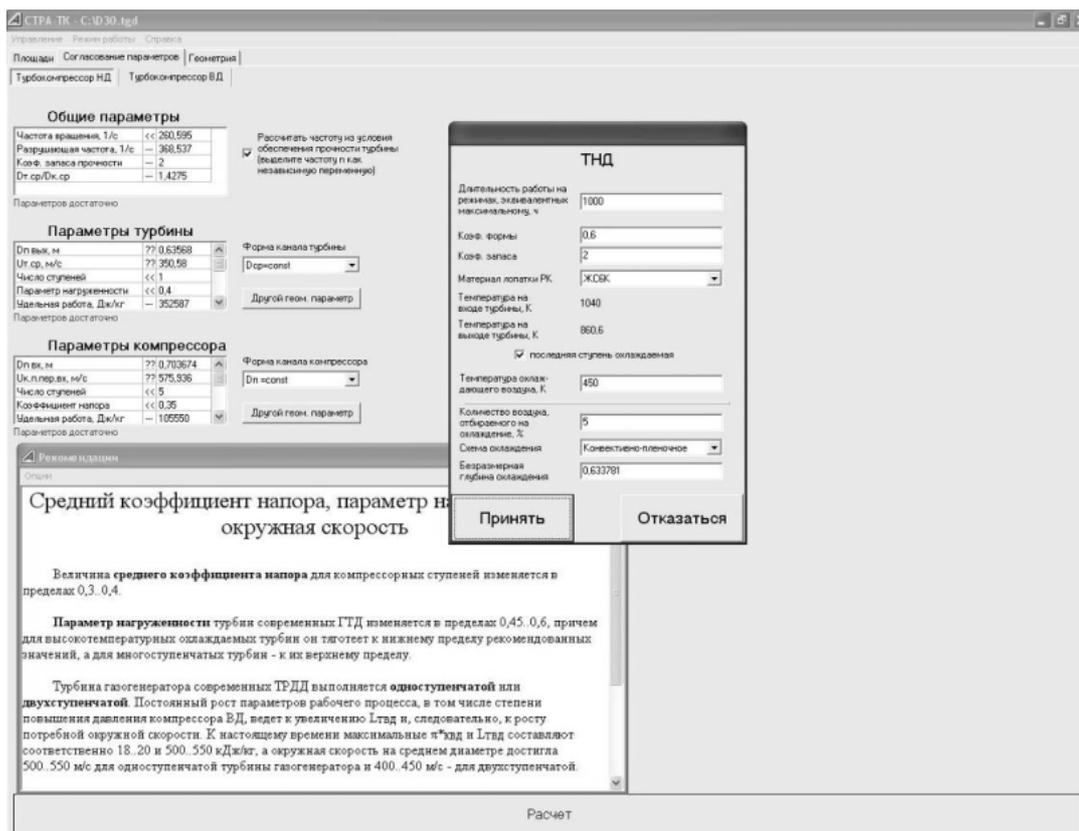


Рис. 2. Интерфейс подсистемы АСТРА-ТК

ности) задаться, например, числом ступеней турбины и типом компрессора, чтобы определить диаметральные размеры и число ступеней.

После решения задачи согласования выполняется детальный расчет геометрических параметров ступеней: высоты рабочих лопаток ступени $h_{л.рк}$, ширины рабочих лопаток $S_{л.рк}$, ширины лопаток направляющих аппаратов $S_{л.на}$, осевого зазор Δ_s и радиального зазора Δ_r [1]. Соответственно выполняется построение детализированной схемы проточной части. Два варианта такой схемы турбокомпрессора, спроектированного по результатам проектного расчета двухвального ТРДД с высокими параметрами рабочего процесса ($\pi_{\Sigma}^* = 46,08$, $T_2^* = 1900K$), большой степенью двухконтурности ($m = 7$) и величиной суммарного расхода воздуха $G_6 = 1000 \frac{kg}{c}$, и отличающиеся главным образом числом ступеней турбины ВД приведены на рис. 3.

Из рисунка видно, что увеличение числа ступеней привело к существенному снижению диаметра газогенератора и увеличению длины двигателя. Предполагается, что в дальнейшем варианты проточной части будут сравниваться, а параметры оптимизироваться, в том числе по массе и критериям эффективности летательного аппарата.

После выбора и расчета всех требуемых параметров детализированной схемы подсистема позволяет сохранить её в формате DXF для вывода в CAD-системах.

Подчеркнем в заключение следующие особенности подсистемы:

- модульное построение;
- возможность работы в упрощенном и полном режимах;
- возможность передачи данных во внешние программы (MS Excel, КОМПАС, AutoCad, Unigraphics, ADEM, и др.);
- ограничение на выбор исходных параметров расчета при попытке создания недопустимой их комбинации;
- дифференцированное представление информации в соответствии с этапами расчета,

наглядно оценивать их влияние на облик

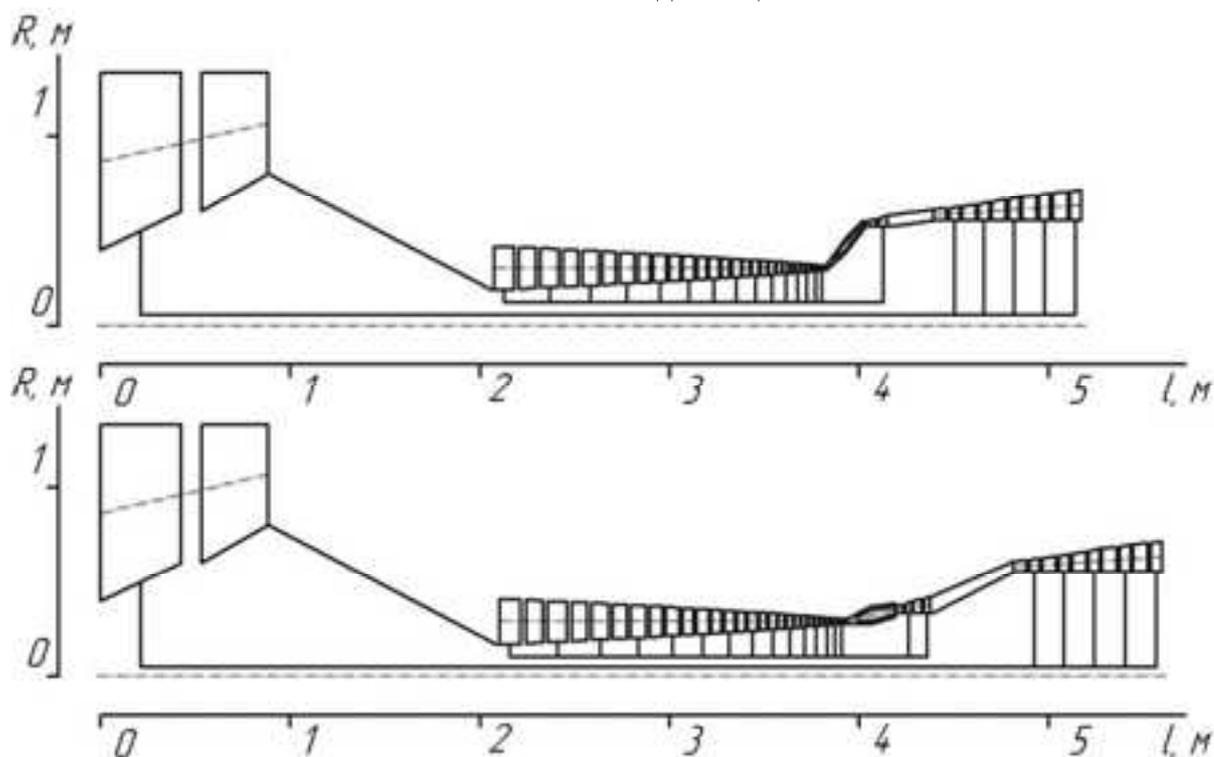


Рис. 3. Сравнение схем проточной части вариантов двухвального ТРДД с одной и двумя ступенями турбины ВД

- выдача указаний пользователю о выходе определенных параметров турбокомпрессора за пределы рекомендованных значений;
- проектирование проточной части, в том числе и построение ее схемы, выполняется целиком в компьютерной среде.

Система рассчитана на пользователя, имеющего навыки работы с персональным компьютером, а также знания в области теории двигателей.

Кроме того, данная система ориентирована на использование ее в учебном процессе, что позволит студентам осуществлять вариантное проектирование, исследовать взаимосвязь параметров турбокомпрессора и

проточной части. Это позволяет получить более глубокие знания в области теории двигателей в процессе выполнения курсового и дипломного проектирования.

На рис. 4 представлены две схемы проточной части: полученная в программе АСТРА-ТК (с использованием исходных данных двигателя Д-30КУ) и истинной схемы двигателя Д-30КУ. На основании этого рисунка можно судить об адекватности разработанной методики проектирования проточной части турбокомпрессора.

Список литературы

1. Кузьмичев В.С., Трофимов А.А. Проектный расчет основных параметров

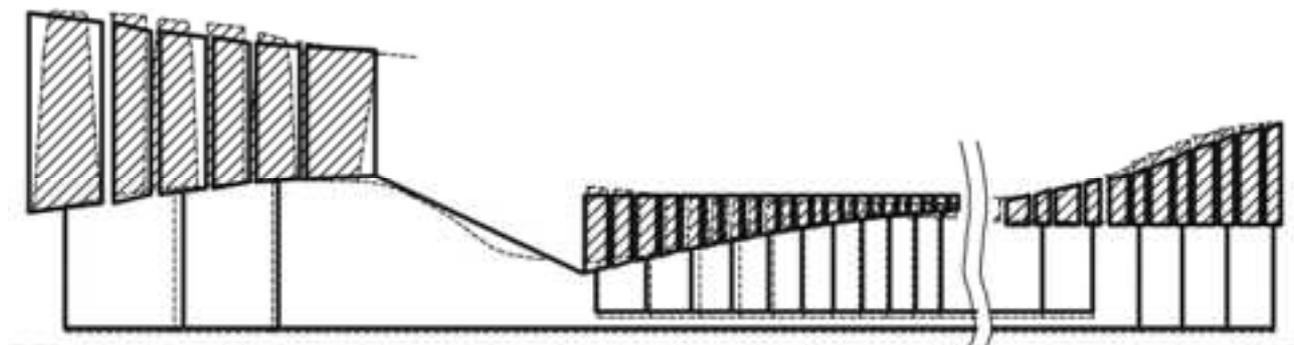


Рис. 4 – Сравнение схем проточной части:
 - - - - - истинная схема двигателя Д-30КУ;
 ————— схема, полученная с помощью подсистемы

турбокомпрессоров авиационных ГТД. Куйбышев: КуАИ, 1990. – 72 с.

2. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Кн. 1. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн. 2. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. М.: Машиностроение, 2003. – 616 с.: ил.

3. Научный вклад в создание авиационных двигателей. Кн. 1 (725 с.). Кн.2 (616 с.) / Под общей ред. В.А. Скибина и В.И. Солонина. М.: Машиностроение, 2000.

4. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / В.П. Деменчонок и др.; Под

ред. С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. М.: Машиностроение, 1979. - 432 с.

5. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Кн. 3. Основные проблемы: начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД / С.К. Бочкарев, В.С. Кузьмичев и др.; Под общ. ред. В.В. Кулагина. М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.

6. Холщевников К.В. Некоторые вопросы теории и расчета ТРД. М.: Оборонгиз, 1960. 118 с.

AUTOMATED VARIANT AIRCRAFT GTE TURBOCOMPRESSOR FLOW PATH DESIGNING

© 2006 I.N. Krupenich, V.S. Kuzmichev, V.V. Kulagin

Samara State Aerospace University

The article describes the problem of GTE turbocompressor flow path designing and the computer-aided subsystem created for solving it.

МЕТОД ОПТИМИЗАЦИИ ПРОГРАММ УПРАВЛЕНИЯ ГТД ПО КРИТЕРИЯМ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

© 2006 В.С. Кузьмичев, А.Ю. Ткаченко

Самарский государственный аэрокосмический университет

С использованием разработанной модели определяются время полета, общий расход топлива и критерии эффективности летательного аппарата. Предлагаемая модель может использоваться для исследования влияния летно-технических параметров самолета, проектных параметров силовой установки и внешних условий на выбор оптимальной программы управления ГТД.

Проблеме оптимизации параметров ГТД традиционно уделяется много внимания, в связи со стремлением разработчиков обеспечить конкурентоспособность проектируемого ГТД.

На ранних этапах развития методологии проектирования ГТД главной целью являлось обеспечение требуемых характеристик двигателя, которые определялись техническим заданием на его разработку. В работах Б.С. Стечкина [9], С.М. Шляхтенко [11], Ю.Н. Нечаева [5], сформулированы теоретические основы определения оптимальных параметров термодинамического цикла ГТД на основе рассмотрения двигателя как изолированного объекта. При этом в качестве основных критериев эффективности ГТД рассматривались удельная тяга или удельная мощность двигателя, удельный расход топлива, масса.

С развитием методов согласования характеристик двигателей и ЛА на основе математического моделирования повсеместное распространение получил подход, при котором оценка двигателя осуществляется в системе ЛА. При таком подходе двигатель рассматривается как элемент системы ЛА с учетом того влияния, которое оказывают его основные технические данные на эффективность летательного аппарата. Разработка указанного подхода позволила практически решать проблему выбора параметров рабочего процесса ГТД, базируясь на методах, предполагающих оптимальное согласование характеристик двигателя и ЛА.

В работах О.К. Югова, О.Д. Селиванова [6], И.Ф. Флорова [12], В.Г. Маслова, В.С. Кузьмичева [10] изложены разработанные принципы интеграции самолета и двигателя, методы оптимизации и выбора параметров двигателя в системе ЛА. Развитие,

этого направления связано с внедрением в процесс проектирования современных математических методов и созданием на этой основе новых поколений САПР ГТД.

Оптимальное согласование параметров двигателя и ЛА является сложной комплексной задачей, возникающей на различных этапах проектирования, для каждого из которых характерна своя глубина проработки аспектов согласования двигателя и ЛА. Поскольку параметры двигателя определяющим образом влияют на технико-экономические показатели ЛА, то процесс обоснования выбора параметров ГТД и принимаемых технических решений должен включать оценку эффективности системы ЛА - двигатель.

Следствием этого явилось развитие методов и средств моделирования жизненного цикла ЛА как технической системы на всех стадиях: проектирование, производство, эксплуатация. Главной целью при этом ставилась возможность определить влияние проектных параметров двигателя на прогнозируемые значения критериев эффективности ЛА. Разработанные в настоящее время методы позволяют уже на ранних стадиях проектирования двигателя прогнозировать расчетным путем как летно-технические характеристики ЛА, так и затраты, связанные с их созданием, в том числе и с созданием их силовых установок.

Одним из ответственных этапов создания авиационного газотурбинного двигателя является определение оптимальных законов и программ управления [1]. Во многих работах посвященных оптимизации характеристик и законов управления указывается, что в качестве целевой функции необходимо выбирать критерий ЛА, что является одним из аспектов системного подхода к проблеме

проектирования силовой установки [3]. Отмечается также, что решение поставленной задачи связано с рядом проблем:

- необходимостью привлечения сложных моделей, позволяющих рассчитывать параметры летательного аппарата и силовой установки на всех режимах и условиях полета;
- сложностью выбора критерия оценки эффективности, так как не всегда удается все многообразие параметров и характеристик самолета свести к одному показателю [6].

Ввиду сложности решаемой задачи, оптимизацию проводят на каждом отдельном этапе полета с использованием характерного для этого этапа критерия эффективности. Например, на крейсерских режимах полета за критерий эффективности может приниматься наименьший километровый или часовой расход топлива. На режимах взлета, разгона и набора высоты должно быть выставлено требование получения максимальной тяговооруженности и скороподъемности [5].

В целом, задача выбора оптимальных программ регулирования авиационных двигателей сводится к выполнению двух требований: повышение эффективности термодинамического цикла двигателя и снижению внешнего сопротивления [5]. Условием выполнения этих требований является достижение минимального значения $C_{уд.эф}$ при каждом заданном значении $P_{эф}$, или достижение $P_{эф\ max}$, когда требуется получить максимальные избытки и тяги [1, 5].

В работе [6] оптимальные режимы работы силовой установки определяются из условия улучшения эффективных параметров двигателя путем согласования элементов силовой установки, что также относится к проблеме управления двигателем.

Данный подход в определенной степени справедлив, поскольку позволяет значительно сократить трудоемкость вычислений и время, затрачиваемое на решение задачи оптимизации, а многие критерии оценки эффективности ЛА напрямую зависят от $C_{уд.эф}$ и $P_{эф}$ [6]. Однако при этом не учитывается влияние режимов работы силовой установки на режимы полета летательного аппарата. Вследствие этого невозможно

оценить, например, такие параметры как время полета и суммарный расход топлива за полетный цикл, от которых зависят значения экономических и энергетических критериев эффективности летательного аппарата [8].

Анализ опубликованных работ по оптимальному проектированию ГТД показал, что современные методы и средства автоматизированного проектирования ГТД позволяют решать широкий круг исследовательских и оптимизационных задач. Однако вопросы согласования характеристик самолета и двигателя, а также формирования оптимальных программ управления ГТД пока еще не нашли достаточно полного отражения в литературе и выполняются без детального анализа работы силовой установки и взаимодействия ее с самолетом.

Для дальнейшего повышения эффективности летательного аппарата, снижения сроков разработки и стоимости жизненного цикла силовой установки предлагается решать задачу оптимизации программ управления ГТД по критериям эффективности летательного аппарата путем моделирования полета по заданной траектории. Особенностью данного метода оптимизации является определение эффективной тяги и эффективного удельного расхода топлива силовой установки в каждой точке траектории путем расчета высотно-скоростных характеристик с использованием термогазодинамической модели выполненного двигателя.

Разработка метода оптимизации включает следующие основные аспекты:

- построение модели объекта;
- выбор исходных данных;
- выбор проектных переменных;
- выбор критерия оптимизации;
- выбор метода поиска оптимального значения критерия.

Модель исследуемого объекта включает:

- систему динамических уравнений движения летательного аппарата;
- уравнение изменения массы летательного аппарата;
- термогазодинамическую модель выполненного ГТД [4];

- уравнения расчета аэродинамических параметров летательного аппарата и силовой установки;
- уравнение расчета критерия оценки эффективности ЛА.

Система динамических уравнений движения летательного аппарата, в условиях полета без крена и скольжения, со скоростями до 1000 м/с записывается в виде [2]:

$$m\dot{V} = P_{\text{св.эф}} \cos(\alpha + \varphi_p) - X_a - mg \sin \theta;$$

$$mV\dot{\theta} = P_{\text{св.эф}} \sin(\alpha + \varphi_p) + Y_a - mg \cos \theta;$$

$$\dot{H} = V \sin \theta;$$

$$\dot{L} = V \cos \theta.$$

Уравнение изменения массы летательного аппарата в дифференциальной форме имеет вид:

$$\dot{m} = -G_T.$$

Тяга двигателей определяется методом расчета высотно-скоростных характеристик в зависимости от внешних условий и режима работы ГТД [4].

Внешнее сопротивление мотогондолы вычисляется в зависимости от коэффициента $c_{x \text{ м.г}}$ и полетных условий по формуле

$$X = c_{x \text{ м.г}} \cdot \frac{k}{2} \cdot \rho_H \cdot M_{\Pi}^2 \cdot F_{\text{mid}}.$$

Коэффициент внешнего сопротивления мотогондолы $c_{x \text{ м.г}}$, в свою очередь, определяется как сумма трех основных составляющих:

$$c_{x \text{ м.г}} = c_{x \text{ вх}} + c_{x \text{ тр}} + c_{x \text{ корм}},$$

где $c_{x \text{ вх}}$, $c_{x \text{ тр}}$, $c_{x \text{ корм}}$ - коэффициенты, соответственно, сопротивления воздухозаборника, трения мотогондолы и сопротивления кормовой части сопла.

Подъемная сила Y_a и сила лобового сопротивления X_a определяются по уравнениям

$$Y_a = c_{ya} \cdot \frac{k}{2} \cdot \rho_H \cdot M_{\Pi}^2 \cdot S_{\text{кр}};$$

$$X_a = c_{xa} \cdot \frac{k}{2} \cdot \rho_H \cdot M_{\Pi}^2 \cdot S_{\text{кр}}.$$

Подъемная сила Y_a и сила лобового сопротивления X_a связаны между собой уравнением поляры

$$c_{xa} = c_{xa \text{ min}} + A(c_{ya} - c_{ya}^*)^2.$$

Значения коэффициентов A , $c_{xa \text{ min}}$ и c_{ya}^* в зависимости от числа Маха полета M_{Π} и угла стреловидности по передней кромке крыла χ определяются по аэродинамическим характеристикам планера ЛА.

Уравнения расчета критериев эффективности ЛА представляют собой функции, основными аргументами которых являются время полета t_{Π} и суммарный расход топлива за полет $G_{T\Sigma}$, получаемые в результате численного интегрирования динамических уравнений движения летательного аппарата.

Исходными данными для расчетов являются:

- взлетная масса самолета M_0 ;
- масса силовой установки;
- масса планера;
- масса оборудования и снаряжения;
- аэродинамические характеристики планера: A , $c_{xa \text{ min}}$, $c_{ya}^* = f(M_{\Pi})$;
- характерная площадь планера (площадь крыла).
- параметры выполненного двигателя;
- аэродинамические характеристики входного и выходного устройств двигателя;
- профиль полета $H = \xi(L_{\Pi})$.

Проектными переменными являются программы управления ГТД на участках набора высоты, крейсерского полета и снижения.

Выбор критерия оценки решений является одним из определяющих этапов оптимального проектирования. Он влияет на необходимый уровень (степень детализации) математической модели исследуемого объекта или процесса, а также накладывает ограничение на выбор проектных переменных. Поэтому требуется единый, достаточно общий критерий, в котором будут отражены все наиболее важные характеристики и параметры летательного аппарата. Необходимо, чтобы он выражал главную задачу, ради которой создается летательный аппарат. Для военного самолета это боевая эффективность или степень выполнения боевого задания, для гражданского самолета – экономичная перевозка пассажиров и грузов при заданном уровне комфорта и выполнении всех требований безопасности и регулярности полетов.

Критерии оценки летательного аппарата должны удовлетворять следующим требованиям:

- критерий должен быть измеряемой величиной, способ расчета которой известен;
- критерий должен учитывать основную цель, ради которой создается летательный аппарат, а также условия и ограничения эксплуатации;
- критерий должен включать те параметры и характеристики объекта, влияние которых требуется оценить или которые необходимо оптимизировать.

Все известные критерии систематизированы по следующим основным категориям: массовые, летно-технические, экономические, энергетические.

Уровень совершенства конструкции ЛА и его СУ контролируется в процессе проектирования на основе целого ряда критериев, характеризующих величину массы ЛА. К их числу относится, прежде всего, такой критерий, как взлетная масса ЛА. В наиболее распространенном случае выбора параметров СУ ЛА для заданных значений расчетной дальности полета, крейсерской скорости полета, полезной нагрузки, стоимости и ресурса величина взлетной массы является аналогом экономических критериев, косвенно характеризующим затраты материальных ресурсов на создание и эксплуатацию проектируемого ЛА. При сравнительном анализе авиационных силовых установок разного типа широко используются также критерии величины суммарной массы силовой установки и потребного топлива для расчетной дальности полета.

Кроме того, для оценки оптимальности проектных решений привлекаются летно-технические (дальность и скорость полета, масса перевозимого груза, тяговооруженность и др.) и экономические критерии (себестоимость перевозок, затраты топлива на тонно-километр, стоимость жизненного цикла ЛА и др.).

Комплекс критериев оценки ЛА, по которому в настоящее время судят об эффективности проектируемого ГТД, может состоять из 5...8 и более показателей. В связи с этим возникает задача определения компромиссного сочетания параметров СУ, которое одновременно является практически опти-

мальным для всех критериев, входящих в комплекс оценки качества данного ЛА. Многокритериальная оценка эффективности ЛА определяет векторный характер задачи оптимизации его параметров и параметров его СУ.

Кроме того, расчет многих критериев эффективности представляет определенные сложности. Например, из анализа формул расчета критериев следует, что все они прямо или косвенно зависят от суммарного расхода топлива за полетный цикл. Однако, для его определения необходимо учесть условия полета, характер движения самолета, режимы работы двигателя и другие факторы на всех участках траектории полета.

Задача оптимизации выполняется в три этапа.

На первом этапе вместо программ управления задается типовые программы набора высоты и снижения. А по результатам моделирования полета определяется изменение потребных значений эффективной тяги и параметров регулирования двигателя по профилю полета.

На втором этапе, на основании этих данных формируются варианты возможных программ управления двигателем. При этом следует учитывать ограничения режимов полета самолета и работы его силовой установки. Если по результатам моделирования принятые ограничения окажутся превышенными следует либо скорректировать соответствующие программы, либо исключить их из рассмотрения.

На третьем этапе, с использованием разработанной модели для каждого варианта сочетаний программ управления определяются время полета, общий расход топлива и критерии эффективности летательного аппарата.

Заключение о выборе того или иного варианта сочетания программ управления делается на основании соответствующим им значений одного или совокупности нескольких критериев эффективности летательного аппарата.

Предлагаемая модель также может использоваться для исследования влияния летно-технических параметров самолета, проектных параметров силовой установки и

внешних условий на выбор оптимальной программы управления ГТД.

Список литературы

1. Авиационные турбореактивные двигатели с изменяемым рабочим процессом для многорежимных самолетов / Ю.Н. Нечаев, В.Н. Кобельков, А.С. Полев – М.: Машиностроение, 1988. – 176 с.: ил.

2. Аэромеханика самолета: Динамика полета: Учебник для авиационных вузов/ А.Ф. Бочкарев, В.В. Андреевский, В.М. Белоконов др.; Под ред. А.Ф. Бочкарева и В.В. Андреевского. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 360 с., ил.

3. Интегрированное управление силовой установкой многорежимного самолета / О.С. Гуревич, Ф.Д. Гольдберг, О.Д. Селиванов; Под общ. ред. О.С. Гуревича. – М.: Машиностроение, 1993. – 304 с.

4. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Основы теории ГТД. Кн.1. Рабочий процесс и термодинамический анализ. Кн.2. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.

5. Нечаев Ю.Н. Законы управления и характеристики авиационных силовых установок: Учебник – М.: Машиностроение, 1995. – 400 с.: ил.

6. Основы интеграции самолета и двигателя / Под общ. Ред. О.К. Югова. - М.: «Машиностроение», 1989. – 304 с.

7. Пархомов А.Л. Оптимизация параметров ВРД по экономичности. (Труды ЦИАМ, № 446). - М.: ЦИАМ, 1968.-32 с.

8. Скрипченко С.Ю. Оптимизация режимов полета по экономическим критериям – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 152 с.: ил.

9. Стечкин Б.С. Теория тепловых двигателей. Избр. тр. / Б.С.Стечкин: АН СССР, отделение физ.-тех. проблем энергетики. М.: Наука, 1977. - 410 с.

10. Теория и методы начальных этапов проектирования авиационных ГТД / В.Г. Маслов, В.С. Кузьмичев, А.Н. Коварцев, В.А. Григорьев.- Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1998.- 147 с.

11. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / Под ред. д.т.н., проф. С.М. Шляхтенко. д.т.н., проф. В.А.Сосунова. М.: Машиностроение, 1979. - 432 с.

12. Флоров И.Ф. Методы оценки эффективности применения двигателей в авиации // Труды ЦИАМ № 1099. М.: ЦИАМ, 1985. - 260 с.

METHOD OF GAS TURBINE ENGINE CONTROL PROGRAM AND LAW OPTIMIZATION WITH ACCORDANCE TO EFFICIENCY PARAMETERS OF AIRCRAFT

© 2006 V.S. Kuzmichev, A.Y. Tkachenko

Samara State Aerospace University

The article describes the method of gas turbine engine control program optimization with accordance to efficiency parameters of aircraft.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КРИТЕРИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

© 2006 В.А. Кирпичев

Самарский государственный аэрокосмический университет

В настоящем исследовании изучалась возможность использования критерия среднеинтегральных остаточных напряжений для прогнозирования предела выносливости при повышенной температуре.

Ранее[1] рассматривалось влияние сжимающих остаточных напряжений на предел выносливости упрочненных деталей с концентраторами напряжений при нормальной температуре. Для определения приращения предела выносливости $\Delta\sigma_R$ был использован критерий среднеинтегральных остаточных напряжений

$$\Delta\sigma_R = \bar{\psi}_\sigma |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (1)$$

где $\bar{\psi}_\sigma$ – коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости по разрушению;

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sigma_z(\vartheta) d\vartheta - \quad (2)$$

– среднеинтегральные остаточные напряжения по толщине поверхностного слоя детали, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости.

В настоящем исследовании изучалась возможность использования критерия (2) для прогнозирования предела выносливости при повышенной температуре. Вначале рассматривалось влияние остаточных напряжений при симметричном цикле на образцах диаметром 7,5 мм из стали ЭИ961 ($\sigma_B=1090$ МПа, $\sigma_{0,2}=992$ МПа, $\delta=11,3\%$, $\psi=67,4\%$)*. Часть образцов после изготовления подвергалась алмазному выглаживанию (усилие выглаживания – 0,1 кН, частота вращения образца – 160 мин⁻¹, подача – 0,05 мм/об, радиус алмазного наконечника – 2,0 мм), а затем на все образцы наносились надрезы полукруглого профиля радиуса 0,3 мм. Эпюры осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя гладких и надрезанных образцов приведены

на рис.1. На этом же рисунке представлены остаточные напряжения в образцах после их выдержки в печи при температуре 400°С в течение 100 часов. Видно, что после термоэкспозиции остаточные напряжения уменьшились примерно на 30 %.

Значения предела выносливости при изгибе σ_{-1} , критерия остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ и коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ представлены в таблице 1.

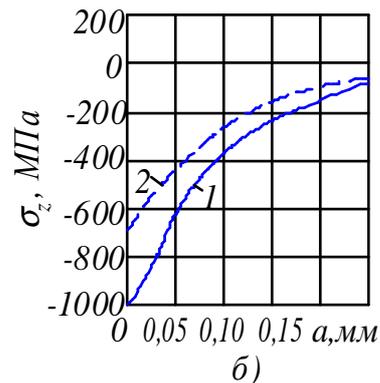
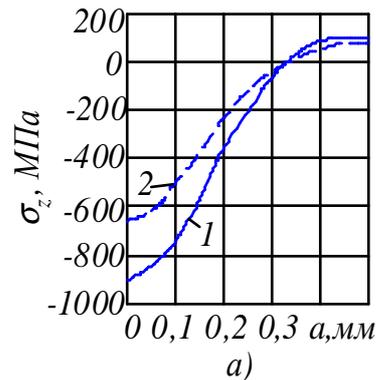


Рис.1. Остаточные напряжения в гладких образцах (а) и в образцах с надрезом (б) из стали ЭИ961 после алмазного выглаживания:
1 – $T = 20^\circ\text{C}$; 2 – $T = 400^\circ\text{C}$

Можно видеть, что коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$, учитывающий влияние упрочнения через критерий среднеинтегральных остаточных напряжений, для стали ЭИ961 и при температуре 400°С достаточно близок к значению

* Здесь и далее значения механических характеристик приведены при нормальной температуре.

$\bar{\psi}_\sigma = 0,36$ [1]. Поэтому формулу (1) можно использовать для прогнозирования приращения предела выносливости упрочненных деталей при рабочих температурах, заложив в нее оставшиеся после воздействия температуры остаточные напряжения.

Таблица 1. Результаты испытаний на усталость и определения остаточных напряжений в образцах из стали ЭИ961

Температура, град С	Неупрочненные образцы, σ_{-1} , МПа	Упрочненные образцы		
		σ_{-1} , МПа	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
20	230	380	-422	0,356
400	190	270	-242	0,331

Далее проводились эксперименты на образцах прямоугольного поперечного сечения из сплавов ЭИ698ВД ($\sigma_B = 1120$ МПа, $\sigma_{0,2} = 700$ МПа, $\delta = 4\%$, $\psi = 6\%$) и ЖС6У ($\sigma_B = 1030$ МПа, $\sigma_{0,2} = 940$ МПа, $\delta = 4\%$, $\psi = 6\%$) с V – образными надрезами (рис. 2) двух радиусов $R = 0,5$ и $1,0$ мм, имитирующих елочный замок лопатки турбины ГТД. Размеры образцов представлены в таблице 2.

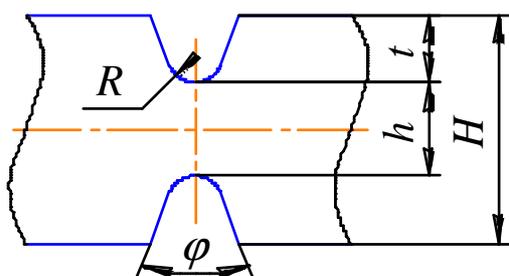


Рис.2. Область концентратора образца, имитирующего елочный замок лопатки турбины ГТД

Надрезы на образцы наносились вначале фрезерованием, а затем доводились до нужных размеров профильным шлифовальным кругом. Половина образцов после шлифования подвергалась ультразвуковому упрочнению (УЗУ) по вариантам режимов, приведенных в таблице 3, где $d_{ш}$ – диаметр шариков, τ – время упрочнения.

Таблица 2. Геометрические параметры образцов, имитирующих елочный замок лопатки турбины

ГТД				
R , мм	H , мм	h , мм	t , мм	φ , град
0,5	4,74 – 5,74	2,0 – 3,0	1,37	55^{30}
1,0	6,10 – 7,10	2,0 – 3,0	2,05	55^{30}

Для определения меридиональных остаточных напряжений σ_φ (осевых σ_z – в наименьшем сечении) использовались образцы с пятью идентичными надрезами, отстоящими друг от друга на расстоянии 12 мм, а для испытаний на усталость – с одним надрезом. Исследовались остаточные напряжения как непосредственно после УЗУ, так и после термоэкспозиции при температуре 700°C в течение 1000 часов. Эпюры остаточных напряжений приведены на рис. 3 – 5, где номера кривых соответствуют вариантам упрочнения таблицы 3.

Таблица 3. Режимы ультразвукового упрочнения

Материал	R , мм	Варианты упрочнения	Режимы УЗУ	
			$d_{ш}$, мм	τ , с
ЭИ698ВД	0,5	1	1,0	60
		2	0,68	40
	1,0	3	1,3	60
		4	1,0	60
ЖС6У	0,5	5	0,68	80
	1,0	6	0,68	60
		7	0,68	30

После шлифования на поверхности дна надреза возникают сжимающие остаточные напряжения до 360 МПа, переходящие на глубине 0,015 – 0,04 мм в растягивающие. Термоэкспозиция не привела к существенному изменению характера распределения остаточных напряжений после шлифования, но в образцах из сплава ЭИ698ВД с $R = 0,5$ мм (рис.3, б) растягивающие напряжения появились на поверхности надреза.

Ультразвуковое упрочнение образцов привело к созданию в области впадин надрезов значительных сжимающих остаточ-

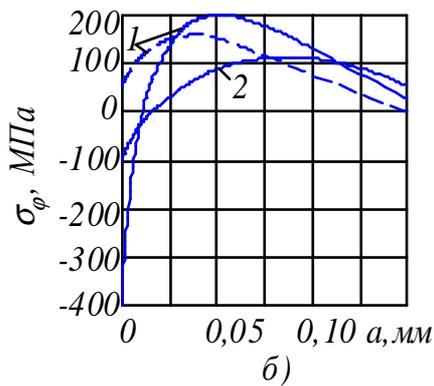
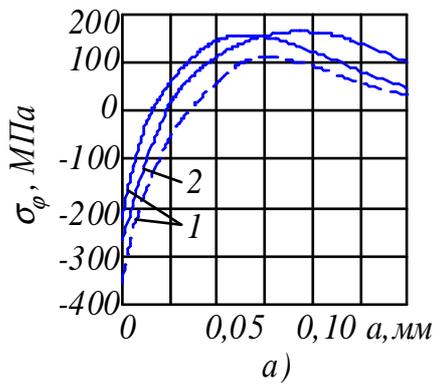


Рис.3. Остаточные напряжения в образцах с надрезом после шлифования (а) и последующей термоэкспозиции (б): 1 – ЭИ698ВД; 2 – ЖС6У;

— — — — $R = 1,0$ мм; — — — — $R = 0,5$ мм

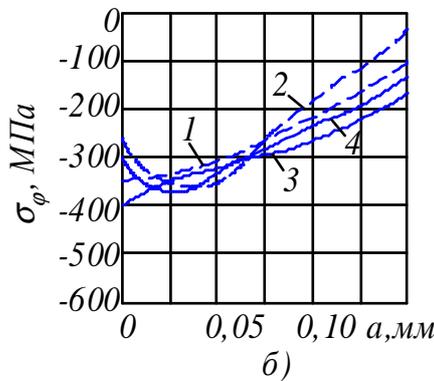
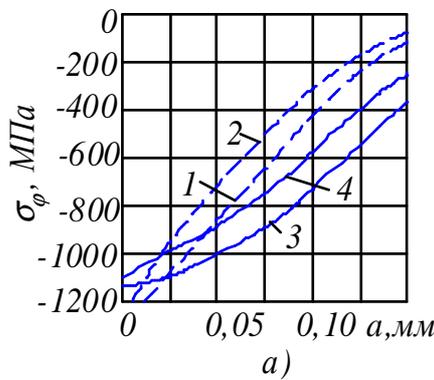


Рис.4. Остаточные напряжения в образцах из сплава ЭИ698ВД с надрезом после УЗУ (а) и последующей термоэкспозиции (б):

— — — — $R = 1,0$ мм; — — — — $R = 0,5$ мм

ных напряжений с глубиной залегания 0,15...0,2 мм, достигающих у поверхности концентратора 1200 МПа для сплава ЭИ698ВД (рис. 4,а) и 1300 МПа для сплава ЖС6У (рис. 5,а). В образцах с $R=0,5$ мм напряжения несколько выше, а глубина смены знака меньше, чем при $R=1,0$ мм, что объясняется большей концентрацией остаточных напряжений при $R=0,5$ мм. Одновременное увеличение диаметра упрочняющих шариков с 0,68 до 1,0 мм и времени обработки с 40 до 60 с не изменило максимальных значений остаточных напряжений в образцах из сплава ЭИ698ВД (рис. 4), но привело к созданию более полной эпюры.

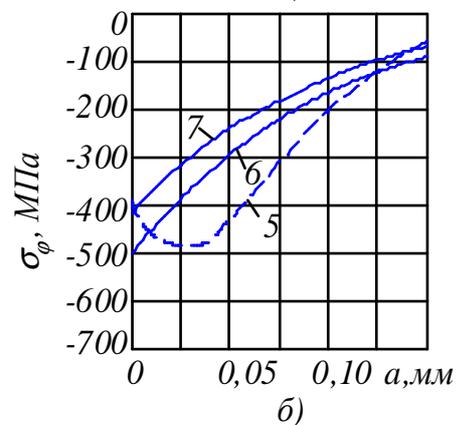
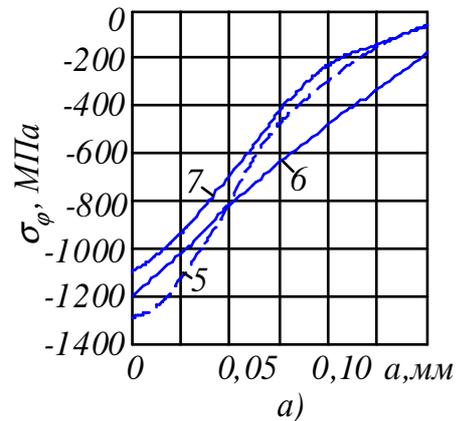


Рис.5. Остаточные напряжения в образцах из сплава ЖС6У с надрезом после УЗУ (а) и последующей термоэкспозиции (б):

— — — — $R = 1,0$ мм; — — — — $R = 0,5$ мм

Наибольшие остаточные напряжения возникают в образцах из сплава ЖС6У с радиусом надреза $R=0,5$ мм (рис. 5,а). Увеличение времени обработки образцов с $R=1,0$ мм из этого сплава с 30 до 60 с при неизменном диаметре упрочняющих шариков $d_{ш}=0,68$ мм приводит к повышению как максимальных остаточных напряжений на

поверхности концентратора, так и по толщине слоя.

Термоэкспозиция образцов с УЗУ привела к снижению сжимающих остаточных напряжений в 2,5-3 раза, причем в некоторых случаях наблюдается появление подслоного максимума, обусловленного, очевидно, бóльшим наклепом впадин надрезов шариками меньшего диаметра. В образцах из сплава ЖС6У максимум остаточных напряжений выше, чем в образцах из сплава ЭИ698ВД, однако эпюра менее полная. Наблюдавшиеся различия в остаточных напряжениях образцов, обработанных на различных режимах УЗУ, термоэкспозиция снивелировала. Исключение составляет лишь случай упрочнения образцов из сплава ЖС6У по режиму 7 (рис. 5,б), при котором остаточные напряжения заметно меньше, чем в случае упрочнения по режиму 6. Поэтому следует рекомендовать для сплава ЖС6У режим 6 как более предпочтительный.

Испытания на усталость образцов с единичными V-образными надрезами с $R=0,5$ и $1,0$ мм были проведены при температуре 700°C . Испытания осуществлялись при растяжении в случае асимметричного цикла с средним напряжением 450 МПа для образцов из сплава ЭИ698ВД и 350 МПа – ЖС6У. Значения предельной амплитуды цикла σ_{aR} , критерия остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{OCT}$ и коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ представлены в таблице 4.

Из данных таблицы 4 следует, что среднее значение коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ составляет $0,074$. Это значение коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ незначительно отличается от $\bar{\psi}_{\sigma}=0,071$,

Таблица 4. Результаты испытаний на усталость и определения остаточных напряжений в образцах из сплавов ЭИ698ВД и ЖС6У

Материал	R, мм	Вариант упрочнения	Неупрочненные образцы σ_{aR} , МПа	Упрочненные образцы		
				σ_{aR} , МПа	$\bar{\sigma}_{OCT}$, МПа	$\bar{\psi}_{\sigma}$
ЭИ698ВД	0,5	1	168	192	-315	0,076
		2		193	-330	0,076
ЭИ698ВД	1,0	3	195	220	-340	0,074
		4		218	-320	0,072
ЖС6У	1,0	6	159	184	-335	0,075
		7		177	-250	0,072

вычисленного по методике работы [2]. Таким образом, проведенные опыты показали, что критерий среднеинтегральных остаточных напряжений может быть применен и в случае работы детали при повышенной температуре, но при этом следует использовать остаточные напряжения детали в конце ее ресурса, которые можно определить путем термоэкспозиции.

Список литературы

1. Павлов В.Ф., Бордаков С.А., Вакулук В.С. и др. Влияние остаточных напряжений на сопротивление усталости упрочненной детали. Всеукраинский научно – технический журнал. 2001. - №5 (21). – с. 16 – 20.
2. Павлов В.Ф., Кирпичев В.Ф., Минин Б.В. и др. Влияние остаточных напряжений на предел выносливости при асимметричном цикле в случае растяжения – сжатия. // Известия вузов. Машиностроение. – 1989. - №9. – с.6 – 10.

USE OF CRITERION AVERAGE RESIDUAL STRESSES FOR FORECASTING A LIMIT OF ENDURANCE OF DETAILS AT THE INCREASED TEMPERATURE

© 2006 V.A. Kirpichev

Samara State Aerospace University

The opportunity of use of criterion average residual stresses for forecasting a limit of endurance of the strengthened details with concentrators is shown at the increased temperature.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ТОНКОСТЕННЫХ ДИСКОВ ПОСЛЕ УПРОЧНЕНИЯ МЕТОДОМ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

© 2006 С.А. Букатый, А.П. Кондратов, А.С. Букатый

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П. А. Соловьёва,
ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск

Рассматривается метод прогнозирования технологических остаточных деформаций тонкостенных дисков после поверхностного упрочнения, основанный на упругом сопряжении простых элементов, на которые можно расчленить диск. Действие остаточных напряжений приводится к эквивалентным нагрузкам, прикладываемым к этим элементам. Показано, что данный подход позволяет решить проблему определения оптимальных режимов упрочнения малоэластичных деталей, относящихся к классу «тонкостенный диск».

Для обеспечения надежности и циклической долговечности деталей ГТД в настоящее время широко используются различные методы упрочнения поверхностным пластическим деформированием (ППД). Однако, наряду с улучшением поверхности и повышением циклической прочности образующиеся в тонком поверхностном слое деталей остаточные напряжения (ОН) приводят к изменению их размеров и формы – технологическим остаточным деформациям (ТОД). Проблема обеспечения геометрической точности при поверхностном упрочнении особенно актуальна для тонкостенных дисков компрессора из титановых сплавов, подверженных значительным ТОД.

Оптимальные режимы упрочнения должны обеспечить не только повышение прочности, но и геометрическую точность дисков. Для решения этой проблемы необходимо установить зависимость ТОД дисков от величины остаточных напряжений. Данная задача решается путем упругого сопряжения простых элементов – колец и кольцевой пластины, на которые можно условно расчленить диск (рис.1). При этом каждый из элементов испытывает собственные ТОД от действия ОН. После упрочнения дробеструйными способами ОН изменяются только по толщине поверхностного слоя, т.е. являются осесимметричными.

Тогда для колец имеем $\sigma_\theta(\xi), \sigma_s(\xi), \tau_{\theta s}(\xi) = 0$ и для кольцевой пластины $\sigma_\theta(\xi), \sigma_r(\xi), \tau_\theta(\xi) = 0$. Для колец действие ОН приводится к следующим нагрузкам:

$$N = \oint_S \int_0^a (\sigma_\theta - \mu\sigma_s) d\xi ds,$$

$$M_x = \oint_S \int_0^a y(\sigma_\theta - \mu\sigma_s) d\xi ds,$$

$$M_y = \oint_S \int_0^a x(\sigma_\theta - \mu\sigma_s) d\xi ds.$$

Кольцевую пластину рассматриваем как шарнирно опертую, нагруженную по торцевым поверхностям распределенными эквивалентными нагрузками, приведенными к срединной поверхности. При двухсторонней обработке эти нагрузки имеют вид:

$$P = - \int_0^{a_e} (\sigma_r - \sigma_\theta)_e d\xi - \int_0^{a_n} (\sigma_r - \mu\sigma_\theta)_n d\xi,$$

$$M = \int_0^{a_e} (\sigma_r - \mu\sigma_\theta)_e \left(\frac{h}{2} - \xi\right) d\xi - \int_0^{a_n} (\sigma_r - \mu\sigma_\theta)_n \left(\frac{h}{2} - \xi\right) d\xi.$$

Неизвестные силовые факторы X_i найдем из условий упругого сопряжения элементов диска:

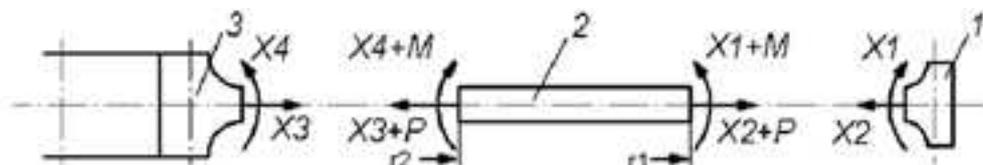


Рис.1. Расчетная схема диска компрессора

при $r = r_g$ $U_{K1} = U_n^g$, $\theta_{K1} = \theta_n^g$;

при $r = r_h$ $U_{K2} = U_n^h$, $\theta_{K2} = \theta_n^h$.

Эти условия дают две независимые системы, каждая из которых состоит из двух уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} U_{K1}^* - j \cdot K_2 = \frac{X_2 + P}{E \cdot h} \cdot a - \frac{X_3 + P}{E \cdot h}; \\ \theta_{K1}^* - k \cdot X_1 = -(r_1^2 \cdot (X_1 + M) - \\ - r_2^2 \cdot (X_4 + M)) \cdot c + i \cdot (X_1 - X_4); \\ U_{K2}^* - g \cdot K_3 = \frac{X_2 + P}{E \cdot h} \cdot a - \frac{X_3 + P}{E \cdot h} \cdot b; \\ - \theta_{K2}^* + n \cdot X_4 = (r_1^2 \cdot (X_1 + M) - \\ - r_2^2 \cdot (X_4 + M)) \cdot c + i \cdot (X_1 - X_4). \end{array} \right.$$

Радиальные смещения U и угловые перемещения θ элементов диска имеют вид:

$$U_{K1} = U_{K1}^* - j \cdot K_2; \quad U_{K2} = U_{K2}^* - g \cdot K_3;$$

$$U_n = \frac{X_2 + P}{E \cdot h} \cdot a - \frac{X_3 + P}{E \cdot h};$$

$$\theta_{K1} = \theta_{K1}^* - k \cdot X_1; \quad \theta_{K2} = \theta_{K2}^* - n \cdot X_4;$$

$$\theta_n = (r_1^2 \cdot (X_1 + M) - r_2^2 \cdot (X_4 + M)) \cdot c + \\ + i \cdot (X_1 - X_4).$$

Радиальные и угловые деформации колец от действия остаточных напряжений без учета факторов упругого сопряжения:

$$U_{K1}^* = \frac{-R_{K1}}{E \cdot F_{K1}} \cdot \int_0^s \int_0^a (\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds;$$

$$\theta_{K1}^* = R_{K1} (\sin(\alpha) + \frac{I_{xy}}{I_x} \cdot \cos(\alpha)) \cdot \Delta Ku_{K1} -$$

$$- (\cos(\alpha) - \frac{I_{xy}}{I_x} \cdot \sin(\alpha)) \cdot \Delta Kv_{K1};$$

$$U_{K2}^* = \frac{-R_{K2}}{E \cdot F_{K2}} \cdot \int_0^s \int_0^a (\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds;$$

$$\theta_{K2}^* = R_{K2} (\sin(\alpha) + \frac{I_{xy}}{I_x} \cdot \cos(\alpha)) \cdot \Delta Ku_{K2} -$$

$$- (\cos(\alpha) - \frac{I_{xy}}{I_x} \cdot \sin(\alpha)) \cdot \Delta Kv_{K2},$$

где изменение кривизны колец:

$$\Delta Ku_{K1} = \frac{-1}{E \cdot I_V} \cdot \int_0^s \int_0^a u(\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds;$$

$$\Delta Kv_{K1} = \frac{-1}{E \cdot I_U} \cdot \int_0^s \int_0^a v(\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds;$$

$$\Delta Ku_{K2} = \frac{-1}{E \cdot I_V} \cdot \int_0^s \int_0^a u(\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds;$$

$$\Delta Kv_{K2} = \frac{-1}{E \cdot I_U} \cdot \int_0^s \int_0^a v(\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds.$$

Моменты, действующие на кольцевую пластину:

$$M_{ra} = X_4 + M; \quad M_{rb} = X_1 + M.$$

Тогда прогиб кольцевой пластины найдем на основании [1]:

$$W = \frac{-C_1 \cdot r^2}{4} - C_2 \cdot \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) + C_3,$$

$$\text{где } C_1 = \frac{2 \cdot (r_1^2 \cdot M_{rb} - r_2^2 \cdot M_{ra})}{(1 + \nu) \cdot D \cdot (r_1^2 - r_2^2)},$$

$$C_2 = \frac{r_2^2 \cdot r_1^2 \cdot (M_{rb} - M_{ra})}{(1 - \nu) \cdot D \cdot (r_1^2 - r_2^2)}, \quad C_3 = \frac{C_1 \cdot r_1^2}{4}.$$

При решении системы уравнений использовались следующие константы, зависящие от параметров диска:

$$a = \frac{r_1^2 \cdot r}{r_1^2 - r_2^2} \cdot (1 - \nu + \frac{r_2^2}{r^2} \cdot (1 + \nu)),$$

$$b = \frac{r_2^2 \cdot r}{r_1^2 - r_2^2} \cdot (1 - \nu + \frac{r_1^2}{r^2} \cdot (1 + \nu)),$$

$$c = \frac{r}{(1 + \nu) \cdot D \cdot (r_1^2 - r_2^2)},$$

$$i = \frac{r_2^2 \cdot r_1^2}{(1 - \nu) \cdot D \cdot (r_1^2 - r_2^2) \cdot r},$$

$$j = \frac{R_{K1}}{E \cdot F_{K1}}, \quad k = \frac{R_{K1}^2}{E \cdot I_{K1}},$$

$$g = \frac{R_{K2}}{E \cdot F_{K2}}; \quad n = \frac{R_{K2}^2}{E \cdot I_{K2}}; \quad D = \frac{E \cdot h^2}{12 - (1 - \nu)}.$$

В результате решения системы уравнений были получены следующие выражения для силовых факторов X_i :

$$X_1 = \frac{i\theta_{K2}^* + \theta_{K1}^* i + 2icr_1^2 M - 2icr_2^2 M + n\theta_{K1}^* + ncr_1^2 M + cr_2^2 \theta_{K1}^* - ncr_2^2 M - \theta_{K2}^* cr_2^2}{ki + kn + in - cr_1^2 n - 2icr_1^2 + kcr_2^2 + 2icr_2^2},$$

$$X_2 = \frac{gEhU_{K1}^* - aPg + bU_{K2}^* - bU_{K1}^* + bPg}{jEhg - jb + ag},$$

$$X_3 = \frac{jEhU_{K2}^* - jaP + jbP + aU_{K2}^* - U_{K1}^* a}{jEhg - jb + ag},$$

$$X_4 = \frac{\theta_{K1}^* cr_1^2 - cr_1^2 \theta_{K2}^* + k\theta_{K2}^* + i\theta_{K2}^* + \theta_{K1}^* i + kcr_1^2 M - kcr_2^2 M + 2icr_1^2 M - 2icr_2^2 M}{ki + kn + in - cr_1^2 n - 2icr_1^2 + kcr_2^2 + 2icr_2^2}.$$

Определив X_1 , можно, используя известные зависимости, определить необходимые деформации диска: изменение диаметра, прогибы и угловые перемещения в зависимости от координаты r . Кроме того, полученное решение позволяет определять условия, при которых после упрочнения может наступить явление потери устойчивости полотна диска, так называемые “хлопуны”.

Аналогичный подход был использован при рассмотрении таких сложных деталей, как вал трансмиссии с толщиной полотна диафрагмы $h=0,85$ мм (рис.2). Расчетная схема вала и граничные условия сопряжения его элементов показаны на рис. 3.

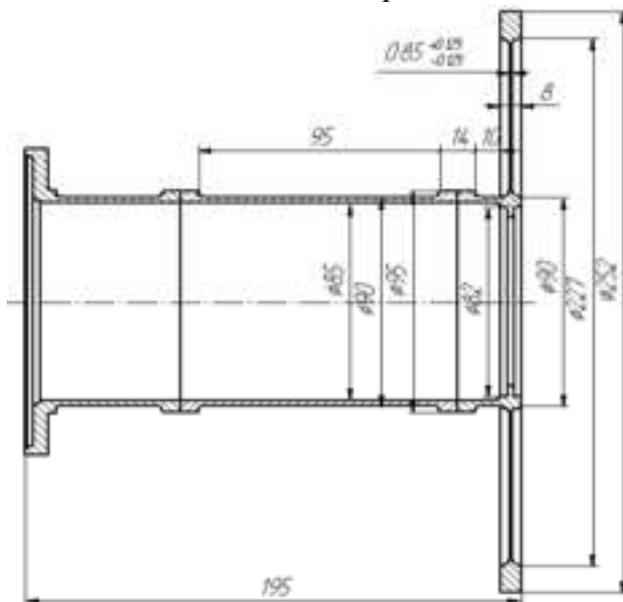


Рис. 2 Вал трансмиссии

В силу большого объема решение этой задачи здесь не приводится.

Экспериментальные исследования показали, что при тчении в полотне возника-

ют как сжимающие, так и растягивающие остаточные напряжения, имеющие большое рассеяние: от -470 до $+230$ МПа. При этом с разных сторон полотна диафрагмы ОН существенно отличаются по величине, что приводит не только к снижению циклической прочности, но и к значительным деформациям – прогибам диафрагмы до $1,5$ мм.

Следует отметить, что в силу тонкостенности полотна диафрагмы отношение толщины поверхностных наклепанных слоев к толщине полотна составляют $2a/h > 0,2$. Поэтому при определении ОН следует использовать не только основную, но и дополнительные составляющие, учитывающие разгрузку образцов при вырезке из детали, а также влияние стравленных слоев образца.

Для повышения циклической прочности диафрагмы применяли упрочнение микрошариками диаметром $\varnothing = 0,1 - 0,25$ мм при давлении воздуха $P_{\text{возд}} = 1,0$ атм. В результате обработки в диафрагме возникают ОН в пределах от -290 до -510 МПа с глубиной залегания до $a = 0,15$ мм. Но предел выносливости диафрагмы остался на прежнем уровне: $\sigma_{-1} = 380$ МПа.

Упрочнение гидродробеструйным способом сопровождается увеличением глубины залегания ОН, что приводит к росту деформаций полотна и появлению существенных подслоиных растягивающих ОН, понижающих сопротивление усталости.

Применение электрополирования после тчения несколько уменьшает растягивающие ОН, но приводит к растравливанию поверхностного слоя на глубину до 12 мкм.

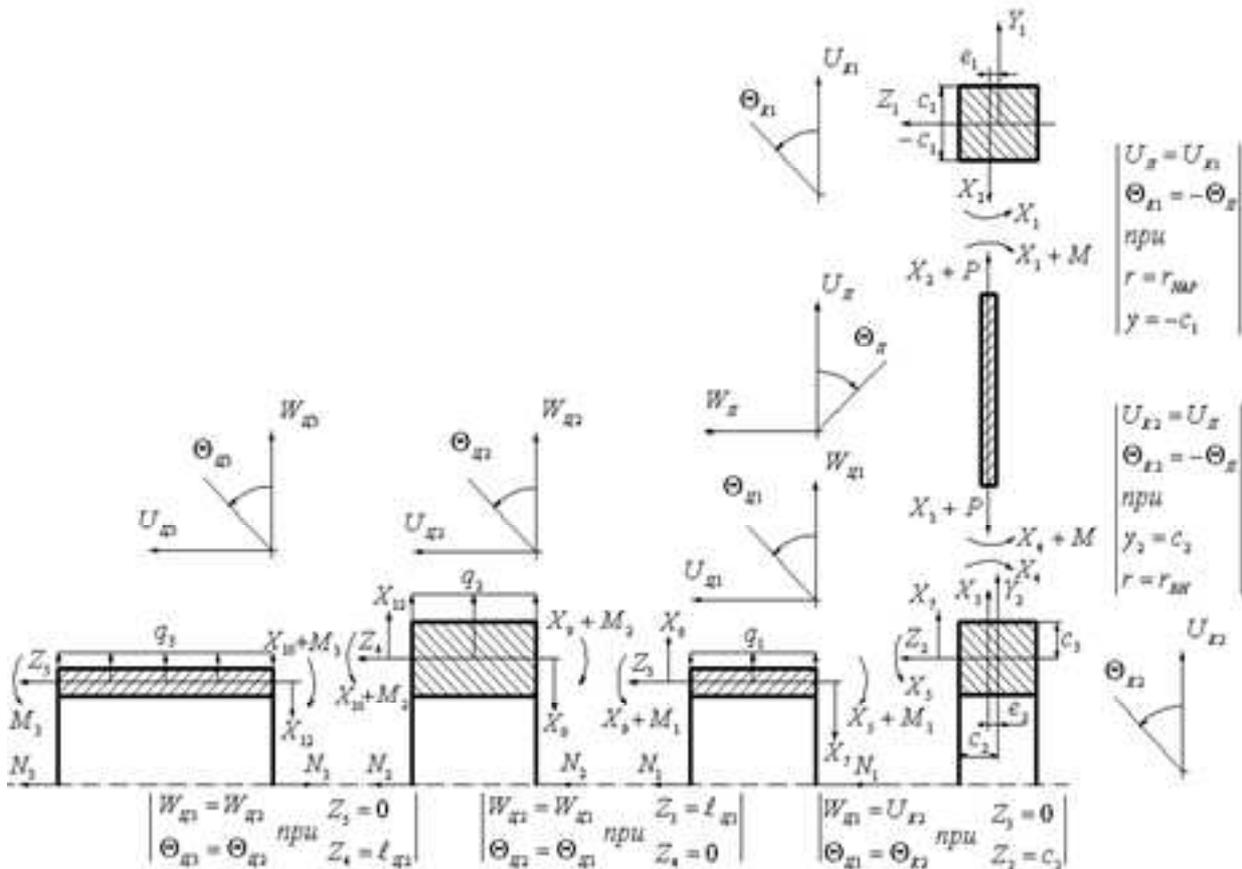


Рис. 3 Расчетная схема вала трансмиссии ГТУ и условия упругого сопряжения элементов вала

Последующее упрочнение микрошариками на указанном выше режиме не приводит к существенному увеличению предела выносливости. Полировка полотна войлочным кругом позволила увеличить предел выносливости до $\sigma_{-1} = 460$ МПа, но последующее упрочнение микрошариками не привело к повышению предела выносливости. Необходимое увеличение ОН за счет повышения давления воздуха при упрочнении может привести к увеличению ТОД полотна диафрагмы. При этом экспериментальное исследование ТОД в зависимости от режимов упрочнения и величины ОН является трудоемкой и дорогостоящей операцией, требующей изготовления опытных деталей.

Для уменьшения деформаций диафрагм нужно обеспечить одинаковый с обеих сторон минимальный уровень ОН, что противоречит необходимости повышения циклической прочности, для обеспечения

которой требуется увеличение сжимающих ОН. Однако, вследствие малости толщины h полотна диафрагмы, увеличение сжимающих ОН приводит к увеличению подложных растягивающих ОН, понижающих предел выносливости. Поэтому данная проблема выходит за рамки технологической инженерной задачи и относится к научным, не решенным до настоящего времени проблемам упрочнения тонкостенных дисков. Это отражено в протоколе Международного н.-т. семинара «Прогрессивные технологии для создания ГТД нового поколения» (Москва, 3–4 сентября 2003 г).

Расчетный метод прогнозирования ТОД позволяет в сжатые сроки провести численное моделирование различных вариантов соотношения величины и глубины залегания ОН и подобрать необходимые режимы упрочнения. Для этого необходимо предварительно установить зависимость предела выносливости материала детали от величины остаточных напряжений, а затем

исследовать различные способы упрочнения и установить связь ОН с параметрами режимов упрочнения. Необходимые способ и параметры режимов упрочнения можно получить путем решения оптимизационной задачи.

Список литературы

1. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Том 1. Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. –М.: Машиностроение, 1968. – 831с.

PROGNOSTICATION OF THE TECHNOLOGICAL RESIDUAL DEFORMATIONS OF SLIM DISKS AFTER STRENGTHENING BY MEANS OF SUPERFICIAL PLASTIC STRAINING

© 2006 S.A. Bukaty, A.P. Kondratov, A.S.Bukaty

The method is designed for the technological residual deformations prognostication of slim disks after superficial strengthening. This method is based on elastic coupling of simple elements. The elements are the result of slim disk segmentation. Reaction of residual tensions adduced as equivalent strains, which are applied to simple elements. This method solve the problem of optimum regime strengthening for small-hard details from the type «slim disk».

**РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ОБРАБОТКИ
НА ОПЕРАЦИЯХ АЛМАЗНОГО ВЫГЛАЖИВАНИЯ
ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ И**

© 2006 С.Ю. Сидоров, Д.Л. Скуратов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Разработана математическая модель для определения рациональных условий обработки на операциях алмазного выглаживания при изготовлении ответственных деталей аэрокосмической техники, на базе которой созданы алгоритм и программа расчета.

Применение теории оптимизации на этапе совершенствования существующих и разработки новых технологических процессов изготовления деталей дает реальную возможность повышения качества продукции, снижения трудоемкости и себестоимости ее изготовления. Однако оптимизация всего технологического процесса является сложной и очень трудоемкой задачей. Поэтому данное направление совершенствования проектирования технологических процессов в первую очередь целесообразно использовать на финишных операциях, на которых обеспечиваются заданные геометрические параметры и окончательно формируется поверхностный слой деталей, то есть на операциях, которые в большей степени по сравнению с другими влияют на надежность деталей.

Исходя из вышеизложенного, был разработан метод определения рациональных условий формообразования поверхностей на финишных операциях механической обработки заготовок [5]. Этот метод базируется на использовании принципа структурно-параметрической оптимизации с последующим уточнением полученных результатов на основе анализа кинетики тепловых процессов рассматриваемых видов обработки. Сам процесс оптимизации основан на использовании математических моделей, описывающих рассматриваемые процессы механической обработки.

Учитывая, что формообразование наружных и внутренних цилиндрических поверхностей и конических поверхностей с небольшим углом конусности, наиболее часто осуществляется методом продольной подачи инструмента с использованием процессов чистового точения и растачивания и

круглого наружного и внутреннего шлифования, эти виды обработки введены в управляемые параметры [6, 7].

В настоящей работе предлагается математическая модель для определения рациональных условий обработки на операциях алмазного выглаживания, что позволит в определенной мере расширить возможности вышеупомянутого метода.

Алмазное выглаживание является одним из наиболее распространенных методов отделочно-упрочняющей обработки цилиндрических и конических поверхностей деталей различного назначения. Так, например, алмазному выглаживанию подвергаются шпиндельные узлы высокоточных станков, гильзы, ролики подшипников, поршни, золотники, валы компрессоров и турбин ГТД, втулки торцовых контактных уплотнений, детали шасси самолетов и другие детали, изготавливаемые из сталей 45, 20Х, 40Х, 35ХН, 40ХНМА, 30ХГСНА ($\sigma_b = 1600 \dots 1700$ МПа), ШХ15, 1Х12Н2ВМФ, азотированных сталей Х12Н20ТЗР и 38ХМЮА, жаропрочных никелевых сплавов, бронз, алюминиевых сплавов [1, 2, 3, 4]. Алмазному выглаживанию подвергаются также детали до и после нанесения покрытия (хромовые, никелевые и др.) [1, 2, 3].

В качестве управляемых параметров алмазного выглаживания используются: скорость выглаживания (скорость обработки) - v , м/мин; подача - S , мм/об; радиальная сила (сила выглаживания) - P_y , Н.

В качестве целевой функции при алмазном выглаживании заготовок целесообразно использовать уравнение, определяющее машинное время обработки [6, 7].

Уравнение целевой функции будет иметь вид:

$$f_m = 100 \frac{i \cdot l_m}{100 S \cdot n}, \quad (1)$$

где i - число проходов; l_m - длина пути инструмента в направлении подачи, мм; S - подача, мм/об; n - частота вращения заготовки, мин⁻¹.

В уравнении (1) и последующих технических ограничениях для удобства вычислений принято $100S$ вместо S с соответствующими поправками.

Ограничение, связанное со стойкостью инструмента.

При алмазном выглаживании большинства обрабатываемых материалов, так же как и при алмазном точении, основным видом износа является абразивно-адгезионный износ. Причем адгезионное взаимодействие в практическом диапазоне не зависит от режимов обработки [1, 2]. Поэтому наработка (пройденный путь) выглаживающего алмазного инструмента будет определяться абразивно-адгезионными свойствами обрабатываемого материала и физико-механическими свойствами материала инструмента. В связи с этим на период стойкости инструмента будет оказывать только скорость обработки:

$$T = \frac{C_v}{v},$$

где $C_v = 70000 \dots 200000$ м (для синтетического алмаза) – коэффициент (наработка), зависящий от свойств материалов заготовки и инструмента.

Скорость обработки при алмазном выглаживании определяется на основании неравенства:

$$v \leq \frac{C_v}{T}.$$

Получим первое техническое ограничение:

$$n \leq \frac{318 k_m C'_v}{TD}, \quad (2)$$

где k_m - поправочный коэффициент, учитывающий изменение реальных условий обработки относительно тех, при которых определялся коэффициент C'_v ; $T = 600 \dots 1800$ мин (0...30 час) – заданная стойкость выглаживателя; D - диаметр обрабатываемой поверхности, мм.

Ограничение, связанное с мощностью станка.

При алмазном выглаживании необходимо, чтобы эффективная мощность $N_{эф}$ не превышала мощности, подводимой к шпинделю станка, то есть выполнялось условие

$$N_{эф} \leq N_{ин},$$

где $N_{эф}$ - эффективная мощность, кВт; $N_{ин}$ - мощность, подводимая к шпинделю станка, кВт.

Практические значения эффективной мощности выглаживания обычно не превышают 0,2 кВт (при $P_y \leq 30$ Н, $v \leq 400$ м/мин [1]), поэтому данное ограничение можно исключить из рассмотрения.

Ограничение, связанное с точностью обработки.

В процессе алмазного выглаживания обрабатываемый размер уменьшается на величину [1]:

$$\Delta d = \frac{4}{3} (Rz_{ucx} - Rz).$$

Для обработки заданной поверхности заготовки с погрешностью, не превышающей допуск на диаметральный размер обрабатываемой поверхности, необходимо выполнить следующее условие:

$$\frac{4}{3} C_{Rz} (Ra_{ucx} - Ra) \leq k_3 \delta,$$

где C_{Rz} - коэффициент перевода параметра шероховатости Ra в Rz ; Rz_{ucx} или Ra_{ucx} - параметр исходной шероховатости, мкм; k_3 - коэффициент, показывающий, в какую часть допуска должна укладываться погрешность, вызванная деформацией обработки; δ - допуск на размер обрабатываемой поверхности, мм.

При алмазном выглаживании зависимость $Ra = f(P_y)$ имеет выраженный минимум, который определяет границу сглаживающего и упрочняющего режимов.

Величина шероховатости обработанной поверхности в области практического изменения управляемых параметров выглаживания для названных типов выглаживания адекватно описывается выражением:

$$Ra = C_s S^y P_y^x Ra_{ucx}^n R^m v^z,$$

где C_s, n, m, x, y, z - коэффициент и показатели степени, зависящие от обрабатываемого материала; R - радиус инструмента, мм. При этом для сглаживающего режима пока-

затель степени $x < 0$, а для упрочняющего режима $x > 0$.

Выполнив необходимые преобразования, получим:

$$n^z (100S)^y P_y^x \geq 318^z 100^y \frac{C_{Rz} Ra_{ucx} - 0,75k_3 \delta}{C_s C_{Rz} D^z Ra_{ucx}^n R^m}. \quad (3)$$

Неравенство (3) является вторым техническим ограничением.

Ограничение, связанное с предельно допустимой шероховатостью обрабатываемой поверхности

$$C_s S^y P_y^x Ra_{ucx}^n R^m v^z \leq Ra.$$

Обработка заданной поверхности заготовки с допускаемой шероховатостью поверхности может быть осуществлена при условии:

$$n^z (100S)^y P_y^x \leq \frac{100^y 318^z Ra}{C_s D^z Ra_{ucx}^n R^m}. \quad (4)$$

Неравенство (4) является третьим техническим ограничением.

Ограничение, связанное с температурой обработки.

При алмазном выглаживании заготовок температура в зоне резания, а также время нагрева и охлаждения могут быть достаточными для того, чтобы в поверхностном слое произошли структурно-фазовые превращения. Кроме того, практически у всех металлов и сплавов при температуре более 550...600°C резко возрастает адгезионное взаимодействие с алмазом и, вследствие этого, происходит катастрофический износ инструмента. Поэтому необходимо, чтобы температура в зоне резания не превышала критических значений, то есть должно выполняться условие:

$$\theta \leq \theta_{кр},$$

где θ - температура в зоне резания, °C; $\theta_{кр}$ - критическая температура в зоне резания, °C.

Температура в зоне резания при алмазном выглаживании заготовок монотонно изменяется с изменениями параметров P_y , S , v и может быть описана эмпирической зависимостью:

$$\theta = C_\theta P_y^{x_\theta} S^{y_\theta} v^{z_\theta} R^{m_\theta},$$

где C_θ - коэффициент, отражающий влияние условий обработки на температуру в зоне резания; $x_\theta, y_\theta, z_\theta, m_\theta$ - показатели степени, характеризующие интенсивность влияния соответственно P_y , S , v и R на величину температуры резания.

Выполнив необходимые преобразования, получим:

$$n^{z_\theta} (100S)^{y_\theta} P_y^{x_\theta} \leq \frac{\theta_{кр} \cdot 318^{z_\theta} \cdot 100^{y_\theta}}{C_\theta D^{z_\theta} R^{m_\theta}}. \quad (5)$$

Ограничения, связанные с кинематическими возможностями станка, используемого для точения или растачивания заготовки.

При обработке заготовки частота ее вращения и продольная подача, сообщаемая инструменту, должны быть ограничены, соответственно, максимальной и минимальной частотами вращения шпинделя и наибольшей и наименьшей подачами, приведенными в паспорте станка. Тогда технические ограничения, обусловленные кинематическими возможностями станка, будут иметь вид:

$$n \geq n_{cm \min}, \quad (6)$$

где $n_{cm \min}$ - минимальная частота вращения шпинделя станка, мин⁻¹;

$$n \leq n_{cm \max}, \quad (7)$$

где $n_{cm \max}$ - максимальная частота вращения шпинделя станка, мин⁻¹;

$$100S \geq 100S_{cm \min}, \quad (8)$$

где $S_{cm \min}$ - минимальная продольная подача станка, мм/об;

$$100S \leq 100S_{cm \max}, \quad (9)$$

где $S_{cm \max}$ - максимальная продольная подача станка, мм/об.

Значение радиальной силы должно соответствовать условию смятия исходных микронеровностей при сглаживающем или условию упрочнения при упрочняющем выглаживании. Величина силы выглаживания

$$P_y = \pi \epsilon HV \left(\frac{DR}{D+R} \right)^2$$

определяется относительным внедрением инструмента $\epsilon = h/R$, где h , мм - глубина выглаживания, HV - твердость обрабатываемого материала по Викерсу.

В зависимости от режима (сглаживающего или упрочняющего) задается глубина выглаживания

$$h = k_i R z_{ucx},$$

где $k_i = 0,7 \dots 1,3$ - коэффициент вдавливания инструмента, $i = 1, 2$ - индексы соответственно нижнего и верхнего пределов глубины выглаживания.

Технические ограничения, обусловленные требованиями выглаживания, будут иметь вид:

$$P_y \geq \pi HV \frac{k_1 C_{Rz} Ra_{ucx}}{R} \left(\frac{DR}{D+R} \right)^2, \quad (10)$$

$$P_y \leq \pi HV \frac{k_2 C_{Rz} Ra_{ucx}}{R} \left(\frac{DR}{D+R} \right)^2 \quad (11)$$

Для сглаживающего режима $k_1 = 0,7$, $k_2 = 1,0$; для упрочняющего режима $k_1 = 1,1$, $k_2 = 1,3$.

Преобразуем полученные выше неравенства, связывающие технические ограничения с элементами режима выглаживания, а также целевую функцию, в линейные ограничения-неравенства и линейную целевую функцию. Решение полученной системы линейных уравнений при заданных определяющих и управляемых параметрах позволит на стадии проектирования технологического процесса определить рациональные условия обработки для алмазного выглаживания заготовок и гарантированно обеспечить при этом заданное значение конструктивных параметров.

Для получения системы линейных ограничений-неравенств и линейной целевой функции, моделирующих процесс алмазного выглаживания, прологарифмируем зависимости (1) - (11), которые после введения соответствующих обозначений будут иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 \leq b_1; \\ z x_1 + y x_2 + x x_3 \geq b_2; \\ z x_1 + y x_2 + x x_3 \leq b_3; \\ z_{\theta} x_1 + y_{\theta} x_2 + x_{\theta} x_3 \leq b_4; \\ x_1 \geq b_5; \\ x_1 \leq b_6; \\ x_2 \geq b_7; \\ x_2 \leq b_8; \\ x_3 \geq b_9; \\ x_3 \leq b_{10}; \end{array} \right. \quad (12)$$

$$f_0 = c_0 - x_1 - x_2; \quad (13)$$

где $x_1 = \ln n$; $x_2 = \ln(100S)$; $x_3 = \ln P_y$;

$$b_1 = \ln \frac{318 k_M C'_v}{TD};$$

$$b_2 = \ln 318^z 100^y \frac{C_{Rz} Ra_{ucx}^{-0,75} k_3 \delta}{C_s C_{Rz} D^z Ra_{ucx}^n R^m};$$

$$b_3 = \ln \frac{100^y 318^z Ra}{C_s D^z Ra_{ucx}^n R^m};$$

$$b_4 = \ln \frac{\theta_{кр} \cdot 318^{z_{\theta}} \cdot 100^{y_{\theta}}}{C_{\theta} D^{z_{\theta}} R^{m_{\theta}}}; \quad b_5 = \ln n_{cm \min};$$

$$b_6 = \ln n_{cm \max}; \quad b_7 = \ln(100 S_{cm \min});$$

$$b_8 = \ln(100 S_{cm \max});$$

$$b_9 = \ln \left(\pi HV \frac{k_1 C_{Rz} Ra_{ucx}}{R} \left(\frac{DR}{D+R} \right)^2 \right);$$

$$b_{10} = \ln \left(\pi HV \frac{k_2 C_{Rz} Ra_{ucx}}{R} \left(\frac{DR}{D+R} \right)^2 \right);$$

$$f_0 = \ln f_m; \quad c_0 = \ln(100 \cdot i \cdot l_m)$$

Полученная система линейных ограничений-неравенств (12) и линейная функция (13) представляют собой математическую модель для определения рационального режима обработки при алмазном выглаживании заготовок.

На основании полученной математической модели созданы алгоритм и программа расчета для определения рациональных условий алмазного выглаживания заготовок.

Список литературы

1. Горбило В.М. Алмазное выглаживание. - М.: Машиностроение, 1972, - 105 с.

2. Абразивная и алмазная обработка материалов /Под ред. д-ра техн. наук проф. А.Н. Резникова. – М.: Машиностроение, 1977. - 391 с.

3. Модифицирование поверхностей деталей ГТД по условиям эксплуатации / В.С. Мухин, А.М. Смыслов, С.М. Боровский. - М.: Машиностроение, 1995. - 256 с.

4. Митряев К.Ф. Повышение эксплуатационных свойств деталей путем регулирования состояния поверхностного слоя при механической обработке: Учебное пособие. – Куйбышев: КуАИ, 1986, 91 с.

5. Скуратов Д.Л., Трусов В.Н. Определение рациональных условий формообразования на этапе проектирования окончательных операций обработки цилиндрических поверхностей деталей газотурбинных двигателей // Известия Тульского государственного

университета. Сер. Машиностроение. Тула, 2003. Вып. 2. С. 324-328.

6. Скуратов Д.Л. Разработка математической модели для определения рациональных условий обработки на операциях чистового точения и растачивания при изготовлении деталей авиакосмической техники // РК техника. Сер. XII. Расчет, проектирование, конструирование и испытания космических систем. Научно – технич. сб. Самара, 2001. Вып. 1. С. 182-193.

7. Скуратов Д.Л. Разработка математической модели для определения рациональных условий обработки на операциях круглого шлифования при изготовлении деталей авиационной техники // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Сер. Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Самара, 2001. Вып. 5. Ч. 2. С. 115-130.

DEVELOPMENT OF MATHEMATIC MODEL FOR DETERMINATION OF RATIONAL PROCESSING ENVIRONMENTS ON DIAMOND BURNISHING OPERATIONS USED FOR MANUFACTURING PARTS OF AEROSPACE TECHNICS

© 2006 S.U. Sidorov, D.L. Skuratov

Samara State Aerospace University

Mathematic model for determination of rational processing environments on diamond burnishing operations used for manufacturing responsible parts of aerospace technics was developed. Algorithm and calculation program were made basing on this model.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЖИДКОСТЕЙ С ВЫСОКОЙ ПОГЛОЩАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ В ПЛАСТИНЧАТЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРАХ

©2006 Д.Г. Громаковский¹, Ю.К. Пономарев², Л.В. Кудряков¹,
Б.М. Силаев², А.С. Котов², С.В. Шигин¹

¹Самарский государственный технический университет,

²Самарский государственный аэрокосмический университет

Для ряда конструкций пластинчатых виброизоляторов отобраны эффективные кремнийорганические жидкости типа ПМС, выпускаемые отечественной промышленностью и подобраны оптимальные рельефы на поверхностях пластин виброизоляторов.

Жидкости с высокой поглощающей способностью [1-5] вносятся в пластинчатые виброизоляторы между контактирующими поверхностями пластин, образующих поглощающее тело.

Варианты исполнения таких виброизоляторов приведены на рис. 1 и 2. На по-

верхности пластин для повышения емкости жидкостной прослойки выполнены специфические углубления б (рис. 1). Возможны также варианты плоских пластин, имеющих радиальные гофры (рис. 2). Дополнительно, пакеты пластин разделены пропитанными тросовыми прокладками.

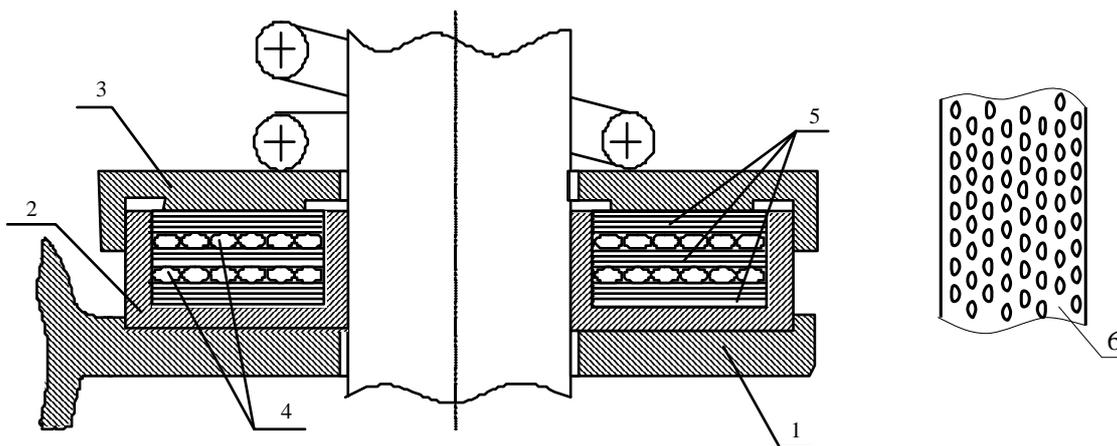


Рис. 1. Схема пластинчатого виброизолятора:

1 – база для установки; 2 – корпус; 3 – верхняя крышка; 4 – тросовые пакеты квазизамкнутых колец [2]; 5 – пакеты шайб; 6 – рельеф поверхности пластин

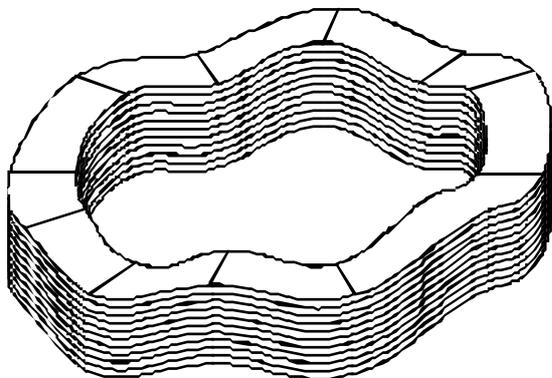


Рис. 2. Многослойный пакет в виде кольцевых гофрированных шайб с радиальным гофрированием

В виброизоляторах такого вида, используемых, например, для подвески железнодорожных вагонов, колебания, возбуждаемые несовершенствами пути и колес, и создаваемые ими динамические нагрузки, передаются как сверху на крышку, так и снизу на корпус виброизолятора.

Относительные перемещения крышки и корпуса вызывают деформацию пакета пластин, тросовых элементов, пульсацию давления в слоях поглощающей жидкости и малые взаимные смещения смежных поверхностей.

Деформация, трение и пульсация давления между пластинами в слоях жидкости

вызывают переход механической работы трения в тепло и его рассеяние через корпусные детали в окружающую среду.

Анализ и численная проверка показали, что для определения смещений между пластинами - w_i существует возможность применения упрощенных динамических моделей, в которых пластины имеют заданную упругость, толщина пластин мала, а малые перемещения имеют место в осевом направлении. Каждая пластина рассматривается как твердое тело, связанное с соседними упругими связями, что позволяет представить элемент виброизолятора как механическую систему с одной степенью свободы.

Одна из задач оценки поглощения в таких виброизоляторах связана с оценкой реакции слоев неньютоновских жидкостей, размещенных между пластинами и имеющих высокую объемную вязкость [3].

Согласно феноменологической релаксационной теории жидкости [4] коэффициент поглощения звука α для единичного релаксационного процесса, как для сдвиговой, так и для объемной вязкости определяется выражением:

$$\alpha = \frac{\omega^2}{2\rho c^3} \left[\frac{4/3 \eta'_0}{1 + \omega^2 \tau_1^2} + \frac{\eta''_0}{1 + \omega^2 \tau_2^2} \right]. \quad (2)$$

Здесь ω - круговая частота, c - скорость звука, ρ - плотность жидкости, η'_0 и η''_0 - «статические» сдвиговая и объемная вязкости, τ_1 и τ_2 - времена релаксации сдвиговой и объемной вязкостей.

Величины вязкостей η' и η'' зависят от физико-химической природы жидкостей, а в случае смесей, от природы компонентов и характера их взаимодействия. Для ряда жидкостей, таких как циклические углеводороды, объемная вязкость существенно выше сдвиговой, например, у бензола объемная вязкость в 132 раза выше сдвиговой.

Времена релаксации τ_1 и τ_2 характеризуют кинетику установления термодинамического равновесия в жидкостях и тесно связаны со строением жидкостей и характером междумолекулярного взаимодействия [5].

Для ряда конструкций пластинчатых виброизоляторов отображены эффективные кремнийорганические жидкости типа ПМС, выпускаемые отечественной промышленностью и подобраны оптимальные рельефы на поверхностях пластин [3].

При термодинамической идентификации виброизоляторов использовали модель, предложенную Б.М. Силаевым [7], в которой элементарная ячейка виброизолятора, рис. 3, рассматривается как трибореактор с подвижными стенками, имеющими микро- и субмикрорпоры, заполненные жидкостью.

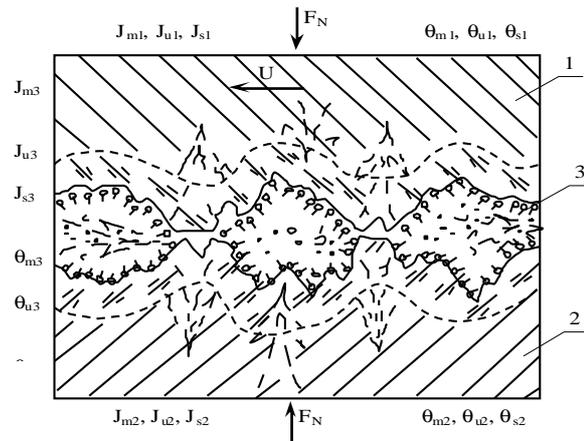


Рис. 3. Схема процессов, протекающих при динамическом нагружении пластинчатого виброизолятора

При нагружении в этой ячейке формируются градиенты полей деформаций, температуры и концентрации вещества, их взаимные превращения и перенос энергии: механической, тепловой, химической, электрической, акустической и др.; происходит перенос вещества (диффузия), структурные и фазовые превращения, образование и аннигиляция микродефектов, химических соединений и др.

При данной схематизации и макро-скопическом описании [7, 8, 9] важным элементом термодинамического анализа также являлась оценка баланса энтропии, что для локальной области, подобной рис. 1, является функцией внутренней энергии U , объема V и массы $\{M_n\} \cdot N$ компонентов.

Как показано Б.М. Силаевым [7], источники возникновения энтропии виброизолятора связаны с наличием простран-

венной неоднородности в распределении температуры T , парциальных химических потенциалов μ_n , с тангенциальными перемещениями и деформированием среды, взаимодействием среды с энергией β -го рода (например, возникновение джоулева тепла от воздействия электрического тока на среду и т.п.), с химическими реакциями в зоне трения и с механическим отделением частиц. Производство энтропии, в свою очередь, состоит из потоков тепловой энергии, диффузионных потоков, изменений компонент тензора напряжений (количества движения), скоростей химических реакций, изменения массы, скоростей деформаций и др., что является признаком термодинамически необратимых процессов.

Оценка эффективности созданных виброизоляторов проводилась при стендовых динамических испытаниях (рис.4, 5), целью которых было определение характеристик демпфирования колебаний

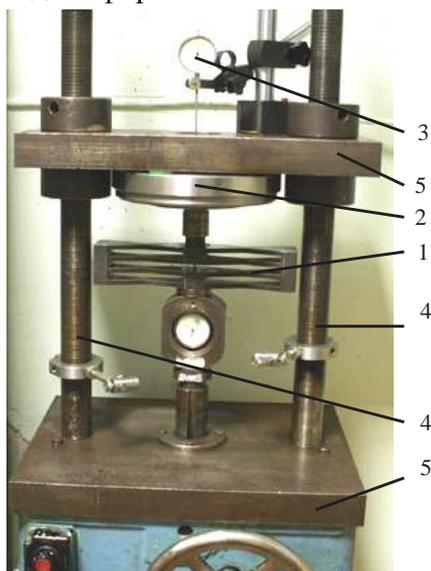


Рис. 4. Установка для статического исследования виброизолятора:

1- динамометр системы Токаря; 2 – виброизолятор; 3 – индикатор; 4 – силовые штанги; 5 – плиты

при ударном воздействии на крышку 3 (см. рис. 1). С этой целью виброизолятор через эластичные прокладки располагался на массивном основании, к крышке и корпусу прикреплялись инерционные датчики ускорений, сигналы с которых после импульсного воздействия на крышку виброизолятора через устройства сопряжения посыла-

лись на обработку в ЭВМ. Обработка сигналов осуществлялась программным пакетом Adobe Audition (рис. 6). Варьируя длительности ударных воздействий, удалось выяснить, что в диапазоне частот от 5 до 500 Гц виброизолятор снижает силу, передаваемую на корпус вагона, в 4...6 раз.

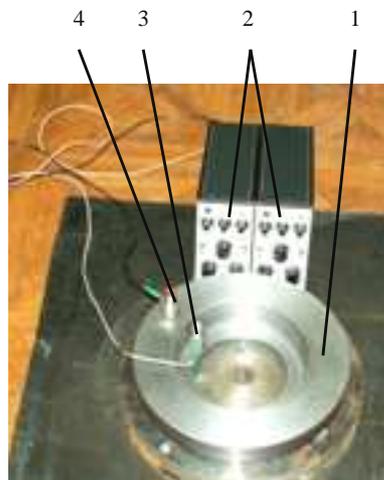


Рис. 5. Фото стенда для динамического исследования свойств виброизолятора на ударные воздействия: 1 – виброизолятор; 2 – блоки сопряжения с ЭВМ; 3, 4 - инерционные датчики ускорений

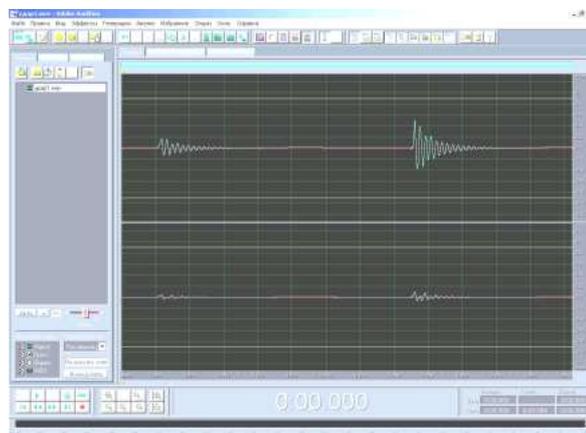


Рис. 6. Сигналы, записанные в ходе ударного воздействия на входе (верхняя кривая) и на выходе (нижняя кривая)

Итоги анализа и расчетов параметров виброизоляторов, созданных для пассажирских вагонов Тверского вагонного завода, оказались близкими к результатам испытаний.

Список литературы

1. Расчет и конструирование средств виброзащиты сухого трения. Под ред.

Ю.К.Пономарева. – Самара: Изд. Самарской государственной академии путей сообщения. 2005 г. - 207 с.

2. Патент РФ № 2199683, МКИ F16F 7/14//Авт: Пономарев Ю.К., Архангельский С.В., Гунин В.А., Калакутский В.И. Оpubл. 27.02.03, БИ № 6 за 2003 г.

3. Громаковский Д.Г., Кудюров Л.В., Шигин С.В. О механизме диссипации в ленточном амортизаторе с угловым расположением пластин //Сб. трудов международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы надежности технологических, энергетических и транспортных машин». Т. 1, – М.: Машиностроение, 2003. С. 320...324.

4. Леонтович М.А. Некоторые вопросы теории поглощения звука в многоатомных газах. Изв. АН СССР. Сер. физ. 5.633, 1936.

5. Громаковский Д.Г., Маринин В.Б., Шахов В.Г., Кудюров Л.В. Аналитическая интерпретация механизма объемной вязкости смазки.//Трение и износ. Т. 14, № 6. С. 973...983.

6. Демкин Н.Б. Контактное шероховатых поверхностей – М.: Наука, 1970. – 227 с.

7. Силаев Б.М. Обобщенная модель процесса внешнего трения и изнашивания.//Машиноведение. 1989, № 2, С. 56...65.

8. Ильющин А.А. Механика сплошной среды. - М.: Изд. МГУ: 1978. – 287 с.

9. Глендорф П., Пригожин И. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций. - М.: Мир, 1973. - 280 с.

USING OF THE LIQUIDS WITH THE HIGH ABSORBING ABILITY IN LAMELLAR VIBRATION ISOLATORS

© 2006 D.G. Gromakovsky¹, Yu.K. Ponomarjov², L.V. Kudjurov¹,
B.M. Silaev², A.S. Kotov², S.V. Shigin¹

¹Samara State Technical University

²Samara State Aerospace University

For a number of designs lamellar vibration isolators the effective silicon organic liquids are selected with the high absorbing ability, released by domestic industry and optimum reliefs are chosen on surfaces of plates. The estimation of efficiency created vibration isolators is executed at bench dynamic tests - in a range of frequencies from 5 up to 500 Hz vibration isolators reduces the force transmitted on the case of the car from 4 up to 6 times.

ТРЕНИЕ И РЕСУРС ШАРНИРНЫХ СФЕРИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ, РАБОТАЮЩИХ БЕЗ СМАЗКИ

© 2006 Ю.Н. Дроздов¹, В.А. Надеин², В.Н. Пучков¹, М.В. Пучков¹

¹Институт Машиноведения РАН, г. Москва

²НГБ «Энергодиагностика», г. Москва

Приведенная методика дает возможность производить приближенную оценку ресурса вкладышей шарнирных сферических подшипников, работающих без смазки.

Введение

Шарнирные сферические подшипники (ШСП), работающие без смазки, широко применяются в машиностроении - в робототехнических устройствах, в авиационно-космических механизмах, в ядерно-энергетическом машиностроении, в оборонной технике, в приборостроении, автомобилестроении, в дорожно-строительных машинах, в глубоководном транспорте, на нефтедобывающих платформах и в др. отраслях техники. Хорошо известны их преимущества по сравнению с подшипниками качения (существенное снижение габаритов и массы, бесшумность, демпфирующая способность, разнообразие условий применения и конструктивного исполнения). Шарнирные сферические подшипники сухого трения обладают высокой несущей способностью (до 500 МПа и выше) и могут работать в широком диапазоне температур (от -200 до +1000° С), в различных газовых средах, в вакууме, а также в жидких средах, не обладающих смазочным действием.

Анализ отечественной и зарубежной литературы, опыта известных подшипниковых фирм (SKF, ША, Glacier и др.) указывает на недостаточность и противоречивость имеющихся рекомендаций, отсутствие проверенной расчетной методики оценки ресурса самосмазывающихся трибосопряжений в зависимости от контактных параметров (контактного давления, скорости скольжения, температуры) и влияния окружающей среды. В работах [1-5] представлены результаты экспериментальных исследований и сделаны попытки объединения теоретических и экспериментальных исследований, которые позволяют рассчитывать ресурс ШСП, а также коэффициенты трения скольжения в заданных условиях эксплуатации.

В настоящее время расширилась сфера применения самосмазывающихся ШСП и возникает задача развития экспериментально-расчетной методологии.

Метод определения ресурса с использованием зависимости для определения интенсивности изнашивания, представленной в обобщенных переменных.

Постановка задачи и ее решение

Недеформируемый шар (рис. 1) радиусом $R_1 = R - \Delta \left(\frac{\Delta}{R} \ll 1 \right)$ вдавливается силой P в упругое (E_2, ν_2 - модуль Юнга и коэффициент Пуассона) кольцо со сферической полостью, с поверхностью которой жестко соединен тонкий

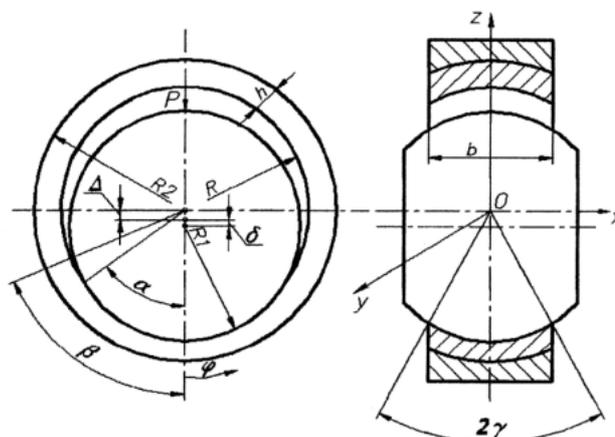


Рис. 1. Расчетная схема шарнирного сферического подшипника

($\varepsilon = \frac{h}{R} \ll 1, h = R_2 - R$) упругий (E_1, ν_1) вкладыш. Шар совершает качательные движения вокруг оси Ox с частотой ν (1/с) и амплитудой 2β (град). Требуется определить ресурс работы такого трибосопряжения, характеризуемый числом циклов качания N либо временем T (ч), когда задан предельно допустимый износ вкладыша $[h]$

(м), т.е. допустимое смещение центра шара в направлении действия нагрузки P .

Ресурс работы ШСП определяется по формулам:

$$T = \frac{0,398[w]}{\bar{I}_h R_1 \beta \nu} 10^{-2}, \quad N = \frac{14,327[w]}{\bar{I}_h R_1 \beta}, \quad (1)$$

где величина T имеет размерность (ч), а параметр N характеризуется числом циклов качания.

Математическая модель, характеризующая процесс изнашивания, формулируется с использованием методов теории подобия и анализа размерностей, посредством объединения теоретических представлений (фундаментальных уравнений), описывающих природу процесса и экспериментальных исследований и имеет вид:

$$I_h = K (\Phi_1)^{\alpha_1} (\Phi_2)^{\alpha_2} \dots (\Phi_n)^{\alpha_n} \quad (2)$$

В случае подшипника с тканым полимерным вкладышем, содержащим нити полиимида и политетрафторэтилена, следует применять детерминистическую формулу средней безразмерной интенсивности изнашивания в форме

$$\bar{I}_h = K \left(\frac{\bar{p}}{E_1} \right)^{\alpha_1} \left(\frac{U_g}{R_0 T_g} \right)^{\alpha_2} \left(\frac{\tau_g V_0}{R_1} \right)^{\alpha_3} \left(\frac{T_0}{T_g} \right)^{\alpha_4}. \quad (3)$$

Здесь \bar{p} - среднее максимальное контактное давление за период эксплуатации ШСП, T_0 - объемная температура трибосопряжения без учета саморазогрева от трения; T_g - температура стеклования полимера; U_g - энергия активации разрушения антифрикционного полимера при T_g ; R_0 - универсальная газовая постоянная; τ_g - время релаксации напряжений полимера при T_g ; $V_0 = 6,98 \cdot 10^{-2} \beta \nu R_1$ (м/с) - скорость скольжения точки поверхности шара с координатой $\varphi = 0$; $K = 6,0 \cdot 10^6$, $\alpha_1 = 1,3$; $\alpha_2 = -1$; $\alpha_3 = 0,54$; $\alpha_4 = 0,7$.

В формуле (3) K - интегральный коэффициент, учитывающий влияние шероховатости контртела, особенности технологии и другие факторы; $\Phi_1 = \frac{\bar{p}}{E_1}$ - деформационный критерий, характеризующий напряженное состояние полимера; $\Phi_2 = \frac{U_g}{R_0 T_g}$ - инвари-

ант, описывающий термофлуктуационную природу разрушения полимера, энергетический барьер разрушения химических связей, свойственный каждому такому материалу;

$\Phi_3 = \frac{\tau_g V_0}{R_1}$ - комплекс, моделирующий связь

вязкоупругих свойств полимера с длительностью процесса его деформирования и аналогичный по структуре известному критерию Деборы; $\Phi_4 = \frac{T_0}{T_g}$ - температурный

комплекс.

Приведенная выше методика использует модель изнашивания, имеющую физический смысл, и дает возможность производить приближенную оценку ресурса вкладышей ШСП. Для оценки достоверности результатов, получаемых этим методом, можно воспользоваться экспериментальными данными, приведенными в [1, 2]. На рис. 2 приведено сравнение зависимостей без-

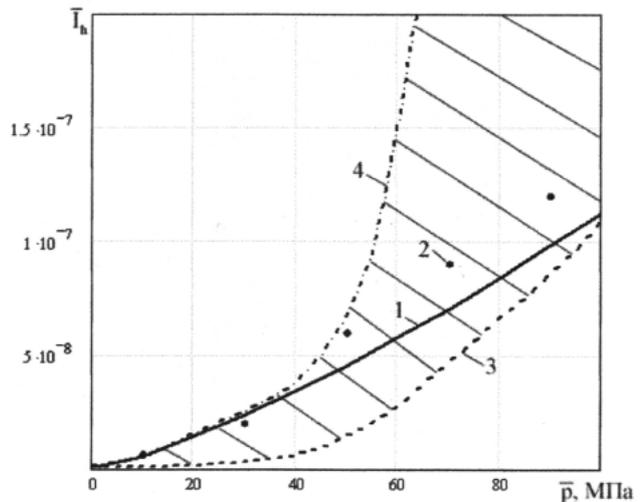


Рис. 2. Сравнение значений безразмерной интенсивности изнашивания, полученных экспериментально и с помощью зависимости в обобщенных переменных (1 - критериальная модель (8), 2 - эксперимент [2], 3,4 - нижняя и верхняя границы области экспериментальных результатов [1])

размерной интенсивности изнашивания от давления, построенных по экспериментальным данным и по значениям критериальной модели. Верхняя и нижняя границы [1] на этом рисунке образуют область, внутри которой находятся все экспериментальные результаты по интенсивностям изнашивания ШСП из раз-

личных материалов по имевшимся данным. На рис. 3 показано сравнение ресурсов, полученных экспериментально и с помощью методики, рассмотренной выше.

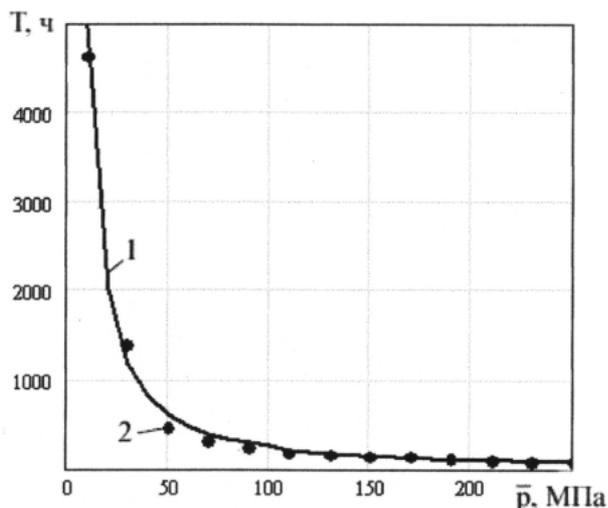


Рис. 3. Сравнение ресурсов, полученных экспериментально и с помощью приведенной выше методики (1 - зависимость (7), $v_o=0,005$ м/с; 2 - эксперимент [2], $v_o = 0,005$ м/с)

Коэффициент трения

Для определения коэффициента трения используется следующее выражение [1]:

$$f = \frac{K v_s^a}{p_0^b T_0^c}, \quad (9)$$

где K - размерный коэффициент a , b , c - экспериментально определяемые значения.

Область использования формулы:

$$0 < p_0 < 260 \text{ МПа},$$

$$273 < T_0 < 453 \text{ К},$$

$$0,0001 < v_s < 0,04 \text{ м/с}.$$

На рис. 4-6 приведены результаты

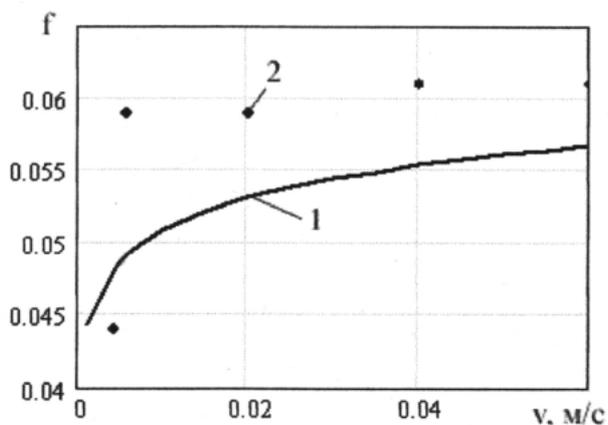


Рис. 4. Сравнение экспериментальных и расчетных зависимостей коэффициента трения от скорости скольжения (1 - расчет (9); 2 - эксперимент [2], $T=313$ К, $p=21,5$ МПа)

сравнения экспериментальных и теоретических зависимостей коэффициента трения от скорости, температуры и давления.

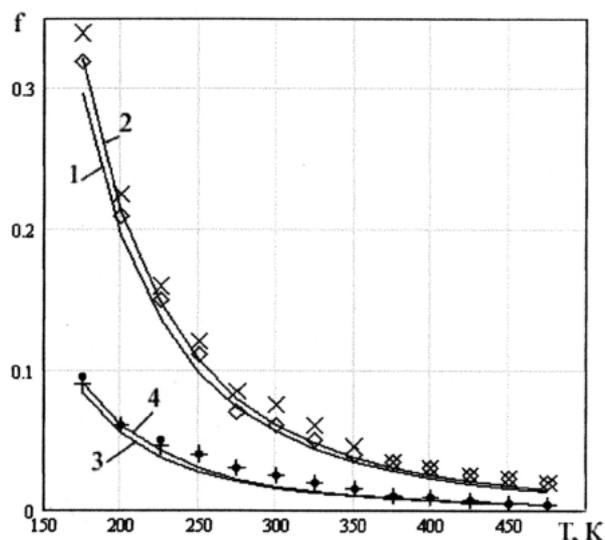


Рис. 5. Сравнение экспериментальных и расчетных зависимостей коэффициента трения от температуры:

- 1 - расчет (9), $p=20$ МПа, $v=0,005$ м/с;
- 2 - расчет (9), $p=20$ МПа, $v=0,02$ м/с;
- 3 - расчет (9), $p=200$ МПа, $v=0,005$ м/с;
- 4 - расчет (9), $p=200$ МПа, $v=0,02$ м/с;
- ◇◇ - эксперимент [2], $p=20$ МПа, $v=0,005$ м/с;
- ×× - эксперимент [2], $p=20$ МПа, $v=0,02$ м/с;
- ++ - эксперимент [2], $p=200$ МПа, $v=0,005$ м/с;
- - эксперимент [2], $p=200$ МПа, $v=0,02$ м/с

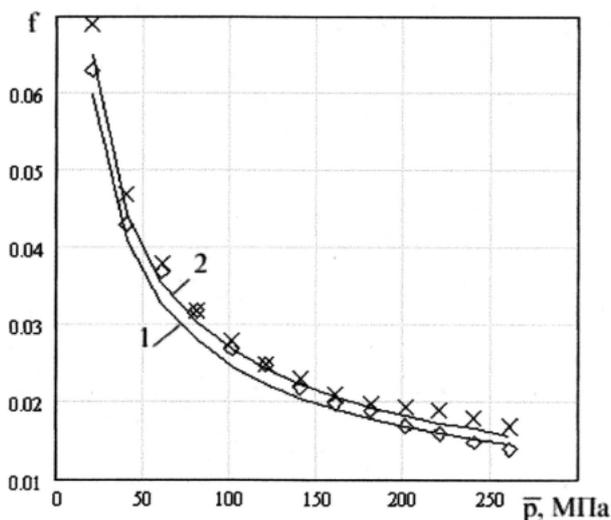


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения от давления при комнатной температуре:

- 1 - расчет (9) $T=293$ К, $v=0,005$ м/с;
- 2 - зависимость (9) $T=293$ К, $v=0,02$ м/с;
- ○ - эксперимент [2] $T=293$ К, $v=0,005$ м/с;
- ×× - эксперимент [2] $T=293$ К, $v=0,02$ м/с

Выводы

Сравнение полученных расчетных зависимостей и результатов экспериментов для

ресурса и коэффициента трения скольжения ШСП показало удовлетворительное согласие. Предложенные в работе расчетные формулы для оценки ресурса и коэффициента трения скольжения ШСП, применимые в широком диапазоне изменения рабочих параметров: контактного давления, скорости скольжения, температуры, могут быть использованы для расчетов на стадии проектирования трибосопряжений.

Список литературы

1. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин.

М.: Высшая школа, 1991. 319 с.

2. Дроздов Ю.Н. Артамонов В.Н. Расчет сферических шарнирных подшипников // Вестник машиностроения. 1985. № 2. С. 17-20.

3. Spherical Plain Bearings and Rod Ends - Publication 4407 E, 2000.

4. <http://medias.ina.de> – объединенный сайт фирм INA и FAG промышленной группы Schaeffler.

5. Дроздов Ю.Н., Коваленко Е.В. Расчет долговечности сферических шарнирных подшипников скольжения по критерию износа. // Проблемы машиностроения и надежности машин. № 6, 1999. С 38-44.

FRICITION AND RESOURCE OF ARTICULATE SPHERICAL BEARINGS WORKING WITHOUT LUBRICATION

© 2006 Yu.N. Drozdov, V.A. Nadein, V.N. Putchkov, M.V. Putchkov

The methodology of determination of a resource (with use of dependence for definition of intensity of the wear process submitted in generalized variables) and friction coefficient of spherical hinge plain bearings, working without lubrication is developed. Comparison of the results obtained from developed methodology and results of experiments which has shown the satisfactory consent is made. It has allowed to draw a conclusion that, the calculation formulas offered in work, can be used at the design stage of bearings.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ САМОВАКУУМИРУЮЩЕЙСЯ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ И ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОГО ПОТОКА

© 2006 Т.С. Дорофеева

Самарский государственный аэрокосмический университет

Предложена методика математического моделирования процессов тепломассообмена в самовакуумирующей вихревой трубе, базирующаяся на гипотезе взаимодействия вихрей и результатах экспериментальных исследований. Разработаны алгоритмы численного решения указанной модели на ЭВМ и получены результаты расчетов.

В 1931 г. французский физик Г.Дж. Ранке открыл, что подаваемый в цилиндрическую трубу сжатый воздушный поток делится на два выходящих в открытые концы трубы потока, температуры которых находятся выше или ниже температуры входного потока. Данным способом достигается нагрев теплого потока до 100°C и охлаждение холодного потока до -50°C . Этот „эффект температурного разделения" зависит от многочисленных параметров системы и параметров процесса. В 1945 - 48 г.г. он был исследован немецким физиком Р. Хилптем в Эрлангене. Поэтому сегодня эффект называется "вихревой эффект Ранка - Хилпта".

Одним из самых перспективных типов вихревых труб является самовакуумирующаяся вихревая труба (СВТ). Отличительной особенностью СВТ является отсутствие холодного потока воздуха.

Для получения очень высоких эффектов охлаждения холодный конец СВТ закрывается плоской стенкой, на горячем конце устанавливается радиально-щелевой раскруточный диффузор, обеспечивающий преобразование кинетической энергии втекающего газа в энергию давления. При наличии атмосферного давления на выходе из диффузора это существенно повышает градиента давления, увеличивает степень расширения газа в трубе и эффект охлаждения приосевых слоев.

По данным исследований в СВТ наблюдается очень интенсивный процесс теплообмена между вынужденным вихрем и помещенным в него цилиндрическим телом, характеризующийся коэффициентом теплоотдачи более $800 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$. Это делает самовакуумирующуюся вихревую

трубу удобным устройством для охлаждения цилиндрических тел, находящихся под высокой тепловой нагрузкой.

В связи с этим самовакуумирующаяся вихревая труба по создаваемому эффекту охлаждения является наилучшим устройством среди известных в настоящее время охлаждающих устройств.

Цилиндрический стержень, помещенный на оси трубы, интенсивно охлаждается турбулентным газовым потоком,двигающимся с высокой скоростью. Используя стержень в качестве теплоотвода, можно понижать температуру и снимать тепловую нагрузку с объекта охлаждения.

Предложена методика математического моделирования процессов тепломассообмена в СВТ, базирующаяся на гипотезе взаимодействия вихрей и результатах экспериментальных исследований.

Разработаны алгоритмы численного решения указанной модели на ЭВМ и получены результаты расчетов. Сопоставление расчетов с экспериментальными данными показывает адекватность принятой математической модели. Особенностью процесса тепломассообмена, протекающего с высокими скоростями в камере энергетического разделения, является его большая сложность. Эта сложность проявляется в значительном числе и многообразии параметров, определяющих течение процесса, в большом числе внутренних связей между параметрами, в их взаимном влиянии.

Поэтому, несмотря на довольно хорошую изученность отдельных аспектов, до сих пор не существует единой теории вихревого эффекта и методики расчета

параметров газового потока.

Разработанная методика расчета геометрических параметров СВТ и параметров газового потока основана на полуэмпирическом методе расчета, использующем коэффициент потерь полного давления за тангенциальным сопловым вводом, критериальное уравнение для коэффициента теплоотдачи от цилиндрического тела к вращающемуся газу и поправки на уровень давления и температуры.

Использование данной методики позволяет определить:

- при заданных параметрах газового потока на входе в СВТ геометрические размеры самовакумирующейся вихревой трубы, расход газа через нее, давление и температуру на любом радиусе СВТ, диаметр стержня, находящегося под тепловой нагрузкой Q_c ;
- при изменении полного давления на входе в СВТ и заданных геометрических параметрах СВТ и стержня, находящегося под тепловой нагрузкой Q_c - давление и температуру на любом радиусе СВТ.

Исходным уравнением для расчета параметров газового потока является уравнение количества движения для идеального газа в проекции на радиус

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{v_r}{r}. \quad (1)$$

В результате интегрирования уравнения (1) получаем закон распределения статического давления по радиусу СВТ

$$p = p_1 \left[1 - \frac{k-1}{2} M_1^2 \left(\frac{1}{\bar{r}^2} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (r_2 \leq r \leq r_1), \quad (2)$$

$$p = p_1 \left[\left(\frac{p_{oc}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{k-1}{2} M_1^2 \left(\frac{\bar{r}^2}{\bar{r}_2^2} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (0 \leq r \leq r_2). \quad (3)$$

Относительную тангенциальную скорость на периферии СВТ можно определить, зная полное и статическое давление на радиусе r_1

$$M_1 = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_k^*}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] - M_z^2}, \quad (4)$$

где M_z - относительная осевая скорость;

p_k^* - полное давление на периферии камеры энергетического разделения.

Полное давление p_i^* определяется с учетом потерь при расширении газа после входного тангенциального сопла и поправки на уровень давления f_p

$$p_k^* = p_1^* \left[1 - \xi_c \frac{k}{k-1} \lambda_c^2 \varepsilon(\lambda_c) f_p \right], \quad (5)$$

Коэффициент потерь полного давления в сопле можно определить по эмпирической формуле

$$\xi_c = \frac{1836}{\text{Re}^{0.533}} \left[1 - \frac{\bar{F}_c}{(1 - \bar{r}_2^2)} \right]^2, \quad (6)$$

Введение поправки на давление связано с ростом отличия величины полной степени расширения $\pi_{расч}^*$, полученной в результате газодинамического расчета от величины полной степени расширения $\pi_{эксп}^*$, полученной в результате экспериментального исследования при увеличении полного давления p_1^* на входе в СВТ.

Поправка на давление f_p зависит от располагаемой степени расширения газа в трубе π и относительной скорости λ_c

$$f_p = f(\pi, \lambda_c).$$

Определение этой поправки осуществлялось эмпирическим путем:

$$f_p = 0,357 \pi \lambda_c.$$

Расход газа через входное сопло площадью F_c определяется как

$$G_1 = \frac{\alpha_c p_1^* F_c \sqrt{k} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \bar{q}(\lambda_c)}{\sqrt{RT_1^*}}, \quad (7)$$

где α_c - коэффициента расхода тангенциального соплового входа.

Для определения коэффициента расхода получена экспериментальная зависимость

$$\alpha_c = 1 - \frac{1,63}{\text{Re}^{0.25}} (1,03 - \lambda_c^4). \quad (8)$$

Если принять величину осевой скорости постоянной по радиусу, то расход газа через потенциальную область течения ($r_2 \leq r \leq r_1$) запишется как (9)

$$G_2 = \frac{M_z p_k^* \sqrt{k} 6,28 k_1^2 \int_{r_1}^1 \left[1 - \frac{k-1}{2} M_1^2 \left(\frac{1}{\bar{r}^2} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}} \bar{r} d\bar{r}}{\sqrt{k T_1^*} \left[1 - \frac{k-1}{2} (M_1^2 + M_z^2) \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}$$

Используя равенство расходов газа через входное сопло и потенциальную область течения, определяется относительная осевая скорость (10)

$$M_z = \frac{\bar{F}_c \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \left(\frac{P_k^*}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{2k}} P_1^* \bar{q}(\lambda)}{P_k^* \int_{r_2}^1 \left[1 - \frac{k-1}{2} M_1^2 \left(\frac{1}{\bar{r}^2} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}} \bar{r} d\bar{r}}$$

Принимая допущение о равенстве полного давления на выходе из сопла и на входе в диффузор, получается выражение для определения статического давления на стенке камеры энергетического разделения (11)

$$P_1 = \frac{P_k^*}{\left[1 - \frac{k-1}{2} M_1^2 \left(\frac{1}{\bar{r}_2^2} - 1 \right) + \frac{k}{2} \left(\frac{M_1^2}{\bar{r}_2^2} + M_z^2 \right) \right] \left[1 - \frac{k-1}{2} M_1^2 \left(\frac{1}{\bar{r}_2^2} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}}$$

Изменяя величину относительного радиуса разделения вихрей, определяются значения всех параметров, находятся значения энтропии потока

$$S = G_2 R \ln \frac{P_1^*}{P_k^*}. \quad (12)$$

Определяется максимальное значение энтропии потока, которому будет соответствовать истинное значение относительного радиуса разделения вихрей \bar{r}_2 .

Для полного газодинамического расчета СВТ необходимо наложить следующие ограничения на значения рассчитываемых величин:

- из принципа максимального расхода через тангенциальный сопловой впуск следует $\lambda_c \leq \lambda_{кн}$, при которой $q(\bar{\lambda}) = \max$;
- для исключения возникновения сверхкритической скорости на стенке камеры СВТ $M_1 \leq 1$.

Параметры газа на оси СВТ (результаты расчета приведены на рис. 1, 2) определяются следующим образом:

- относительная температура потока θ_{oc} на оси стержня

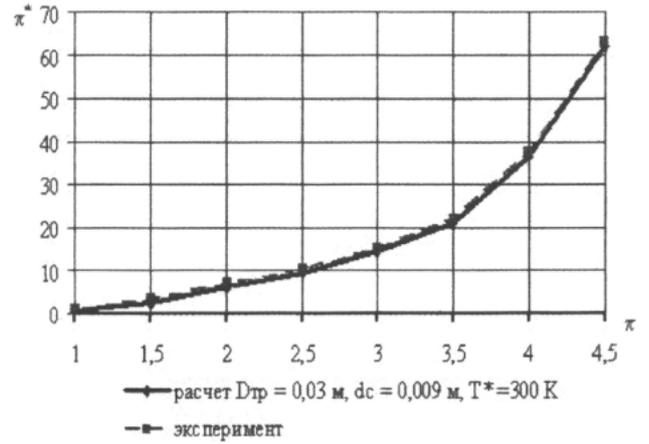


Рис. 1. Зависимость полной степени расширения от располагаемой степени расширения в СВТ

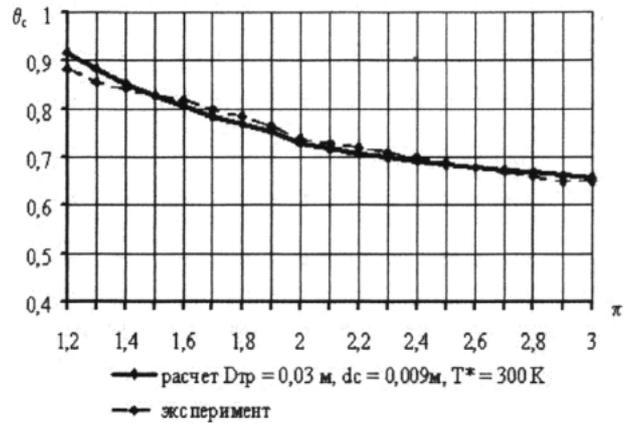


Рис. 2. Зависимость относительной температуры стержня от располагаемой степени расширения газа в СВТ

$$\Theta_{oc} = \frac{1 - \frac{k-1}{2} M_1^2 \left(\frac{2}{\bar{r}_2^2} - 1 \right)}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} + \Delta\theta, \quad (13)$$

где $\Delta\theta$ - поправка на относительную температуру. Введение поправки на относительную температуру $\Delta\theta$ связано с ростом отличия величины $\theta_{расч}$, полученной в результате газодинамического расчета от величины $\theta_{эксп}$, полученной в результате экспериментального исследования при увеличении полного давления p_1^* на входе в СВТ. $\Delta\theta = f(\pi)$. Определение этой поправки осуществлялось эмпирическим путем:

$$\Delta\theta = 0,119 \ln(\pi) - 0,018;$$

- температура T_{oc} потока на оси стержня

$$T_{oc} = T_1^* \Theta_{oc}; \quad (14)$$

- давление p_{oc} потока на оси стержня

$$p_{oc} = p_1 \left[1 - \frac{k-1}{2} M_1^2 \left(\frac{2}{\bar{r}_2^2} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (15)$$

Принимая допущение о том, что размещение на оси СВТ круглого стержня не вызывает изменения характера течения в ней, определяются параметры торможения на любом радиусе стержня:

- статическое давление p_{rc} на стержне

$$p_{rc} = p_1 \left[\left(\frac{p_{oc}}{p_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} + \frac{(k-1)M_1^2}{2} \left(\frac{\bar{r}_{c1}^2}{\bar{r}_2^4} \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}; \quad (16)$$

- относительная температура потока θ_c на внешнем радиусе стержня

$$\Theta_c = \frac{T_{oc}}{T_1^*} + \frac{(k-1)M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \left(\frac{\bar{r}_c^2}{\bar{r}_2^2} \right); \quad (17)$$

- полная температура потока T_{rc} на внеш-

нем радиусе стержня

$$T_{rc}^* = T_1^* \Theta_c; \quad (18)$$

- число Нуссельта Nu

$$Nu = 0,739 \text{ Re}_c^{0,8}; \quad (19)$$

- число Рейнольдса Re_c

$$\text{Re}_c = \frac{v_c d_c \rho_c}{\mu}; \quad (20)$$

- коэффициент теплоотдачи α

$$\alpha = \frac{Nu \lambda_c}{d_c}. \quad (21)$$

Если на стержне выделяется тепловая мощность N , то температура стержня будет

$$T_c^* = T_{rc}^* + \frac{N}{\alpha F_c}. \quad (22)$$

Результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных представлены на рис. 1, 2.

THE METHOD OF RESEARCH OF GEOMETRICAL PARAMETERS OF A VAKUUM VORTICAL PIPE AND PARAMETERS OF A GAS STREAM

© 2006 T.S. Dorofeeva

Samara State Aerospace University

There was develop the method of mathematical modelling of processes of a hotchanging in vacuum vortical pipe. As a resault, the method allows to define the geometrical sizes of a vacuum vortical pipe, the charge of gas through it, pressure and temperature and change of full pressure on an input in a vacuum vortical pipe and geometrical parameters of a pipe and a core under thermal loading.

СИСТЕМА ИНФОРМАЦИОННОЙ ПОДДЕРЖКИ НАДЕЖНОСТИ СЕРИЙНЫХ АВИАЦИОННЫХ ГТД

© 2006 С.В. Сарычев, Н.Г. Логинова

НПО «Сатурн», г. Рыбинск Ярославской обл.

Представлена база данных «Надежность серийных авиационных ГТД», внедренная на НПО «Сатурн» для контроля уровня летной годности парка серийных авиационных ГТД. Разработана система сбора, обработки и анализа информации об эксплуатационной надежности двигателей.

Результаты эксплуатации авиационных ГТД являются основным источником объективной информации об уровне его летной годности и коммерческих свойствах, наиболее полно выражающихся через показатели безопасности и безотказности [1,2,3]. Поэтому на стадии серийной эксплуатации осуществляется жесткий контроль как нормируемых показателей наработки на отказ или вероятности безотказной работы, так и количественных показателей отказов и суммарной наработки парка однотипных ГТД.

На НПО «Сатурн» контроль уровня летной годности парка серийных авиационных ГТД осуществляется в рамках отработанной системы сбора, обработки и анализа информации об эксплуатации и надежности основой которой является база данных (БД) «Надежность серийных авиационных ГТД». [4].

База данных является необходимым элементом обратной связи в рамках задачи управления летной годностью при обосновании принятия конструктивно — производственных мероприятий и оценки их эффективности и является локальной задачей, выполняющей свои функции в рамках корпоративной вычислительной сети предприятия. Первая версия БД [5] была внедрена на ОАО «НПО «Сатурн» в 1994г на основании решения коллегии Министерства авиационной промышленности (МАП) от 08.06.89 г. и приказов МАП №114 от 09.03.88, №24 от 18.01.89 г. №358 от 06.07.89 г. МАП по созданию информационно - вычислительных комплексов на базе серийных авиадвигательных предприятий.

В дальнейшем в структуру информационных массивов и программное обеспечение БД были внесены ряд существенных изменений, позволивших совместить ряд требований отечественной и европейских систем контроля

уровня летной годности, а так же ввести дополнительные возможности, такие как создание электронного архива заключений и актов по результатам исследования, получение универсальной выборки по всем классификационным признакам события, приведшего к отстранению двигателя от эксплуатации. Последнее следует считать весьма важным решением для повышения оперативности и гибкости при организации информационных поисковых задач.

БД «Надежность» представляет собой комплекс технических, математических, программных средств и организационных мер, реализованных на уровне стандартов предприятия и включающих:

- единое информационное пространство, созданное на базе локальной вычислительной сети отдела надежности предприятия, являющейся составной частью корпоративной вычислительной сети предприятия и состоящее из сведений, относящихся к факту отказа двигателя или его агрегатов и наработок парков однотипных двигателей;

- подсистему ввода, контроля и корректировки информации;

- систему контроля доступа к информации;

- подсистему документирования форм отчетности по безотказности и безопасности полетов, основанную на действующих в авиационной промышленности нормативных документах [6];

- подсистему расчета нормируемых показателей надежности и количественных показателей в соответствии с методологией, определенной ЦИАМ [6];

- поисковую систему и систему подготовки и передачи данных для внешних расчетных систем.

- систему организационных мер, регламентирующую процедуры сбора, обработки, анализа и синтеза информации по отказам.

База данных решает две основные задачи.

Во-первых - мониторинг уровня летной годности парка однотипных двигателей путем выполнения периодической оценки нормируемых показателей, контроль которых заложен в техническом задании на разработку двигателя и определен отраслевыми (межотраслевыми) нормативными документами [1,2]. Оперативная оценка выполняется с периодичностью один раз в месяц.

Во-вторых: формирование массива сгруппированной информации в соответствии с классификационными признаками, относящимися к понятиям «отказ (неисправность) в эксплуатации», «несоответствие, выявленное при дефектации», определенными рядом классификаторов событий и решение на его основе следующих задач, а именно:

- выявление и систематизация эксплуатационных, конструктивных и технологических факторов, снижающих безотказность;

- эксплуатационный контроль элементов двигателя, влияющих на безопасность, а также ограничивающих рост параметров безотказности и соответственно препятствующих повышению ресурса;

- выявление закономерностей возникновения отказов;

- установление влияния условий эксплуатации на надежность парка двигателей;

- оценка эффективности мероприятий, направленных на повышение надежности элементов и систем двигателя;

- формирование периодической отчетной документации по надежности и безопасности;

- выполнение исходных файлов для передачи во внешние программные продукты для визуализации и статистической обработки данных.

При формировании массива информации БД используется как внешняя эксплуатационная информация, так и внутренняя, полученная по результатам исследования причин отказов и неисправностей, разработки мероприятий и оценки их эффективности.

Источниками внешней информации об авиационных происшествиях, инцидентах, отказах и неисправностях, о наработке ВС являются:

- срочная информация о происшествиях с воздушными судами в эксплуатации, поступающая от полевых представителей предприятия в эксплуатирующих организациях в течение одних суток;

- периодическая информация о состоянии парка, отказах, неисправностях, доработках в эксплуатации, поступающая от полевых представителей в эксплуатирующих организациях в виде ежемесячных отчетов;

- информация по результатам проведения авторских надзоров конструкторскими подразделениями предприятия в эксплуатирующих организациях;

- отчеты авиаремонтных предприятий по выявленным дефектам, рекламационные и технические акты, заключения по причинам отказов отраслевых институтов.

Источниками внутренней информации являются: результаты исследования отказов и неисправностей, выполненных на НПО «Сатурн», планы мероприятий по дефектам, сводные планы мероприятий по устранению отказов и неисправностей службы серийного сопровождения ГТД предприятия.

Логически БД «Надежность» состоит из двух частей: основной, содержащей информацию по отказам авиадвигателей и их узлов (архив или картотека отказов с группой классификаторов), и дополнительной, включающей в себя периодическую информацию по наработкам парков однотипных авиадвигателей (рис. 1). Основная часть БД позволяет выполнить оценку количественных показателей безотказности и безопасности по парку авиадвигателей за регламентированный нормативными документами [6] или произвольно заданный период.

Сущностью основной части БД является запись об отказе двигателя, представляющая собой совокупность логически связанных записей, содержащая набор полей, однозначно определяющих отказ по группе классификационных признаков.



2

Рис. 2. Электронная форма карточки отказа а) общий вид, б) режим просмотра текста заключения по отказу, в) отказ агрегата, г) фотоматериал по исследованию отказа

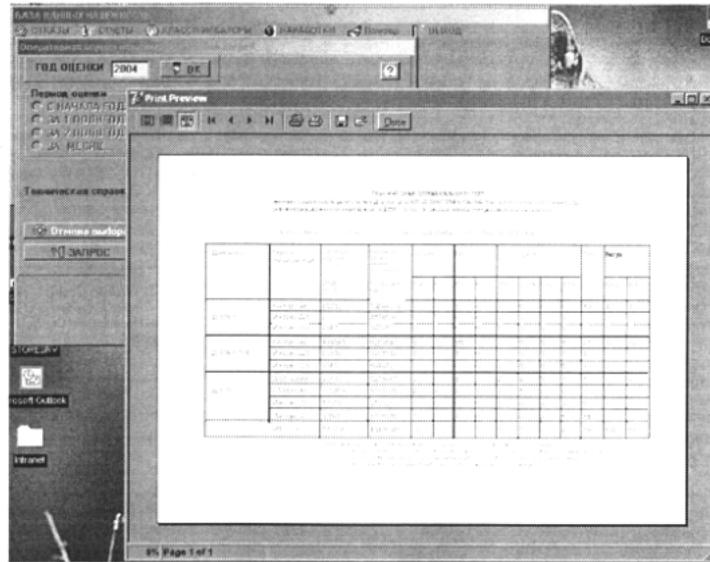
каза, порта приписки (авиакомпания), принадлежности, предварительной классификации отстранения от эксплуатации, наличия выключения (отказа) в полете, и т.д. По завершении исследования и оформления официального заключения по отказу заносится причина дефекта, чертежный номер отказавшей детали, классификация дефекта, под-

готовленный в электронном виде текст заключения. По исследованиям, выполненным на авиаремонтных предприятиях или отраслевых научно - исследовательских институтах, карточка заполняется по тексту соответствующего заключения. Тексты внешних документов сканируются и вводятся в БД. Таким образом, на каждую не-

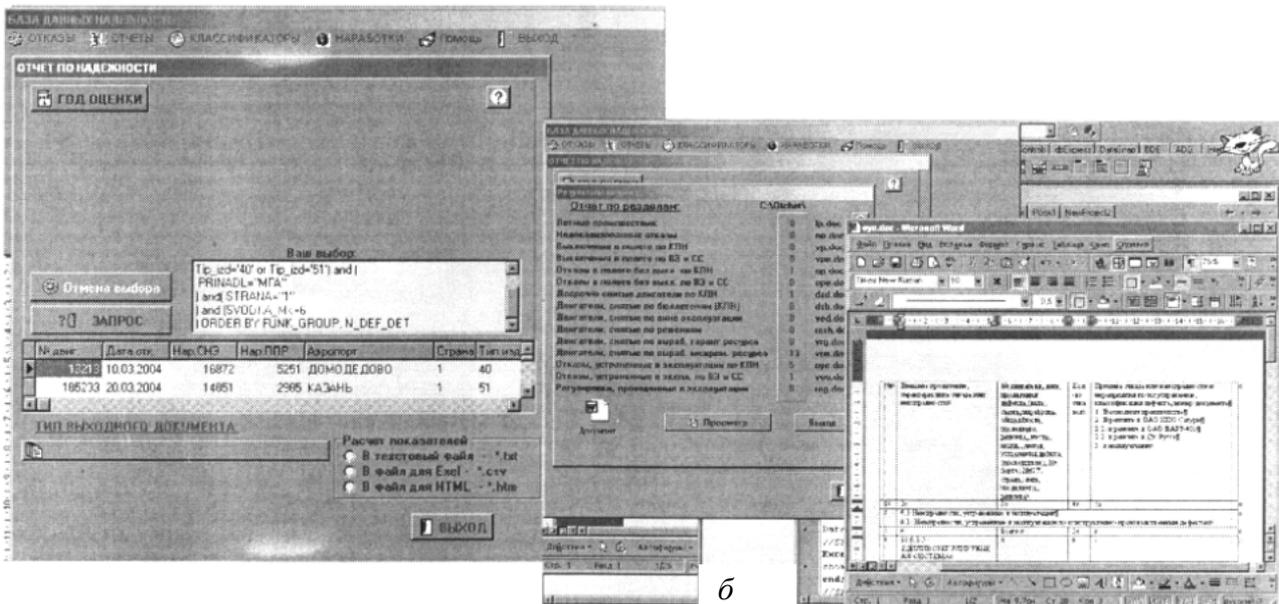
исправность, зарегистрированную в БД, заводится электронная учетная карточка дефекта, совокупность которых представляет собой массив информации, структурированный группой классификационных признаков.

Все обозначения в БД относятся к событию «отказ (неисправность), дефект» и представляют собой элементы их классификации.

Лингвистическое и логическое взаимодействие между массивами информации обеспечивается рядом классификаторов: внешнего проявления дефекта, причины отказов, функциональной группы отказавшей детали, классификации дефекта по причинам возникновения.



а



б

Рис. 3. Экранные формы получения оперативных данных (а) и периодических отчетных документов (б)

Для повышения эффективности обработки информации и группировки ряда записей разработаны классификаторы внешнего проявления неисправности и причины отказа. Так как БД предусматривает воз-

можность получения выборки по чертежному номеру дефектной детали, был сделан вывод, что классификаторы внешнего проявления и причины отказа должны выполнять функцию укрупнения единиц информа-

ции, либо объединять ряд записей, где нет однозначной причины отказа, выходящей на конкретный чертежный номер дефектной детали. Примером могут служить неисправности, связанные с загоранием контрольных табло «Стружка в масле» или «Повышенные/опасные вибрации двигателя». Причинами, приводящими к указанной ситуации, могут быть ряд дефектов, как подшипников трансмиссии, так и отказы самих систем контроля. Далее, «Съём двигателей по ударно - импульсному контролю (УИК)» объединяет карточки отказов по всем типам изделий и их принадлежности и, соответственно, по ряду эксплуатационных бюллетеней по УИК.

Общий список содержания классификаторов внешнего проявления неисправности и причины дефекта формирует «Перечень учтенных неисправностей», документ, систематизирующий повторяемость и степень критичности того или иного вида отказа, и дает картину истории серийной доводки двигателя и ее эффективность.

Совместное использование основной и дополнительной частей БД позволяют провести оценку нормируемых показателей безотказности как в режиме периодической, так и оперативной оценки. На рис.

3 показаны экранные формы получения оперативных данных и периодических отчетных документов.

Список литературы

1 Нормы безотказности двигателей гражданской авиации (для магистральных самолетов), ЦИАМ. - ГосНИИ ГА, 2004г. 19 с.

2 ARP 4761: Guidelines & methods for conducting the safety assessment process on civil airborne systems & equipments. SAE.331С.

3 Авиационные правила. Часть 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов - М.: МАК, 2003. – 54с.

4 Свидетельство об официальной регистрации базы данных «Надежность серийных авиационных газотурбинных двигателей» № 2005620002 от 11.01.2005 г. ФС по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. Авторы: Сарычев СВ., Логинова Н.Г.

5 Шепель В.Т., Кузменко М.Л., Сарычев СВ. и др. под ред. д.т.н., проф. Шепеля В.Т. «Надежность, диагностика, контроль авиационных ГТД», Рыбинск, РГАТА, 350 с.

6 Методика количественной оценки безотказности авиадвигателей по результатам эксплуатации» инв. №121 ЦИАМ - ГосНИИГА - в/ч 75360, 1991г.

THE INFORMATION SYSTEM AIMED AT SUPPORTING THE RELIABILITY OF AVIATION GAS-TURBINE ENGINES

© 2006 S.V. Sarychev, N.G. Loginova

This publication contains the description of an information system of supporting the reliability on the level of an aviation engine-building company as an element of the overall airworthiness control dedicated to the fleet of serial aviation gas-turbine engines. The reader will see the database existing at NPO Saturn used to control the level of safety, fail-safety and configuration management of a fleet of aviation gas-turbine engines at the stage of serial production based on monitoring over the arrays of failures (malfunctions) and the engine accumulated flight hours. Among the reviewed subjects, we can see the functions of the reliability information system and modernization of the engine safety aimed at fine-tuning the Russian and the western approaches to the airworthiness management.

О ВОЗМОЖНОСТИ РАЗРАБОТКИ АБСОЛЮТНО УСТОЙЧИВЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ (НОВЫЙ ПРИНЦИП УПРАВЛЕНИЯ)

© 2006 В.В. Червонюк

ОАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск Ярославской области

В статье рассмотрен вопрос о реализации абсолютно устойчивых систем управления. Показано, что неустойчивость управления в современных системах автоматики связана с безальтернативным использованием в них алгоритма ПИД - регулятора. Для устранения этого недостатка предложен новый принцип адаптивного противофазного воздействия (А - Ф -регулятор) на объект управления, реализующий на каждом шаге коррекции минимизацию отклонения регулируемого параметра последовательным изменением задержки корректирующего действия, а затем уровня корректирующего действия.

Введение

В настоящее время нет систем автоматического управления (САУ), в которых полностью исключена неустойчивость управления. Это определяется тем, что основа построения современной САУ – ПИД - регулятор. В силу того, что алгоритм работы ПИД - регуляторов построен на компенсации величины рассогласования между фактическими значениями регулируемого параметра (отклонения, производной, интеграла) и требуемыми их значениями, как будет показано ниже, принципиально невозможно обеспечить абсолютную устойчивость из-за отсутствия учета фазовых сдвигов в каналах управления, объекта управления и в обратной связи. В результате в практике периодически возникает необходимость решения проблемы устойчивости САУ. Автор, задавшись вопросом: «Возможно ли создание абсолютно устойчивой САУ?», предлагает по-новому взглянуть на проблему обеспечения устойчивости системы управления.

Можно возразить, что ПИД после тщательной настройки коэффициентов будет обеспечивать устойчивость процесса управления во всех условиях эксплуатации (в том числе непроверенных, редких в реализации), и это достаточно для решения практических задач. Однако в частном случае с механически резонирующим звеном в обратной цепи возможна неустраняемая неустойчивость. С другой стороны и реализации «А-Ф» регулятора имеют проблемы, заключающиеся в незнании инструментальной задержки в цепи «воздействие - отклик».

Принцип активного подавления

В САУ используются два принципа управления, называемых α и β , соответственно:

а) поддержание необходимого пара-

метра, значение которого задается оператором, возможно с коррекцией по внешним условиям (частный случай - выдерживание циклограмм), т.е. программное управление;

б) поддержание параметра в условиях изменений, вызываемых внешними условиями или действиями оператора (изменение косвенных параметров).

Первый способ используется, когда практически ясна функция управления и используются стандартные режимы (перейти от режима А к режиму В путем изменения установки).

Второй используется для поддержания значения параметра в условиях необходимости прямого изменения параметра, определяющего работоспособность (основную функцию) объекта управления (например, тягу винта вертолета или самолета);

Анализ публикации показывает, что оценка устойчивости систем управления сильно формализована (различные критерии) и, как правило, мало дает для практики. В статье автор попытался выработать свой критерий устойчивости.

Представим для простоты, что регулируемый параметр изменяется по синусоидальному закону. Поставим задачу, как должно изменяться корректирующее взаимодействие, чтобы через некоторое время было обеспечено нахождение контролируемого параметра в требуемых пределах (обеспечена требуемая точность).

Запишем процесс коррекции в следующем виде:

$$\Delta A = \overline{\Delta A} \cos(\omega t + \varphi_{\Sigma}) = A_B \cos \omega t - A_p \cos(\omega t + \varphi), \quad (1)$$

где A_B - процесс изменения регулируемого параметра, связанный с изменением внешних воздействий на объект управления;

A_p - значение регулируемого параметра,

соответствующего компенсирующему воздействию.

Проделав с (1) ряд преобразований, получим

$$\begin{aligned} \overline{\Delta A} &= \sqrt{(A_B + A_P \cos \varphi)^2 + (A_P \sin \varphi)^2} = \\ &= \sqrt{A_B^2 + A_P^2 + 2A_B A_P \cos \varphi}, \\ \varphi_{\Sigma} &= \arctg \left(\frac{A_P \sin \varphi}{A_B + A_P \cos \varphi} \right), \end{aligned}$$

и учитывая, что процесс регулирования устойчив, если $A_{B_i} > A_{B_{i+1}}$ (или в другом виде $\Delta A < A_B$), получаем:

$$A_B^2 + A_P^2 + 2A_B A_P \cos \varphi \leq A_B^2,$$

т.е. $1 + \frac{2A_B}{A_P} \cos \varphi \leq 0$ или

$$\cos \varphi \leq -\frac{1}{2} \frac{A_P}{A_B}. \quad (2)$$

Соотношение (2) определяет условие абсолютной устойчивости процесса управления.

На рис. 1 в соответствии с (2) представлена зона устойчивости процесса регулирования.

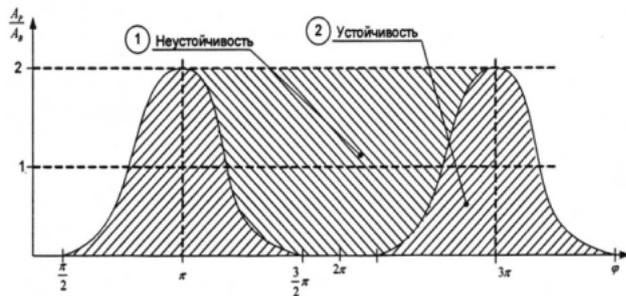


Рис.1. Зона устойчивости процесса регулирования

В зоне устойчивости сдвиг фазы и соотношение между уровнем возмущения и воздействия изменяются в широких пределах. Видно, что только изменением уровня воздействия устранить неустойчивость можно только в области 2. Если система находится в области 1, устойчивость может быть обеспечена только изменением фазового угла. Обобщая, можно сформулировать следующее правило: устойчивость процесса управления всегда обеспечивается изменением величины фазового угла воздействия и не всегда изменением уровня воздействия. При этом следует учитывать, что, по существу, основная проблема попадания в область устойчивости сводится к определению точных

значений A_P , ω и φ .

Следует иметь ввиду, что параметр A является контролируемым параметром (давление, температура, обороты и т.п.). По отклонению параметра A от программы формируется воздействие Π (например, в ГТД: изменение угла направляющих аппаратов, изменение расхода топлива и т.п.). При этом как обычно необходим переход от контролируемого параметра A к параметру воздействия Π . Это возможно простым путем при наличии соответствующих функциональных зависимостей $\Pi = f(A)$:

$$\Delta \Pi = \frac{d\Pi}{dA} \Delta A,$$

где $\Delta A = A_{Втр\epsilonб} - A_{Pфакт}$

или в другом виде $\Delta \Pi = K_A \Delta A$,

(3)

где K_A - коэффициент чувствительности в общем случае, зависящий от A ($K_A = f(A)$).

По существу по формуле (3) вычисление производится так же, как в случае определения величины корректирующего воздействия по пропорциональной составляющей ПИД - регулятора.

Гораздо сложнее дело обстоит с фазовой задержкой. Фазовая задержка в канале управления и обратной связи вызывается несколькими причинами.

Основными причинами задержек в ГТД (рис.2) являются:



Рис.2. Основные причины задержек в ГТД

1) задержки, связанные с процессом подачи топлива и превращение его в необходимые значения регулируемого параметра (задержка, связанная с преобразованием подаваемого топлива в крутящий момент ротора двигателя с дальнейшим обеспечением требуемого значения контролируемого параметра

$$\Delta G = G_{исх} - G_{тр},$$

$$\Delta \Pi = K_A \int_0^{\tau_{пр}} \Delta G dt,$$

$$\Pi_{тр} = \Pi_{фак} + \Delta \Pi,$$

т.е. при скачкообразной установке в САУ требуемого равновесного значения расхода топлива требуемое значение контролируемого параметра реализуется только через определенное время $\tau_{пр}$, определяемое фазочастотными характеристиками объекта управления);

2) задержки из-за динамических процессов в газоздушном тракте, трансмиссии и т.п., т.е. в канале обратной связи;

3) задержки в системе измерения;

4) задержки в связи с обработкой результатов измерения.

Таким образом,

$$\Delta \tau_{\Sigma} = \Delta \tau_{алгоритм} + \Delta \tau_{дозирования} + \Delta \tau_{энерг.превр.} + \Delta \tau_{обр.связи} \quad (4)$$

Два последних члена (4) зависят от внешних условий. В частности, для вертолетных двигателей последний член этого выражения имеет особое значение. Это связано с тем, что для таких двигателей обычно основной канал управления поддерживает частоту вращения ротора свободной турбины. В силу низких собственных частот вертолетной трансмиссии внешнее возмущение может вызывать в определенных условиях её крутильные колебания, фиксируемые датчиком частоты вращения. Эти частоты настолько низки, что САУ и двигатель способны поддерживать эти колебания в случае неудачной программной реализации ПИД - регулятора. Основная физическая причина неустойчивости канала управления вертолетных силовых установок связана с наличием сдвига по времени (фазе) крутящего момента относительно угла закрутки вала трансмиссии. Колебательные изменения угла закрутки вала воспринимаются датчиком частоты вращения вала свободной турбины, что приводит при резонансе вала трансмиссии к изменению сдвига фазы в канале обратной связи на $\pi/2$ (сдвиг между силой и вызванной ею деформацией). Отсутствие в канале управления топливом соответствующей корректировки задержки приводит к неустойчивости, которая, в свою очередь, приводит к механической раскачке трансмиссии. При этом неустойчивость имеет, как правило, мягкий характер (при минимальном внешнем воз-

действии наблюдаются постоянная раскачка).

Следует отметить, что здесь могут возникнуть две ситуации:

1) $MAX f_{cob} \geq f_{возд}$ (устойчиво) - колебания в канале управления (в системе обратной связи) без раскачки трансмиссии (режим критичен в плане обеспечения механической прочности конструкции);

2) $MAX f_{cob} \leq f_{возд}$ (неустойчиво) - САУ способствует раскачке трансмиссии.

Таким образом, проблемы создания абсолютно устойчивого регулятора заключаются в обеспечении его самосинхронизации с откликом (возмущением) по фазе и уровню. При этом, если собственные частоты двигателя ниже, чем нижняя частота внешних воздействий, то объект управления устойчив и САУ не может привести его в неустойчивое состояние.

Следует, однако, иметь в виду, что при отсутствии условий раскачки неадекватное введение коррекции по фазовому углу может также привести к раскачке объекта управления. Для исключения режимов неустойчивости в каналах управления необходимо иметь адаптивные системы. При этом адаптивный алгоритм управления в свою очередь должен иметь следующие составляющие части:

1) обнаружение недопустимых изменений (отклонений) контролируемых параметров;

2) постепенное изменение величины задержки (уменьшение или увеличение для обеспечения уменьшения обнаруженного отклонения);

3) в процессе или после завершения процесса изменение фазы (в момент достижения величиной рассогласования контролируемого параметра минимального значения) выполняется изменение уровня воздействия (относительно вычисленного по соотношению (3)): либо увеличивается, либо уменьшается - обеспечивая монотонность уменьшения рассогласования);

4) цикл 1-2-3-4 повторяется.

На правах автора назовем этот принцип управления « $A - \varphi$ » - регулятором.

Особый момент возникает при введении фазовой коррекции для широкополосного воздействия на объект управления. В этом случае для обеспечения устойчивости

в независимости от частоты воздействия, необходимо поддерживать $\varphi = const$, что эквивалентно введению переменной по частоте временной задержки

$$\Delta\tau = \frac{\varphi}{\omega} = var.$$

При этом для максимальной частоты требуется минимальная временная задержка. Введение постоянной временной задержки (рис. 3) приводит к разнофазовому сдвигу для разночастотных составляющих воздействия и, соответственно, к предпосылке возникновения неустойчивости управления на определенных частотах.

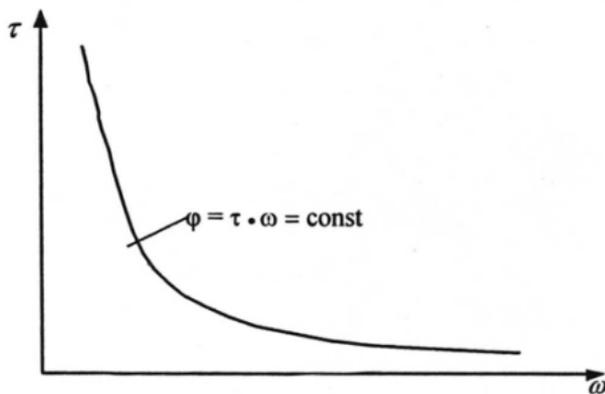


Рис.3. Изменение величины временной задержки в зависимости от частоты сигнала при одинаковом фазовом сдвиге

Для существующих систем управления, построенных на ПИД - регуляторе, возможность адаптивного управления за счет отдельного изменения фазы и уровня воздействия принципиально исключается, особенно для широкополосного воздействия на объект управления.

Покажем это. Суммарное воздействие, формируемое ПИД - регулятором, может быть представлено в виде следующего соотношения:

$$\begin{aligned} I_{\Sigma}^{ПИД} &\sim A_1 \cos \omega t + \\ &+ A_2 \omega \cos \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right) + \frac{A_3}{\omega} \cos \left(\omega t - \frac{\pi}{2} \right) = \\ &= \left(\frac{A_3}{\omega} - A_2 \omega \right) \cos \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right) + A_1 \cos \omega t = ; \\ &= A_{\Sigma} \cos(\omega t + \varphi) \end{aligned}$$

где $A_{\Sigma} = \sqrt{\left[\left(\frac{A_3}{\omega} - A_2 \omega \right)^2 + A_1^2 \right]}$,

$$\varphi = \arctg \frac{A_1}{\frac{A_3}{\omega} - A_2 \omega}. \quad (5)$$

Графически соотношения (5) представлены в классическом виде на рис. 4. и могут быть преобразованы в единую формулу

$$A_{\Sigma} = f(\omega, \varphi). \quad (6)$$

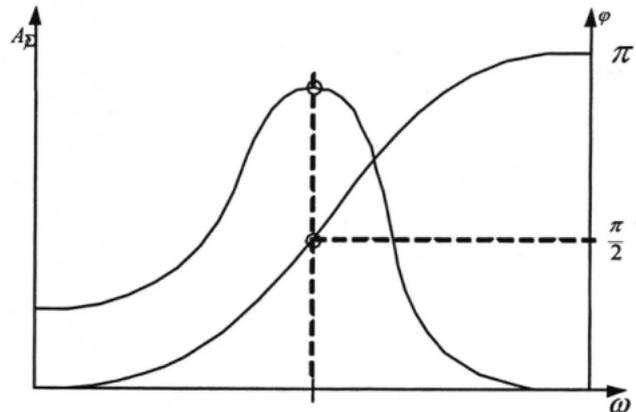


Рис.4. Типовая зависимость уровня суммарного воздействия и его фазового сдвига для ПИД - регулятора

Таким образом для ПИД - регуляторов характерно одновременное изменение фазового угла и уровня воздействия (исключается возможность разделения этих параметров). Поэтому увеличение значения величины воздействия адаптивного (самонастраивающегося) регулятора приводит к изменению фазы. Следует отметить, что фазовая задержка ПИД- регулятора имеет существенно нелинейный характер по частоте.

Отчасти поэтому в системах управления, построенных на принципах ПИД - регулятора, невозможно обеспечить устойчивость даже при изменении в реальном времени коэффициентов A_1, A_2, A_3 (невозможно формализовать функцию цели), особенно в широком диапазоне частот внешнего воздействия. Заметим, что ПИД - регулятор является частным случаем «А - ф»-регулятора. Однако невозможность с его помощью отдельно изменять А и φ делает невозможным обеспечение устойчивости процесса регулирования во всем многообразии внешних условий (т.е. реализовать абсолютно устойчивый регулятор). По существу результат изменения уровня любой составляющей ПИД - регулятора на рис. 1

будет изображаться в виде траектории и устойчивость будет обеспечена только на участке этой траектории, находящейся в пределах области 2.

Остановимся несколько подробнее на особенностях реализации адаптивного (самоадаптивного) алгоритма управления на основе «А-Ф» - регулятора.

Если считать, что внешние воздействия не изменяются в течение одного цикла, то процесс регулирования будет устойчив в случае

$$\Delta A = A_0^{нач} (1-k)^n < \Delta A_{зад}, \quad (7)$$

где $k = \frac{A_p}{A_B} = \frac{A_{p_{i+1}}}{\Delta A_i}$; $\Delta A_i = A_{Bi} - A_{pi}$; n - число циклов коррекции (число периодов колебаний параметра).

При этом, как следует из (7),

$$n = \frac{\log \frac{\Delta A_{зад}}{A_0}}{\log(1-k)}.$$

Тогда длительность переходного процесса будет зависеть от частоты и может быть определена из следующей формулы:

$$\tau = n \frac{1}{\omega}.$$

В этом случае для реализации абсолютно устойчивого управления необходима реализация следующего алгоритма управления:

$$A_{Bi} \xrightarrow{\text{преобразование Фурье}} \rightarrow F_{A_B}(f) \frac{\varphi_{A_B}(f) + \Delta f; K_{A_B} A_B(f)}{\text{обратное преобразование Фурье}} A_{A_B}^{-1}(f) \rightarrow \rightarrow \text{воздействию } e \rightarrow A_{Bi+1}(f) \rightarrow \dots$$

где A_{Bi} - сигнал обратной связи (сигнал датчика контролируемого параметра);

$F_{A_B}(f), F_{A_B}^{-1}(f)$ - прямое и обратное преобразование Фурье сигнала A_B .

Следует заметить, что необходимость

использования преобразования Фурье в алгоритмах управления «А-Ф»- регулятора приводит к необходимости решения проблемы быстродействия. Для возмущений в области малых частот для корректного использования преобразования Фурье необходимо иметь длину реализации, равную или большую одного периода колебаний, что приводит к задержкам в канале управления, как минимум равным периоду минимальной частоты. При регулировании на больших частотах возникает проблема обеспечения быстродействия системы обработки входных сигналов.

Выводы

1. Разработан комплексный критерий оценки устойчивости системы: «объект управления - обратная связь - регулятор - канал управления»

$$\cos \varphi \leq -\frac{1}{2} \frac{A_p}{A_B} - \text{устойчиво,}$$

где φ - сдвиг фазы между параметром воздействием регулятора на объект управления и откликом объекта;

A_B - амплитуда воздействия;

A_p - амплитуда отклика.

2. Современные САУ, построенные на использовании ПИД - регуляторов, в определенных условиях могут приводить к неустойчивости управления, особенно для вертолетных ГТД в контуре управления частотой вращения ротора свободной турбины, из-за некомпенсации задержек в канале обратной связи.
3. Использование «А - Ф» - регулятора, заключающегося в последовательной адаптивной коррекции фазовых задержек и уровня воздействия в канале управления, позволяет полностью избавиться системы регулирования от неустойчивости.

ABOUT POSSIBILITY OF THE DEVELOPMENT ABSOLUTELY STABLE SYSTEMS OF CONTROL (NEW PRINCIPLE OF CONTROL)

© 2006 V.V. Chervonyuk

In the article on the base of the theoretical analysis it is shown that in the control management systems, which are built on PID - regulator the possibility of instability of the process of the regulation is not absolutely excluded. The possibility of realization of absolutely stable system of control by execution of the amplitude-phase correction («A-F»-regulator) has been installed the algorithm of realization of «A-F»- regulator in condition of the broadband influence is presented.

ИНДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВУХВАЛЬНОГО ГТД

© 2006 В.С. Габдуллин, Х.С. Гумеров, В.П. Алаторцев

Уфимский государственный авиационный технический университет

В данной работе приведены результаты идентификации математической модели двухвального ГТД, установленного на самолете-штурмовике. Сущность идентификации заключается в минимизации разности между параметрами математической модели и реального двигателя без изменения структуры модели, а только за счёт уточнения ряда параметров. Предлагается повысить достоверность оценки технического состояния ГТД.

Для математических моделей выполненных ГТД, реализуемых на этапах экспериментальных исследований, доводки, производства и эксплуатации двигателей, характерен такой уровень моделирования, при котором физические взаимосвязи считаются качественно установленными и для оценки состояния рабочего процесса в двигателе требуются количественное уточнение параметров, привлекаемых для описания физических явлений. Сущность идентификации заключается в минимизации разности между параметрами математической модели и реального двигателя без изменения структуры модели, а только за счёт уточнения ряда параметров. Другими словами модель двигателя должна соответствовать конкретному экземпляру двигателя. В ГТД параметрами, которые подлежат уточнению, чаще всего, являются различные коэффициенты потерь, КПД узлов, различные утечки и отборы воздуха и т.д.

В данной работе приведены результаты идентификации математической модели двухвального ГТД, установленного на самолете-штурмовике (рис.1).

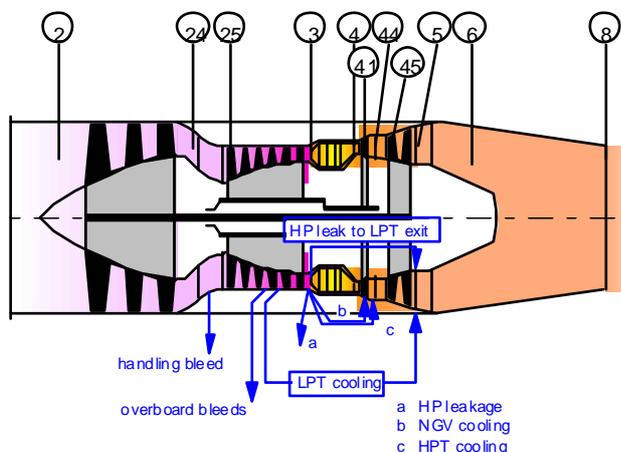


Рис.1. Схема двигателя

За последние десять лет разработано множество программных продуктов, предназначенных для математического моделирования газотурбинных двигателей с помощью ЭВМ (таблица 1):

- “Dwig” (разработан на кафедре АД УГАТУ);
- “ГРАД” (разработан в КГТУ);
- “GECAT” (разработан в университете г. Алабама, США);
- “Gas Turb” (разработан под руководством профессора И. Курцке в университете г. Карлсруэ, Германия).

Таблица 1. Сравнение программных комплексов для математического моделирования ГТД

Наименование возможностей	Наименования программных комплексов			
	Dwig	ГРАД	GECAT	Gas Turb
Высокая скорость расчётов	+	+	±	+
Высокая точность расчётов	+	+	-	+
Удобство работы и расчётов	±	-	+	+
Удобные средства для работы с характеристиками узлов	±	-	-	++
Визуализация и удобная работа с выходными данными	+	-	±	++
Наличие дополнительных модулей и программ, облегчающих работу	-	-	+	+

Примечание: - - качество низкое; ± - качество среднего уровня; + - качество высокого уровня; ++ - качество очень высокого уровня.

Из таблицы 1 видно, что наиболее предпочтительным для моделирования рабочих процессов ГТД является программный комплекс Gas Turb, предназначенный для термодинамических расчетов газотурбинных двигателей на установившихся и

переходных режимах работы. Кроме того, в программном комплексе имеются средства для расчета разброса параметров серии двигателей методом Монте Карло, расчета эффекта малых отклонений параметров и оптимизации рабочих процессов двигателя. Весь процесс идентификации рассматриваемой модели двухвального ГТД сводился к минимизации разности между результатами расчёта и результатами испытаний данного двигателя.

Идентификация модели проводилась по данным серии двигателей, полученных в разные годы при испытаниях и эксплуатации. В таблице 2 приведены осреднённые значения по данным 102 двигателей.

Таблица 2. Осредненные значения данных по параметрам двигателей для максимального режима работы при $H=0, M=0, \sigma_{вх}=1, n_1=100,5\%$

Параметр	X_{cp}	S_x	Норма
G_{To}	3334	32,5	—
R_o	4059,5	22,636	4100...100
C_{Ro}	0,821	0,009	<0,86
G_{Bo}	66,5	0,33	65,4...67
t_{3o}	840,8	7,537	—
t_{43AM}	597,2	12,77	<770
F_{CA1}	703,3	0,651	—
F_{CA2}	1219,7	5,9	—
$D_{p,c}$	538,9	0,749	533...541
π^*_K	8,631	0,056	—
P_{Ko}	8,31	0,062	—
P_{K0}	873,88	5,175	—
n_{2o}	95,74	0,393	—
t_{2o}	319,02	2,503	318±6

Примечание: X_{cp} – осреднённое значение параметра для серии двигателей; S_x – среднеквадратичное отклонение параметра; «Норма» – значение параметра, нормируемое технической документацией; G_{To} – расход топлива; R_o – тяга двигателя; C_{Ro} – удельный расход топлива; G_{Bo} – расход воздуха; t_{3o} – температура за камерой сгорания; t_{43AM} – температура за турбиной; F_{CA1} , F_{CA2} – площади сопловых аппаратов турбин высокого и низкого давления; $D_{p,c}$ – диаметр реактивного сопла; π^*_K – степень повышения давления в компрессоре; P_{Ko} – давления за компрессором; n_{2o} – частота вращения ротора высокого давления; t_{2o} – температура за компрессором

По данным дроссельных характеристик было проведено осреднение параметров для режима $n_{1пр}=100,5\%$:

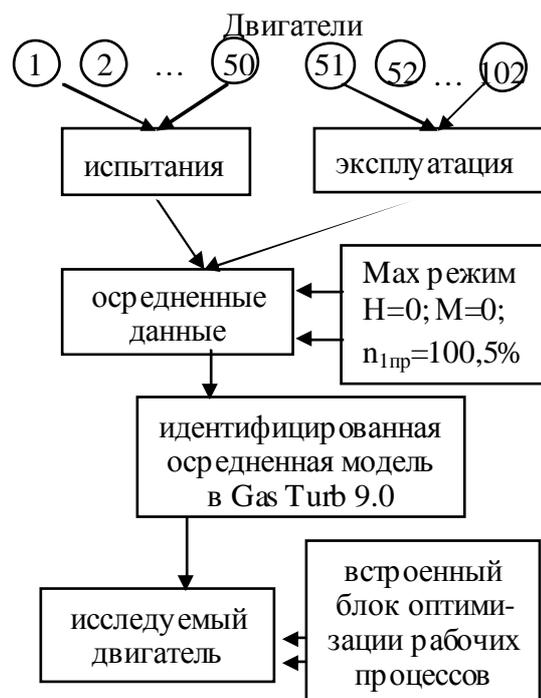


Рис. 2. Схема идентификации модели

$n_{1пр} = 100,5\%$; $R = 4070$ кгс; $G_T = 3430$ кг/ч; $C_R = 0,843$ кг топл/кг тяги·ч; $G_B = 66,4$ кг/с; $n_2 = 96,3\%$; $t_2^* = 319$ °С; $t_3^* = 860$ °С; $t_4^* = 570$ °С; $\pi^*_K = 8,61$.

Сравнивая средние значения параметров (таблица 3) с данными таблицы 2, видно, что все они находятся в пределах среднеквадратичного отклонения. Исключение составляет лишь удельный расход топлива.

Таблица 3. Расчетные значения параметров

Параметр	Значение	Параметр	Значение
G_T	3444	F_{CA1}	699,3
C_{Ro}	0,871	F_{CA2}	1208,9
R	3952	$D_{p,c}$	539
t_{3o}	851	$G_{отб}$	0,05
t_{43AM}	661	η_z	0,97
π^*_{Ko}	8,48	F_K	874
P_{Ko}	8,13	$F_{вх}$	3615
n_{2o}	95,02	$T^*_{Г, К}$	1124

Процесс идентификации заключался в минимизации разности между параметрами математической модели и реального двигателя без изменения структуры модели, а только за счёт уточнения таких параметров, как степень повышения полного давления в КНД, степень повышения полного давления в КВД, механический и адиабатический КПД ротора высокого давления и ротора

низкого давления, коэффициент полного давления в камере сгорания, коэффициент тяги сопла, относительный отбор воздуха на охлаждение соплового аппарата ТНД, рабочей лопатки ТНД и отбор на охлаждение ТВД и др. Также применялся встроенный блок оптимизации рабочих процессов, позволяющий быстро и точно минимизировать разницу между параметрами математической моделью и реальным двигателем.

Результаты идентификации приведены в таблице 4.

Таблица 4. Результаты идентификации

Параметр	Значение	Параметр	Значение
G _T	3443,9	$\pi_{K_0}^*$	8,48
R _{уд}	0,8715	P _{K₀}	0,871
R, H	3951,4	F _{CA1}	699,2
t ₃₀	851	F _{CA2}	1208,9
t _{43AM}	562,6	D _{P.C}	539

Сравнение таблиц 3 и 4 показывает почти полное совпадение всех параметров, кроме t₃₀, что обусловлено спецификой замера этого параметра на двигателе.

Известно, что оценка технического состояния двигателей в условиях эксплуатации проводится, как правило, по ограниченному объему информации о контролируемых параметрах, что существенно снижает эффективность параметрических методов диагностики и, в частности, основанных на идентификации математических моделей двигателей. Поэтому в дальнейшем предлагается повысить достоверность оценки технического состояния ГТД за счет:

1) обоснования (уточнения) перечня идентифицируемых параметров на основе применения альтернативных методов диаг-

ностики двигателя: контроля масла, вибрации, визуального осмотра и др., что позволит исключить из числа идентифицируемых параметры, приводящие к плохой обусловленности матрицы системы нормальных уравнений, решением которой проводится оценка состояния;

2) выбора наиболее информативного режима контроля параметров двигателя, основанного на анализе средних значений коэффициентов влияния;

3) оптимального сочетания различных методов оценки с учетом точности контроля параметров и объема имеющейся информации о ГТД. Например, установлено, что если дефектным является узел, оказывающий большое влияние на контролируемые параметры двигателя, то оптимальным при диагностике является сочетание метода нелинейной оптимизации и метода уравнивания;

4) идентификации состояния двигателя с применением базы данных по дефектам и отказам, включающий как статистические данные по дефектам и отказам, так и данные, полученные моделированием дефектов и отказов по математической модели двигателя, а также дефектов и отказов, описываемых неформализуемыми признаками состояния двигателя. Содержащиеся в базе "портреты" неисправностей позволят уточнить перечень идентифицируемых параметров и тем самым снизить неопределенность при оценке технического состояния двигателя.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ.

IDENTIFICATION OF MATHEMATICAL MODEL TWO SPOOL GAS-TURBINE ENGINE

© 2006 V.S. Gabdullin, H.S. Gumerov, V.P. Alatortsev

USATU

In work the identified mathematical model concrete two spool gas-turbine engine, used is created as a power-plant by planes - battleplane. In the given work for a basis of mathematical modelling program complex Gas Turb is taken.

ПЛАНИРОВАНИЕ МНОГОФАКТОРНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

© 2006 А.С. Гишваров, А.В. Зырянов, Е. А. Могильницкий, Г.К.Агеев

Уфимский государственный авиационный технический университет

Метод планирования многофакторных экспериментов при исследовании динамических процессов авиационных ГТД

При разработке изделий авиационной техники и решении задач по повышению их надежности и ресурса проводится большой объем как теоретических, так и экспериментальных исследований. При этом особую сложность представляет многофакторное исследование динамических процессов. Причиной этому является наличие фактора времени в исследуемых процессах и характеристиках изделий. Например, при оценке надежности (безотказности, долговечности, качества функционирования и др.) изделий испытания проводят с целью определения скорости изменения некоторой характеристики (параметра) изделия, которая, как правило, является функцией условий (режимов) применения испытуемого изделия и т.д.

В довольно обширной литературе по планированию эксперимента мало внимания уделено планированию фактора времени [1].

Обычно, схема испытаний такова: измеряют начальное значение параметра, устанавливают определенный режим работы устройства на некоторый промежуток времени, затем вновь измеряют значение параметра и задают режим работы устройства и т.д. Общая длительность таких испытаний, как правило, ограничена. По полученным результатам оценивают скорость изменения параметра и ищут зависимость скорости от условий применения, позволяющую в дальнейшем оценивать скорость при любых условиях из некоторого множества. При планировании таких испытаний необходимо выбрать количество интервалов испытаний, их длительности и режимы на каждом интервале.

На практике возможны несколько стратегий проведения таких испытаний и методов оценки скорости изменения параметра [2]:

1. Измеряют значение параметра в начале и в конце интервала времени T , в течение которого объект непрерывно функционирует при неизменном режиме. Оценку скорости изменения параметра \hat{v} определяют по формуле:

$$\hat{v} = \frac{\tilde{y}(t_0 + T) - \tilde{y}(t_0)}{T}, \quad (1)$$

где T – длительность испытаний; $\tilde{y}(t_0)$ и $\tilde{y}(t_0 + T)$ – результаты измерения параметра в начале и конце интервала испытаний.

2. В ходе испытаний, длящихся непрерывно в течение времени T , осуществляют периодическое (через интервалы Δt) измерение параметра изделия $\tilde{y}(0), \tilde{y}(1), \dots, \tilde{y}(2k-1)$ (общее число измерений составляет $2k$). Оценку \hat{v} скорости изменения параметра определяют методом взвешенных наименьших квадратов из условия:

$$\min_{y(0), v} (\tilde{Y} - Y)^T W^{-1} (\tilde{Y} - Y), \quad (2)$$

где \tilde{Y} – вектор столбец результатов измерения параметра с элементами $\tilde{y}(0), \tilde{y}(1), \dots, \tilde{y}(2k-1)$; Y – вектор столбец результатов расчета значения параметра по модели $y(i) = y(0) + vi\Delta t, i = 0, 1, \dots, 2k-1$; W – ковариационная матрица случайной составляющей результатов наблюдений.

3. Общее время испытаний T разбивают на k равных периодов Δt , которые разносят во времени; измеряют значение параметра в начале и в конце каждого периода. Результаты оценки скорости, полученные по каждому периоду, усредняют по формуле:

$$\hat{v} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \frac{\tilde{y}(t_{ik}) - \tilde{y}(t_{i1})}{\Delta t}, \quad (3)$$

где $\tilde{y}(t_{ik})$ и $\tilde{y}(t_{i1})$ – результаты измерения параметра в конце и начале i -того периода.

При использовании стратегий 2 и 3 общее число измерений параметра одинаково и равно $2k$, а длины периодов Δt (при одинаковой длительности испытаний T) различны. В общем случае, при числе измерений равном $2k$, количество периодов при использовании стратегии 3 может быть меньше k . В этих случаях для каждого периода оценку скорости предпочтительно проводить из условия (2), далее определяя средневзвешенную скорость и усредняя полученные оценки с весами, обратно пропорциональными дисперсиям оценок.

Рассмотрим модель изменения параметра, которая при неизменном режиме (условии функционирования изделия) имеет вид:

$$y(t) = y(t_0) + v(t - t_0) + \int_{t_0}^t e(\tau) d\tau, \quad (4)$$

где $y(t)$ - среднее значение параметра в момент t ; v - средняя скорость изменения параметра при заданном режиме; $e(\tau)$ - случайная составляющая скорости, обусловленная случайными изменениями во времени условий испытаний.

Полагаем, что причиной случайных колебаний условий испытаний являются внешние факторы, изменение которых происходит независимо от испытаний. Возможна и другая модель, при которой аргументом $e(\tau)$ является наработка изделия при испытании x . При этом причиной случайных колебаний скорости являются внутренние факторы, изменение которых происходит только в процессе испытаний.

Положим, что $e(\tau)$ - стационарный случайный процесс с нулевым математическим ожиданием и автокорреляционной функцией $R_e(\tau) = \sigma_e^2 r(\tau)$, такой, что $|r(\tau)| \rightarrow 0$ при $\tau \rightarrow \infty$. При случайной ошибке измерения $\varepsilon(t)$ в момент t результат измерения параметра в момент t определяется по формуле:

$$\tilde{y}(t) = y(t) + \varepsilon(t), \quad (5)$$

где $y(t)$ - определяется по формуле (4).

Положим, что ошибки измерения в разные моменты времени независимы, имеют нулевое математическое ожидание и од-

ну и ту же дисперсию σ_ε^2 и рассмотрим следующие три частных случая:

а) $\sigma_\varepsilon^2 \gg \sigma_e^2$ (при этом пренебрегаем величиной σ_e^2);

б) $\sigma_\varepsilon^2 \gg \sigma_e^2$ и $r(\tau) \approx 1$ при $\tau \leq T$, случайная составляющая скорости изменяется медленно;

в) $\sigma_\varepsilon^2 \gg \sigma_e^2$ и $r(\tau) \rightarrow \delta(\tau)$, где $\delta(\tau)$ - дельта функция, случайная составляющая скорости изменяется быстро.

Выбор стратегии испытаний определяется конкретными значениями $\sigma_\varepsilon^2, \sigma_e^2$ и видом функции $r(\tau)$: при $\sigma_\varepsilon^2 \gg \sigma_e^2$ оказывается целесообразным принять $k = 1$, т.е. перейти к стратегии 1; стратегия 2 оказывается наилучшей, когда $\sigma_\varepsilon^2 \gg \sigma_e^2$; стратегия 3 предпочтительнее при $\sigma_\varepsilon^2 \gg \sigma_e^2$ и $r(\tau) \approx 1$; при $\sigma_\varepsilon^2 \gg \sigma_e^2$ и $r(\tau) \rightarrow \delta(\tau)$ все три стратегии приводят к одинаковым результатам, в силу чего преимущество остается за стратегией 1, которая является наименее трудоемкой.

При $\sigma_\varepsilon^2 \gg \sigma_e^2$ основной вклад в случайную составляющую результатов испытаний вносят ошибки измерений параметра. При этом при использовании D-критерия задача планирования эксперимента формулируется следующим образом:

$$\max |M|;$$

$$N, x^{(j)}, k_j$$

$$j=1, 2, \dots, N$$

$$\sum_{j=1}^N 2k_j = K; \quad N \geq m; \quad x^{(j)} \in \Omega_x;$$

$$M = \sum_{j=1}^N k_j (4k_j^2 - 1) f(x^{(j)}) f^T(x^{(j)}), \quad (6)$$

где K - общее число измерений в ходе испытаний.

В случае, когда $\sigma_\varepsilon^2 \gg \sigma_e^2$ и процесс изменения случайной составляющей скорости достаточно медленный (автокорреляционная функция $r(\tau)$ близка к единице при $\tau \leq T$), задача планирования эксперимента

Таблица 1. Оптимальный план и результаты эксперимента для динамической модели

№ опыта	x_0	x_1	τ	x_3	\bar{y} , мм
1	+1	-1	-1	-1	0,55
2	+1	-1	-1	0	0,36
3	+1	-1	-1	+1	0,17
4	+1	-1	0	-1	0,85
5	+1	-1	0	0	0,60
6	+1	-1	0	+1	0,35
7	+1	-1	+1	-1	1,18
8	+1	-1	+1	0	0,94
9	+1	-1	+1	+1	0,62
10	+1	0	-1	-1	0,62
11	+1	0	-1	0	0,58
12	+1	0	-1	+1	0,35
13	+1	0	0	-1	1,15
14	+1	0	0	0	0,86
15	+1	0	0	+1	0,58
16	+1	0	+1	-1	1,57
17	+1	0	+1	0	1,22
18	+1	0	+1	+1	0,88
19	+1	+1	-1	-1	0,61
20	+1	+1	-1	0	0,35
21	+1	+1	-1	+1	0,09
22	+1	+1	0	-1	0,81
23	+1	+1	0	0	0,67
24	+1	+1	0	+1	0,23
25	+1	+1	+1	-1	1,44
26	+1	+1	+1	0	1,06
27	+1	+1	+1	+1	0,64

по D -критерию формулируется следующим образом:

$$\max_{\substack{x^{(j)}, k_j, j \\ j=1, 2, \dots, l}} \left| \sum_{j=1}^l k_j f(x^{(j)}) f^T(x^{(j)}) \right|;$$

$$\sum_{j=1}^l k_j = N; \quad x^{(j)} \in \Omega_x. \quad (7)$$

Таким образом, задача сводится в общем случае к поиску точного D -оптимального плана.

При $\sigma_\epsilon^2 \gg \sigma_\tau^2$ и быстром изменении $e(\tau)$ ($r(\tau)$ близка к δ -функции) задача планирования эксперимента по D -критерию формулируется следующим образом:

$$\max_{\substack{N, x^{(j)}, T_j \\ j=1, 2, \dots, N}} \left| \sum_{j=1}^N T_j f(x^{(j)}) f^T(x^{(j)}) \right|;$$

$$\sum_{j=1}^N T_j = T; \quad x^{(j)} \in \Omega_x. \quad (8)$$

Выбор оптимального плана эксперимента проводится в следующей последовательности:

- задают вид модели (в случае отсутствия данных выбирают полином 1-го или 2-го порядка);

- определяют длительность испытаний $\tau_j, j = \overline{1, N}$;

- определяют моменты измерения параметра Π в каждом опыте эксперимента $\Delta\tau_{\text{зам}, j}, j = \overline{1, N}$;

- строят оптимальный план эксперимента.

Построение оптимального плана эксперимента зависит от выбранной стратегии. В первом случае, определяют минимальную

и максимальную длительность каждого опыта эксперимента. Минимальную длительность задают из условия $\tau_{\min} \geq t_{\text{зн}}$, где t – критерий Стьюдента; $\tau_{\text{зн}}$ – время, за которое происходит изменение параметра, с достаточной точностью фиксируемое средствами контрольно-измерительной аппаратуры. Максимальную длительность задают из условия $\tau_{\max} \leq \tau_{\text{эк}}$, где $\tau_{\text{эк}}$ – длительность эксперимента, обусловленная технико-экономическими соображениями.

Если измерения проводят до и после эксперимента (например, при оценке износа детали или физико-химических свойств материала), то выбирают рандомизированный линейный полный или дробный план эксперимента.

Если измерения проводят в эксперименте (например, при измерении тяги двигателя, удельного расхода топлива и др.), то выбирают один из следующих вариантов:

- измерения проводят в начале и конце интервала времени T , в течение которого условия эксперимента остаются неизменными;
- измерения проводят периодически через интервалы Δt на протяжении всего периода времени T ;

- общую длительность испытаний T разбивают на k равных интервалов длиной $\Delta\tau_{\text{зам}}$, которые разносят по времени, а измерения проводят в начале и конце каждого интервала. Результаты измерений в каждом интервале осредняют.

В качестве примера в таблице приведены оптимальный план, содержащий 27 опытов, и результаты эксперимента для динамической модели вида

$$y = f(x_1, x_2, \tau) = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3\tau + b_{12}x_1x_2 + \dots + b_6\tau^2 \quad (9)$$

$$-1 \leq x_i \leq 1; \quad -1 \leq \tau \leq 1. \text{ Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ.}$$

Список литературы

1. *Гушваров А.С.* Теория ускоренных ресурсных испытаний технических систем. Уфа: Гилем, 2000. 338 с.
2. *Гушваров А.С., Зырянов А. В., Максимов М. А.* Многофакторная оптимизация экспериментов при разработке моделей динамики авиационных ГТД. / Труды международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». – Самара, СГАУ, 2003. с. 449-456.

PLANNING OF MULTIFAKTORIAL EXPERIMENTS AT RESEARCH OF DYNAMIC PROCESSES AVIATION ENGINES

© 2006 A.S. Gishvarov, A.V. Zyrianov, E.A. Mogilnitskiy, G.K. Ageev

USATU

The method of multifactorial planning of experiment is considered at research of dynamic processes and characteristics aviation engines during operational development and serial operation.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРСУНОЧНЫХ МОДУЛЕЙ

© 2006 А.Ю. Васильев, А.И. Майорова, А.А. Свириденков, В.И. Ягодкин

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва.

Представлены результаты экспериментальных исследований и методика расчета форсуночных модулей авиационного ГТД.

Форсуночный модуль (рис.1) состоит из центробежной форсунки, осевого завихрителя и внешней цилиндрической обечайки завихрителя. Для проектирования конструкции модуля необходимо выполнить обратную (проектировочную) и прямую (поверочную) задачи расчета его основных геометрических размеров.



Рис.1 Фотография форсуночного модуля

Условиями выбора геометрических параметров форсунки являются заданные величины расхода топлива и перепада давлений, угол топливного факела на заданных режимах. При расчете воздушного завихрителя задан расход воздуха, перепад давлений на фронтальном устройстве, угол установки лопаток и проектируемый угол выхода струи газа. В целом необходимо проектировать модуль таким образом, чтобы струя топлива, выходящая из топливной форсунки, в пределах длины модуля находилась внутри застойной зоны завихрителя. Обечайка завихрителя должна иметь такую длину, чтобы топливо не попадало на ее поверхность и струи топлива проходили по середине или у внутренней границы воздушного слоя в конце обечайки, если, угол наклона пленки немного больше угла наклона воздушного слоя. В этом случае происходит эффективное дробление пленки топлива в воздушном потоке.

Гидравлический расчет простой центробежной форсунки по программе *fnozzle*,

разработанной в ЦИАМ, состоит в определении размеров сопла, камеры закручивания и входных каналов. Исходными данными являются угол раскрытия топливного факела α , массовый расход топлива G_T , его плотность ρ_T , коэффициент кинематической вязкости ν_T и перепад давлений на форсунке Δp_T . В прямом расчете по заданным геометрическим параметрам определяются расходные характеристики форсунки. Программа основана на методике, изложенной в [1]. Зависимость коэффициента трения в камере закручивания от числа Рейнольдса уточнялась на основе тестирования программы по опытам [2].

Результаты расчета коэффициента расхода форсунки и угла факела распыла приведены на рис.2. Размеры форсунки соответствуют работе [2]. Критерий Рейнольдса на рис. 2 вычислен по скорости течения на входе в камеру закручивания и диаметру отверстия, площадь которого равна суммарной площади входных каналов. Как видим из рис. 2, а, отклонение расчетного коэффициента расхода форсунки C_d от экспериментальных данных по модифицированной методике находится в пределах 7 %.

Значение угла раскрытия топливного факела зависит от способа его определения. Сплошная линия на рис. 2,б соответствует расчетному корневому углу α_k определяемому из условия

$$\operatorname{tg}(\alpha_k / 2) = u_\theta / u_x, \quad (1)$$

где u_x и u_θ - осевая и тангенциальная скорости жидкости в центре жидкой пленки на выходе из сопла. Пунктирная линия соответствует эффективному углу α_e , то есть углу разлета капель, или углу конуса топливного факела. В опытах [2] измерялся максимальный по длине факела угол. Экспериментальные точки на рис. 2, б лежат между двумя расчетными кривыми.

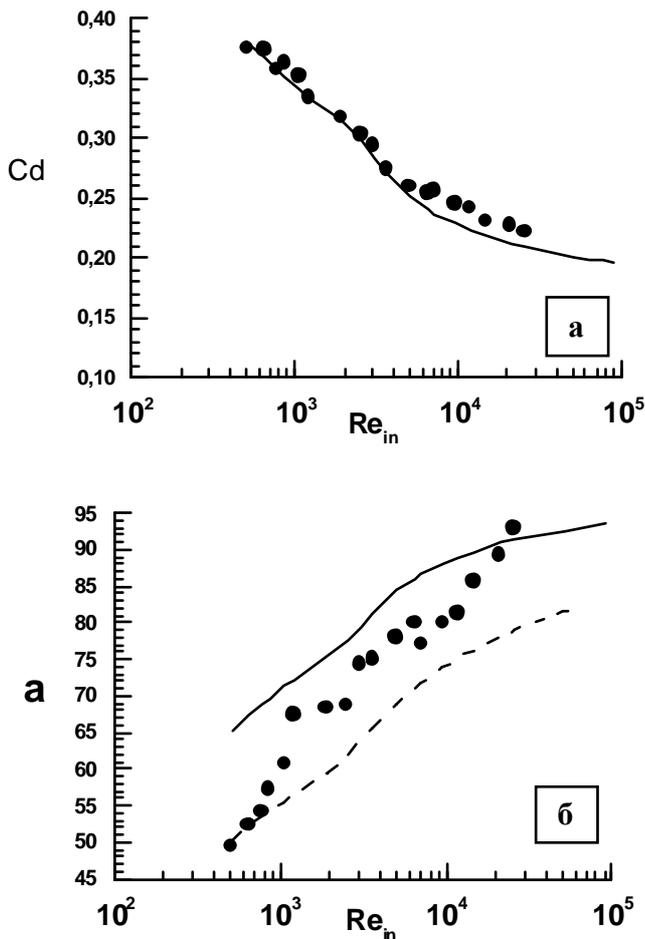


Рис.2. Зависимость коэффициента расхода форсунки (а) и угла факела (б) от числа Рейнольдса, линии – расчет; точки - эксперимент [2]

При малых расходах топлива измеренный угол ближе к эффективному; при больших расходах, когда место разрушения жидкой пленки приближается к соплу, измеренный угол ближе к корневому. Таким образом, расчет дает некоторый диапазон, в котором могут находиться измеряемые значения угла топливного факела.

Воздушный завихритель вместе с внешней обечайкой можно считать «раскрытой» газовой форсункой. Прямой и обратный расчеты газовой форсунки проводились по программе *gnozzle*, основанной на методике расчета центробежной форсунки при замене тангенциальных каналов на лопаточные.

Для согласования размеров форсунки и завихрителя и определения длины обечайки воспользуемся тем фактом, что при постоянном давлении в среде струя топлива, вытекающая из канала форсунки, лежит на по-

верхности гиперboloида вращения, описываемого уравнением [1]

$$R^2 = R_0^2 + X^2 \operatorname{tg}^2(\alpha_k / 2). \quad (2)$$

Здесь R_0 - средний радиус жидкой пленки в выходном сечении сопла форсунки.

Отсюда можно определить место пересечения пленки топлива с воздушным слоем завихрителя.

В качестве примера приведем расчет модуля, состоящего из центробежной форсунки типа ПС-90 (рис.3) с шестью тангенциальными каналами и завихрителя с цилиндрической обечайкой (рис.4).

Диаметр сопла форсунки составлял 3.8 мм, расчетный корневой угол факела для режимов $G_T = 6 \dots 149.5$ г/с изменялся в пределах 95.3-95.8°.

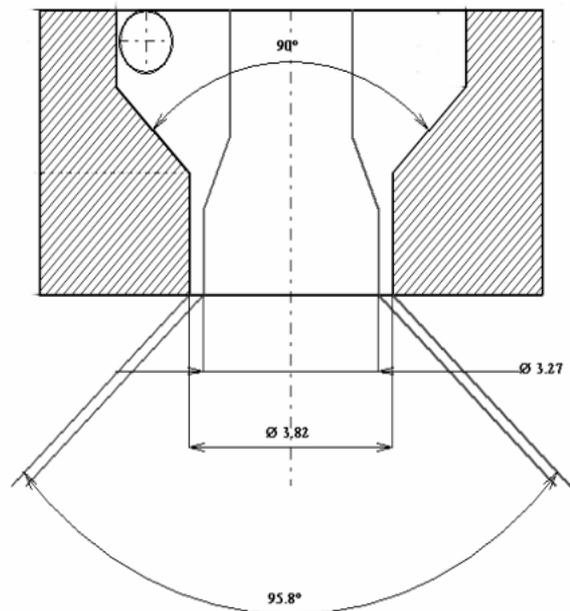


Рис.3. Схема центробежной форсунки

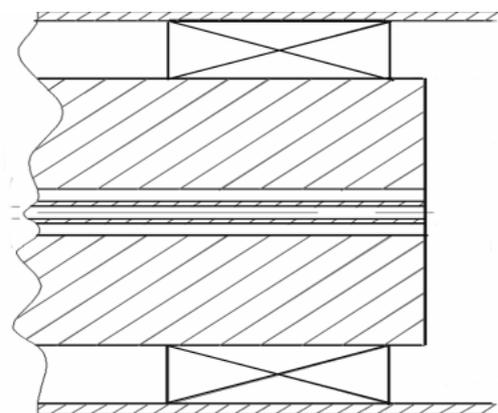


Рис.4. Схема воздушного завихрителя

Т. к для газовой форсунки числа Рейнольдса велики и влияние трения несущественно, то все расходные характеристики, кроме коэффициента расхода (и, соответственно, перепада давлений), практически не зависят от расхода газа и режимных параметров. Для всех режимов толщина слоя воздуха составляла 2.94 мм и, соответственно, радиус воздушного вихря около 14 мм.

Задав $R = 15.53$ (середина воздушного вихря завихрителя), $R_0 = 1.765$ (середина топливной пленки на выходе из сопла), получим из уравнения (2) $X = 13.94 \cong 14$ мм. Если продлить длину обечайки до 14 мм, то пленка топлива попадает в середину слоя воздуха и поэтому ее дробление будет наиболее эффективным.

Расходные характеристики форсунки, соответствующие автономным испытаниям (без завихрителя) при давлении окружающей среды 100 кПа и температуре 280 К представлены на рис.5. Среднезаутовский диаметр каплей SMD в расчете определялся по формуле Лефевра [3].

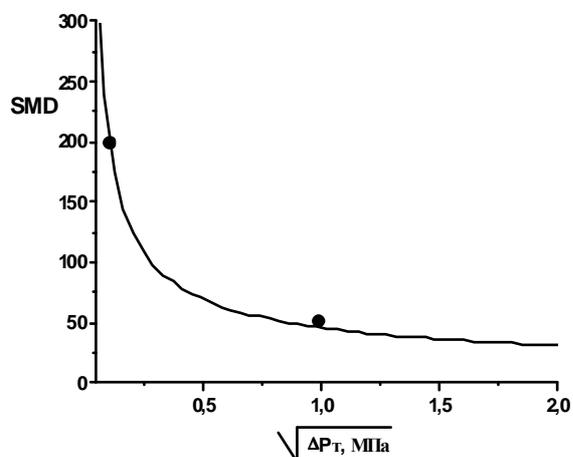
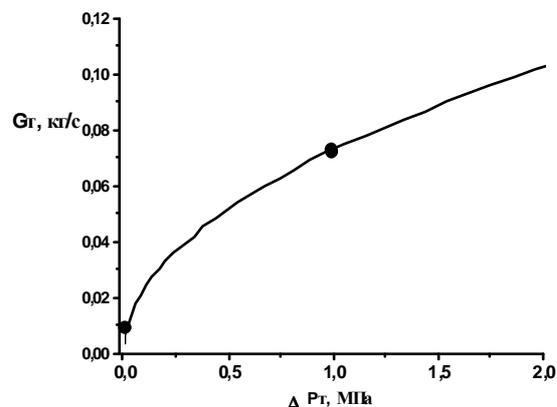


Рис. 5 Расходные характеристики форсунки; линии – расчет, точки – эксперимент авторов

$$SMD = 4.52 \left(\frac{\sigma_T \mu_T^2}{\rho_B \Delta P_T^2} \right)^{0.25} \left(w \cos \frac{\alpha_e}{2} \right)^{0.25} + 0.39 \left(\frac{\sigma_T \rho_T}{\rho_B \Delta P_T} \right)^{0.25} \left(w \cos \frac{\alpha_e}{2} \right)^{0.75}. \quad (3)$$

Здесь μ_T , σ_T – динамическая вязкость и коэффициент поверхностного натяжения топлива, ρ_B – плотность воздуха, w – толщина жидкой пленки в выходном сечении сопла форсунки.

Измерения размеров капель выполнялись методом рассеяния на малые углы и флуоресцентно-поляризационным методом [4]. Как видим из рис. 5, согласование расчета и эксперимента вполне удовлетворительное.

Толщина пленки в месте ее самопроизвольного распада согласно расчету, равна примерно 0.27 мм, среднезаутовский диаметр каплей при $G_T = 8.5$ г/с составляет 198 мкм в измерениях и 190 мкм в расчете. Для уменьшения размеров капель была предложена модификация форсуночного модуля. Модификация состоит в создании комбинированной форсунки с центральным отверстием для подачи воздуха по оси факела распыливания. Цели модификации состояли в создании устойчивой пленки топлива при небольших перепадах давлений топлива и воздуха и ее эффективного дробления. Следует отметить, что дополнительное подмешивание воздуха к факелу может только улучшить мелкость капель вследствие уменьшения их концентрации из-за ослабления эффекта коагуляции.

Таблица 1. Результаты измерений характеристик форсуночного модуля

№	ΔP_0 , кПа	ΔP_k , кПа	ΔP_T , кПа	G_T , г/с	SMD, мкм	$\bar{C}_V * 10^{-4}$
1	0÷18	0	13	8,5	198	23.1
2	0	4.6	12	8,5	75	16.2
3	34.5	4.6	12	8,5	54	8.3
4	5.3	5.7	12	8,5	27	9.3
5	0	5.7	11	8,3	27	9.5
6	0	9.2	10	8,3	14	5.9
7	8.8	9.0	10	8,3	13	4.9
8	3.6	8.8	12	8,3	19	8.6

Результаты измерений характеристик форсуночного модуля сведены в таблице 1.

Здесь ΔP_0 – перепад давлений воздуха в центральном канале форсунки, ΔP_k – перепад давлений воздуха на завихрителе, \bar{C}_v – осредненная объемная концентрация топлива в плоскости лазерного луча на расстоянии 40 мм от сопла форсунки.

Как видно из таблицы 1, без подачи воздуха в завихритель размеры капель порядка толщины пленки. Подача воздуха в завихритель с расходом 25 г/с уменьшает размеры капель со 198 до 75 мкм. При этом воздух, подаваемый в центральный канал форсунки, не принимает участия в распыливании, что видно из первой строчки таблицы 1. Роль центрального потока воздуха, главным образом, состоит в поддержании стабильной формы жидкой пленки, в результате чего она, утончаясь, попадает в слой закрученного воздуха и легко дробится (т.н. «эффект быстрого распыливания»).

При малых перепадах давления воздуха на завихрителе подача воздуха в центральный канал уменьшает размеры капель (с 75 мкм до 54 мкм). При дальнейшем увеличении расхода воздуха через завихритель подача воздуха через центральный канал форсунки не оказывает влияния на размер капель. Это связано с тем, что при этих режимах работы фронтального устройства происходит чисто пневматическое распыливание топлива в кольцевой струе воздуха. Размеры капель по измерениям: 27 мкм и 14 мкм, при расходах топлива – 8,3 г/с (перепад 10 кПа), а воздуха - 25 и 38 г/с.

Таким образом, эти результаты показывают, что даже простые устройства типа форсунка - завихритель с короткой цилиндрической обечайкой при их оптимизации дают существенное улучшение распыливания на режимах, близких к малому газу.

В данной работе окружная неравномерность распределения концентрации топлива в сечении факела определялась по измеренной величине интенсивности флуоресценции. Для этого использовалось изображение факела на расстоянии 40 мм от форсунки. На рис.6 показана величина неравномерности концентрации капель в виде обычной диаграммы, соответствующей методу механического определения окружной неравномерности с помощью 12 секторных отборников с углом осреднения 30°. Ис-

пользовалась так называемая относительная секторная величина неравномерности потоков массы топлива за форсунками.

В результате обработки получена важная для практики характеристика факела распыливания - окружная неравномерность концентрации, которая сильно влияет на все характеристики камеры сгорания.

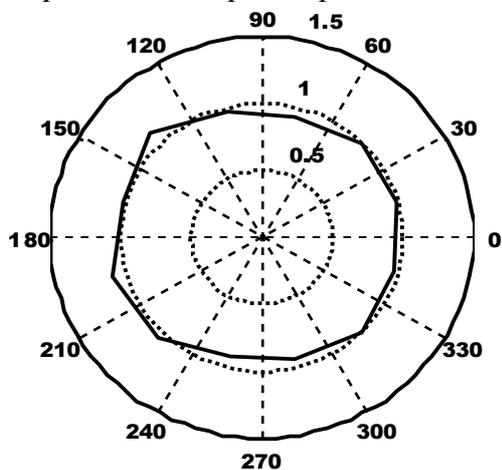


Рис.6. Окружная относительная секторная неравномерность концентрации топлива в факеле (по 12 секторам)

Видно, что неравномерность факела достаточно мала (менее 15 %), что свидетельствует о равномерности толщины пленки топлива и ее расположения внутри модуля (т.е. о хорошей симметрии течений топлива и воздуха).

Помимо представленных выше данных по измерениям в открытом пространстве авторами проводились измерения дисперсности факела распыла струйной форсунки в барокамере при повышенном давлении. Определялось распределение как средних, так и пульсационных составляющих концентрации распыленного топлива. Для определения пульсаций концентрации при постоянных параметрах режима (отклонение в расходах топлива и воздуха составляло менее 1%) проводилась многократная съемка (20 кадров) факела распыла за форсункой. По полученным фотографиям определялось среднее значение распределения концентрации и вычислялось среднеквадратичное отклонение от среднего значения. Результаты такой обработки приведены на рис.7.

Как видно из приведенного рисунка, максимальный уровень пульсаций на границе струи топлива равен 20%, что соответствует уровню пульсаций скорости в струях.

Работа поддержана Российским фондом фундаментальных исследований, проект № 05-08-17942

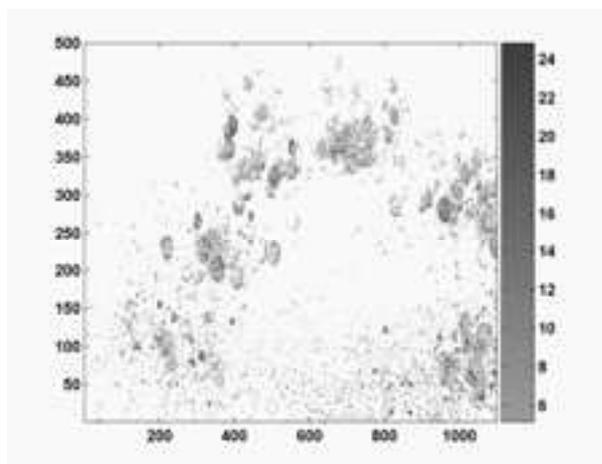


Рис. 7. Распределение пульсаций концентрации распыленного топлива C/C_{max} в барокамере. Пиксель соответствует 0.1мм. $P_k=200$ кПа. $G_m=8$ г/с, $P_m=500$ кПа

Список литературы

1. Дитякин Ю.Ф., Клячко Л.А., Новиков Б.В., Ягодкин В.И. Распыливание жидкостей. М.: Машиностроение. 1977. 208 с.
2. P. Broll and P. Walzel. Piv measurements in pressure swirl atomizers//ILASS - Europe 2001. Proceedings 17th annual conference on liquid atomization&spray system. P. 806-811.
3. Lefebvre A.H Atomization and Sprays. Combustion: An International Series. 1989.
4. В.И. Ягодкин, А.Г. Голубев, А.А. Свириденков, А.Ю. Васильев Способ и устройство для определения характеристик топливного факела Патент РФ на изобретение № 2240536 от 21.03.03

DESIGN AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF COMBUSTORS ATOMIZING DEVICE

© 2006 A.Y. Vasiliev, A.I. Maierova, A.A. Sviridenkov, V.I. Yagodkin

Design procedure of combustors atomization device including pressure swirl fuel nozzle + air axial swirler + its sidewall is proposed based on hydraulic calculations of simple pressure swirl fuel atomizer and air swirler. Geometrical parameters are chosen so that fuel jets are not collided with air swirler wall and propagated in air layer or near its inner boundary at the end of the sidewall. Example of atomizing device PS-90 type is given. By means of optical diagnostics methods for simultaneous fuel drop size and concentration determination in spray cross sections, modified atomization system were developed with low drop size (SMD lesser $20\mu\text{m}$) and angular non-uniformity (lesser 15%).

РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КАПЕЛЬНО-ЖИДКОГО И ПАРООБРАЗНОГО ТОПЛИВА В ТРЕХЪЯРУСНОМ МОДУЛЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

© 2006 В.В. Третьяков

ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва

Представленные данные относятся конструкции модуля камеры сгорания с односторонним вращением потоков в завихрителях, фиксированной системой топливоподдачи и фиксированным распределением расходов воздуха через каждый завихритель. В результате проведенных расчетов установлено влияние основных конструктивных и режимных параметров на характеристики течения и распределения топлива в трехъярусном модуле камеры сгорания. Найдены места попадания капель на стенки модуля, которые являются областями возможных прогаров стенок. Даны рекомендации по совершенствованию конструктивных параметров модуля.

1. Введение

Данная работа посвящена вопросам математического моделирования и расчетам распределения концентраций капельно-жидкого и парообразного топлива в форсуночном модуле камеры сгорания с гомогенизацией топливовоздушной смеси. Схема модуля приведена на рис.1.

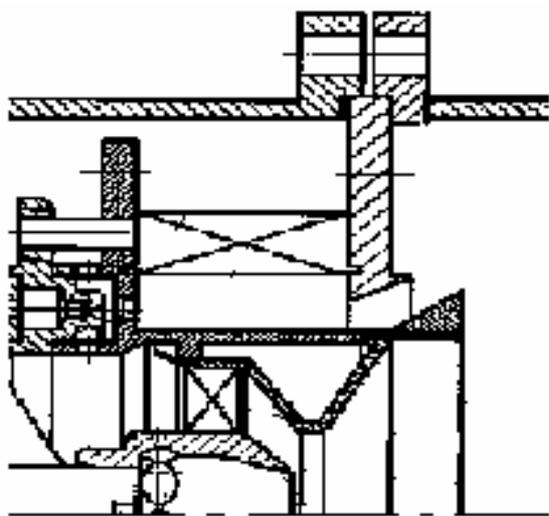


Рис.1. Схема модуля с гомогенизацией топливовоздушной смеси

В этом модуле за счет быстрого и эффективного смешения распыленного топлива с закрученным потоком воздуха создаются "бедные" топливовоздушные смеси, что обеспечивает пониженные выбросы оксидов азота. Целью настоящей работы является получение данных о влиянии основных конструктивных параметров завихрительного фронтального устройства на распределение капельно-жидкого и парообразного топлива

в нем, а именно - углов установки лопаток тангенциального завихрителя и закрутки потока в центральном завихрителе. В работе исследуется влияние этих параметров на формирование полей скорости течения и концентраций топлива как в самом модуле, так и внутри завихрительного устройства. Исследование носит расчетный характер. Оно является продолжением работы [1] и состоит в выявлении влияния на процессы смесеобразования температуры и давления газа на входе в камеру применительно к типичным режимам работы авиационного ГТД: холодных испытаний, малого газа, крейсерского и максимального. Поскольку целью работы является получение данных, необходимых для совершенствования рассматриваемого форсуночного модуля, то в проведенном исследовании особую роль играет изучение структуры течения и процессов смесеобразования внутри завихрительного устройства, т.е. в той области, где возможности экспериментального исследования весьма ограничены. При этом рассматриваются также вопросы попадания капель на лопатки завихрителей и стенки модуля.

В работе приняты следующие упрощающие предположения. При расчете движения воздуха течение считается изотермическим и осесимметричным. При расчете движения, нагрева и испарения капель пренебрегается влиянием этих процессов на характеристики газового потока. При расчете распределения паровой топливной фазы в

рабочем объеме модуля топливный пар рассматривается как пассивная примесь. Считается также, что на стенках модуля испарения топливных капель не происходит.

2. Методика расчета

Принятая в работе методика расчета объединяет в себе модель расчета турбулентных закрученных течений, модель каскадного распыливания топлива, модели движения, нагрева и испарения капель топлива и модель движения топливных паров.

Расчеты течения газовых фаз (воздуха и паров топлива) основываются на численном интегрировании полной системы уравнений Рейнольдса с использованием двухпараметрической модели турбулентности (k-ε). Подробности процедуры расчета можно найти в обзоре [2]. При этом уравнения переноса записываются в следующей консервативной форме:

$$\operatorname{div}(\rho \bar{U}_g \varphi - \Gamma_\varphi \operatorname{grad} \varphi) = S_\varphi. \quad (1)$$

Здесь \bar{U}_g – вектор осредненной скорости газа, φ – зависимая переменная, Γ_φ – коэффициент диффузионного переноса, S_φ – источник член.

Записанная в виде (1) система уравнений неразрывности ($\varphi \equiv 1$, $\Gamma_\varphi \equiv 0$, $S_\varphi \equiv 0$) и движения ($\varphi = U_i$, $i = 1, 2, 3$) решается конечно-разностным итерационным методом [3]. При этом предполагается, что воздушные потоки на входе имеют равномерные профили. На твердых границах ставятся условия «закона стенки». На оси – условия симметрии, в выходном сечении – условия установившегося течения.

Описанная методика предварительно была апробирована на расчете истечения воздуха из модуля в безграничное пространство. Получено приемлемое согласование результатов расчетов с данными опытов, [4].

Расчеты распределения топлива основаны на решении системы уравнений движения, нагрева и испарения отдельных капель, записанных в переменных Лагранжа [5].

Влиянием турбулентных пульсаций на движение капель и изменением формы капель в процессе их движения пренебрегалось.

При моделировании распыла топлива полагалось, что топливный факел имеет полидисперсную структуру с распределением капель по размерам по закону Розина – Раммлера с показателем $n = 3$, [6]. Распределение капель по углам принималось равномерным. Рабочей жидкостью считался керосин ТС-1 (плотность $\rho_{\text{ж}} = 840 \text{ кг/м}^3$). Исследование состояло в последовательном решении трех задач: расчета полей течения воздуха в модуле, расчета концентраций капельно-жидкого топлива и расчета распределения топливных паров с использованием уравнения (1) ($\varphi = C_v$ – концентрация топливного пара).

3. Результаты расчета течения

При расчетах полей скорости и давления считалось, что во входных сечениях модуля профили всех зависимых переменных являются равномерными и соответствующими экспериментальным данным работы [4]. За характерный размер выбран радиус выходной кромки сопла тангенциального завихрителя $No = 40 \text{ мм}$, за характерную скорость – среднерасходная скорость воздуха в этом сечении, $U_0 = 25.3 \text{ м/с}$. К этим величинам отнесены все линейные размеры и скорости. Например, $u_\varphi^0 = U_\varphi^0 / U_0$ – тангенциальная компонента скорости на выходе из завихрителя. В расчетах полей скорости варьировались величины закруток потока в центральном и тангенциальном завихрителях: φ_1 и φ_3 ($\operatorname{tg} \varphi = U_\varphi / U_r$). Остальные параметры считались фиксированными.

По результатам расчетов можно выделить следующие три характерных вида течения. Первый (вариант 1: $u_{\varphi 1}^0 = 0.19$, $u_{\varphi 3}^0 = 3.77$) характеризуется отсутствием приосевой зоны обратных токов и наличием "висячей" зоны возвратного течения в следе за стабилизатором. Второй (варианты 2 и 3: $u_{\varphi 1}^0 = 0.38$ –

0.76, $u_{\varphi 3}^0=3.77$) - появление приосевой зоны обратного тока и ее смыкание с зоной обратного тока за стабилизатором. Третий - продвижение зоны возвратного течения внутрь завихрительного устройства (это - четвертый вариант расчета: $u_{\varphi 1}^0=0.76$, $u_{\varphi 3}^0=1.88$). Вычисления проведены при фиксированных расходах воздуха через все три завихрителя: $u_{r1}^0=-0.47$, $u_{x1}^0=0.47$, $u_{r3}^0=-1.37$ и фиксированной закрутке потока в осевом завихрителе $u_{\varphi 2}^0=0.81$. Здесь x и r – продольная и радиальная координаты. Таким образом, второй и третий варианты расчета соответствовали последовательному двукратному и четырехкратному увеличению закрутки потока в центральном завихрителе по сравнению с первым вариантом. Это привело к возникновению циркуляционного течения вблизи оси и перестройке всего течения в модуле с образованием обширной зоны обратного тока. В четвертом варианте расчета закрутка потока в центральном завихрителе осталась такой же, как в третьем варианте (т.е. увеличена в 4 раза по сравнению с первым), а во внешнем, тангенциальном, завихрителе уменьшена в 2 раза. В этом случае оказалось, что отрывная зона заходит внутрь завихрительного устройства. Векторное поле скорости в продольном сечении модуля для четвертого варианта расчета представлено на рис.2.

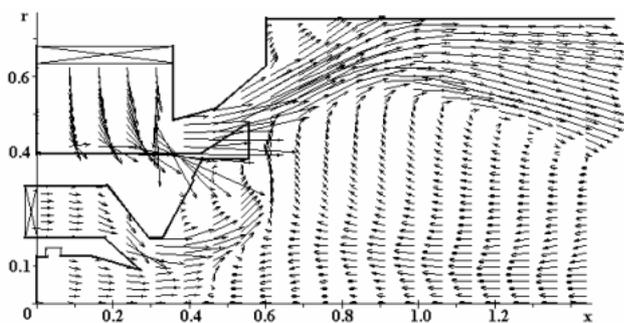


Рис.2. Расчетное векторное поле скорости в продольном сечении модуля.
Вариант 4 $u_{\varphi 1}^0=0.76$, $u_{\varphi 3}^0=1.88$

Отметим, что картина течения в третьем варианте расчетов ($u_{\varphi 1}^0=0.76$, $u_{\varphi 3}^0=3.76$) весьма

близка к приведенной. Однако распределения капель топлива в этих двух вариантах существенно различаются.

4. Распределение капельно-жидкого топлива

В расчетах задание начальных условий для топливных капель производилось в соответствии с теорией центробежных и струйных форсунок [6]. Среднезаулеровские диаметры капель согласно экспериментальным данным Свириденкова А.А. и др. приняты равными 50мкм. Предполагалось также, что топливные капли, попадающие на стенки модуля, образуют на них жидкие пленки, которые под действием воздушного потока смещаются в направлении острых кромок модуля, где и происходит их вторичный распыл. Поскольку экспериментальные данные по характеристикам этого распыла отсутствуют, то в расчетах использованы характеристики распыла пневматических форсунок [6]. При этом скорости воздушного потока в месте распыла принимались равными скоростям в узлах расчетной сетки, ближайших к соответствующей острой кромке со стороны движения топливной пленки. На рис. 3 и 4 приведены картины траекторий капель, спроецированных на продольное сечение модуля. Рис. 3 соответствует третьему варианту расчетов, рис.4 – четвертому. В обоих случаях рассматривается режим холодных испытаний ($T_w = T_k = 293K$ – температуры воздуха и капель). Расходы топлива через внутренний и наружный контуры равны 1.8 и 3.4 г/с.

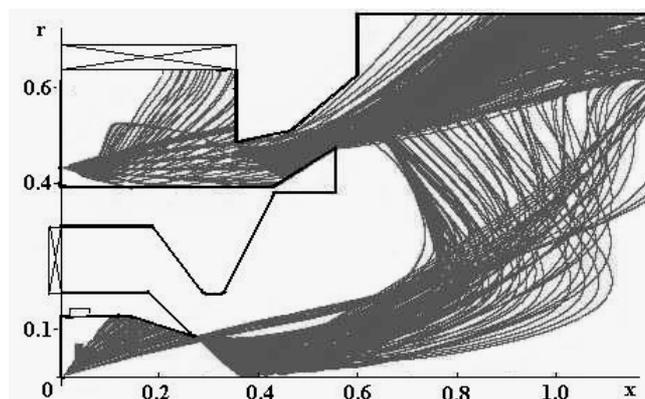


Рис. 3. Картина траекторий капель.
Вариант 3 ($u_{\varphi 1}^0=0.76, u_{\varphi 3}^0=3.76$.) Режим холодных испытаний

Из рисунка видно, что в режиме холодных испытаний (режим запуска) значительная часть капель, распыленных пневматическими форсунками наружного контура, попадает на вход завихрительного устройства и стенку тангенциального завихрителя.

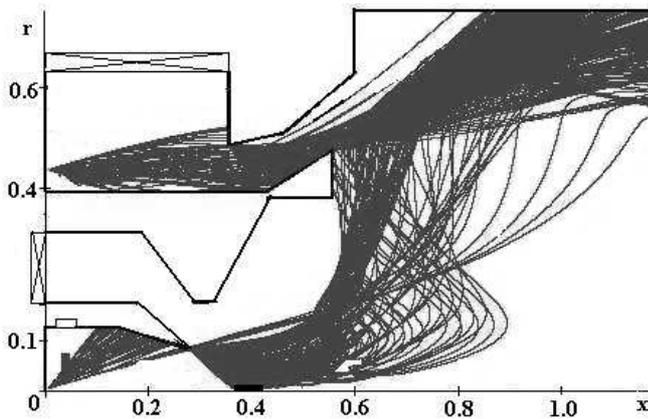


Рис. 4. Картина траекторий капель.
Вариант 4 ($u_{\varphi 1}^0=0.76, u_{\varphi 3}^0=1.88$.) Режим холодных испытаний.

В то же время в варианте 4 массовая доля капель, попадающих на наружную стенку завихрителя, по сравнению с предыдущими вариантами уменьшилась более, чем на порядок - приблизительно с 60% до 1%. При этом исчезла сепарация капель на вход завихрителя. Это связано со снижением закрутки потока в тангенциальном завихрителе. Обращает на себя также внимание то, что капли, попавшие в рабочий объем модуля из наружного завихрителя, полностью сепарируются на внешнюю стенку камеры (34%). Последнее связано со значительной закруткой вытекающего из него воздушного потока. Отметим, что в местах попадания капель на стенки модуля создаются условия образования в этих областях горючих смесей. В реальности это может привести к местным прогарам стенок.

Качественная картина сепарации топлива на стенки тангенциального завихрителя

сохраняется и на других режимах, однако самым неблагоприятным режимом является режим холодных испытаний. Что касается центрального завихрителя, то при низких закрутках потока в нем ($Sw_1=0.2$) капли слабо сепарируются на стенку дефлектора и это отрицательно сказывается на равномерности распределения топлива в рабочем объеме модуля. При увеличении закрутки до $Sw_1=0.4$ и выше эта отрицательная тенденция полностью исчезает.

Во внешнем, тангенциальном завихрителе – наоборот: высокий уровень закрутки потока вызывает увеличение сепарации капель на вход завихрительного устройства и стенки. Снижение этой сепарации до приемлемого уровня достигается переходом от закрутки $Sw_3=3.77$ к закрутке 1.88, что соответствует изменению углов установки лопаток тангенциального завихрителя с 70° до 54° . Из сравнения рис.3 и 4 видно, что это снижение закрутки потока обеспечивает также попадание топливных капель непосредственно в область за стабилизатором, что благоприятно сказывается на запуске камеры и устойчивости ее работы на режиме малого газа. На рис.5 в качестве примера приведено распределение безразмерных массовых концентраций капельно-жидкого топлива C_k в продольном сечении модуля. Обезразмеривание проведено на величину плотности воздушного потока на входе.

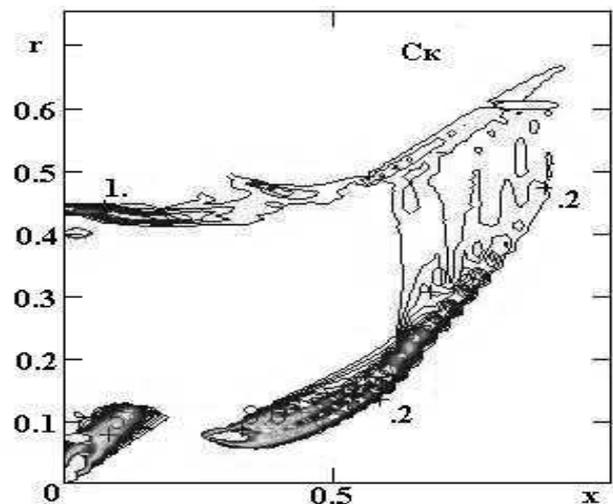


Рис.5. Изолинии безразмерных массовых концентраций топливных капель в продольном сечении модуля.

Вариант 4. Режим холодных испытаний

5. Расчет полей концентраций парообразного топлива

Расчеты показали, что при увеличении температуры воздушного потока количество топлива, попадающего на стенки модуля, а, следовательно, и доля топлива, распыливаемого с острых кромок, существенно уменьшается. В этих случаях о распределении топлива по объему модуля можно судить по распределениям концентраций топливных паров. Такие распределения для режима малого газа представлены на рис.6, а для крейсерского режима – на рис.7.

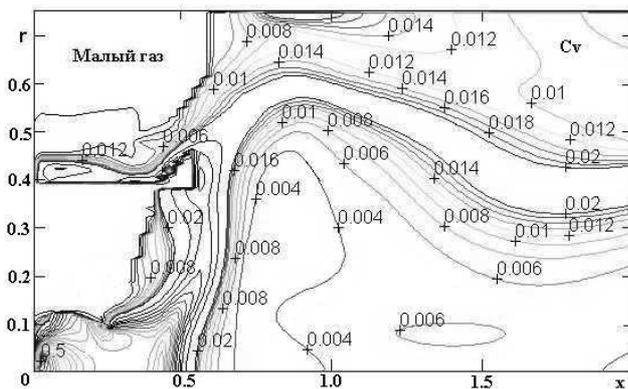


Рис.6. Профили безразмерных концентраций пара в продольном сечении модуля. Режим малого газа. Вариант 4

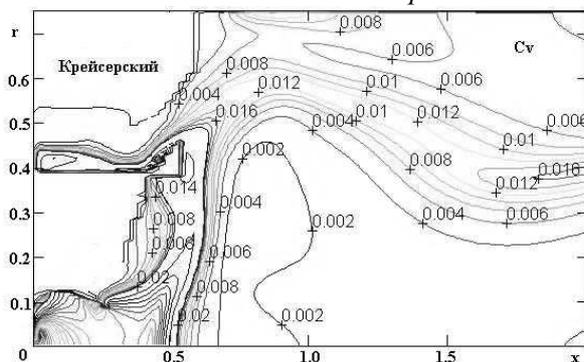


Рис.7. Профили безразмерных концентраций пара в продольном сечении модуля. Крейсерский режим. Вариант 4

Из сравнения распределений капельно-жидкого и парообразного топлива видно, что

эти распределения существенно отличаются друг от друга. Так, под разделяющей обечайкой находится область с заметной концентрацией топливных паров, а топливо в капельно-жидкой фазе в этой области практически отсутствует.

Отметим, что при увеличении температуры воздушного потока степень испарения топлива возрастает и топливные пары, увлекаемые этим потоком, сносятся в область стабилизатора. Это приводит к обеднению смеси в приосевой области течения, см. рис. 6 и 7. Так, в варианте 4 значение относительной концентрации пара C_v на режиме малого газа при $x = 1.0$ равно приблизительно 0.004, на крейсерском режиме – 0.002, а на максимальном – менее 0.001. Уменьшаются также и абсолютные значения концентраций в приосевой области. Отметим, что при отсутствии испарения капель заметная часть топлива сосредотачивается в приосевой области, [1].

При закрутках центрального потока ниже 0.4 ($u_{\phi 1}^0 = 0.19 \dots 0.38$) происходит обогащение парообразным топливом приосевой зоны. Это объясняется интенсивным осевым движением газового потока, связанным с отсутствием приосевой зоны обратного тока в первом варианте и расположением этой зоны на большом удалении от выходного сечения завихрителя во втором.

Таким образом, снижение закрутки потока в центральном завихрителе в некоторых режимах приводит к выравниванию распределения парообразного топлива по объему модуля.

6. Выводы

В результате решения получено, что наиболее равномерное распределение капельно-жидкого топлива из всех исследованных течений дает вариант 4 ($u_{\phi 1}^0 = 0.78$ и $u_{\phi 3}^0 = 1.88$). В этом варианте также реализуется наименьшее попадание капель на стенки и лопатки тангенциального завихрителя. Распределения концентраций топливного пара для всех режимов (от малого газа до макси-

мального) в варианте 4 оказались качественно весьма близкими: топливные пары уносятся воздушным потоком из центральной приосевой области в область стабилизатора. Отток топливных паров на периферию приводит к обеднению топливовоздушной смеси в приосевой области течения.

Результаты расчетов первого, второго и третьего вариантов течений показали, что снижение закрутки потока в центральном завихрителе приводит в некоторых режимах к обогащению топливовоздушной смеси в приосевой области течения и улучшению равномерности распределения парообразного топлива по объему модуля.

Показано, что для обеспечения приемлемого уровня сепарации капель на стенки наружного завихрителя и непопадания капель на его вход закрутку потока в тангенциальном завихрителе следует выбирать в окрестности величины $Sw_3 = 1.4$, что соответствует углу установки лопаток завихрителя 55° . Влияние закрутки потока в центральном завихрителе двоякое. С одной стороны увеличение этой закрутки приводит к образованию развитой приосевой зоны обратных токов, что положительно сказывается на процессе стабилизации пламени в этой области. С другой – наличие развитой приосевой зоны обратных токов приводит к интенсивному оттоку парообразного топлива от центра на периферию, и, как следствие, к обеднению топливовоздушной смеси в приосевой области и неравномерности распределения парообразного топлива по объему модуля. Приемлемым значением закрутки потока в центральном завихрителе можно считать $Sw_3 = 0.6 \dots 0.7$.

Подчеркнем, что представленные данные относятся лишь к рассмотренной конструкции модуля с односторонним вращением потоков в завихрителях, фиксированной системой топливоподачи и фиксированным распределением расходов воздуха через каждый завихритель.

7. Заключение

В результате проведенных расчетов установлено влияние основных конструктивных и режимных параметров на характеристики течения и распределения топлива в трехъярусном модуле камеры сгорания.

Найдены места попадания капель на стенки модуля, которые являются областями возможных прогаров стенок.

Даны рекомендации по совершенствованию конструктивных параметров модуля. Так, с целью непопадания топливных капель в закручивающие аппараты необходимо обеспечить закрутку внешнего потока $Sw_3 = 1.4 \dots 1.5$. Значения закрутки потока в центральном завихрителе для создания равномерного распределения парообразного топлива по объему модуля рекомендуется выбирать в пределах $Sw_3 = 0.6 \dots 0.7$.

Часть этих рекомендаций уже реализована на практике. Испытания такого трехъярусного модуля в составе двухгорелочного отсека камеры сгорания продемонстрировали снижение уровня эмиссий NO_x (EI_{NO_x} менее 4) при полноте сгорания η более 0.99.

Работа выполнена при поддержке Российского Фонда Фундаментальных Исследований. Проект № 05-08-17942-а.

Список литературы

1. В.В. Третьяков. Расчет распределения топлива в трехъярусном форсуночном модуле камеры сгорания. ЦИАМ 2001-2005. Основные результаты научно-технической деятельности. Т.1. М.:ЦИАМ, 2005.- с.380-385.
2. Лебедев А.Б., Третьяков В.В. Обзор методов расчета распределения топлива в камерах сгорания. Труды ЦИАМ №1203, 1987.- 138с..
3. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. Пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1984.- 150с.

4. Крашенинников С.Ю., Миронов А.К., Третьяков В.В. Расчетно-экспериментальное исследование поля течения в форсуночном модуле камеры сгорания схемы ТАПС.-Вторая Российская конференция «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках». 15-17 марта 2005г., Москва, МЭИ (техн. университет). Матери-

алы конференции на CD. Гос. рег. №0320500321.

5. Сб. Отрывные течения в камерах сгорания. Под редакцией В.И.Ягодкина. Труды ЦИАМ №1203, 1987.- 138с..

6. Дитякин Ю.Ф. и др. Распыливание жидкостей. М., Машиностроение, 1977.- 208с.

DISTRIBUTION CALCULATION OF DROPWISE – LIQUID AND VAPOROUS FUEL IN COMBUSTION CHAMBER SPRAY – TYPE COMPONENT

© 2006 V.V. Tretiyakov

This work devoted to investigation of frontal device with 3-stage swirler for low-emission combustion chamber. The numerical model includes the Reynolds equations and Lagrangian individual droplet equations. Fuel distribution calculations were made for any real engine regimes. The results show large difference in vapour and liquid fuel phase concentration distributions.

ОБОСНОВАНИЕ КРИТЕРИЕВ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСКОРЕННЫХ СОВМЕЩЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ АВИАЦИОННЫХ ГТД

© 2006 С.М. Минигалеев

Уфимский государственный авиационный технический университет

Для проверки надежности изделий, расходование ресурса которых в эксплуатации может протекать по различным вариантам, рациональным является проведение ускоренных совмещенных испытаний. Рассмотрены критерии, характеризующие основные требования, предъявляемые к УСИ, для выбора оптимальных режимов и объема УСИ.

Для проверки надежности изделий, расходование ресурса которых в эксплуатации может протекать по различным вариантам, рациональным является проведение ускоренных совмещенных испытаний (УСИ).

Критерий гарантированной проверки надежности изделия

Для изделия, устанавливаемого на различные объекты и эксплуатируемого в различных условиях, обеспечить условие эквивалентности одновременно по всем N_s вариантам применения в одних ускоренных испытаниях невозможно ($P_{yij} \neq P_{sijl}$, где P_y, P_s – соответственно ресурс, расходуемый в ускоренных и эксплуатационных условиях, $i = \overline{1, n}$ – число элементов узлов изделия; $j = \overline{1, m}$ – число характеристик расходования ресурса; $l = \overline{1, N_s}$ – число эксплуатационных вариантов применения), т.е. в данном случае принцип эквивалентности в виде равенства повреждаемостей становится неприемлемым и требуется иной подход к проверке надежности, основная идея которого сводится к тому, что формирование ускоренных испытаний проводится из условия обеспечения гарантированной проверки надежности изделия одновременно по нескольким (в предельном случае – по всем) эксплуатационным вариантам применения.

Очевидно, что гарантированная проверка надежности изделия по N_s вариантам обеспечивается при

$$P_y = \max_l P_{s,l}, \quad l = \overline{1, N_s}, \quad (1)$$

поскольку в противном случае всегда найдется такой вариант "х", для которого $P_y = P_{xh}$. Так, например, при $n = 1, m = 1$ и $N = 2$ успешно проведенные испытания, удовлетворяющие условию $P_y = \max [P_{s1}, P_{s2}]$, гаранти-

руют надежность изделия при эксплуатации по обоим вариантам применения, поскольку в таких испытаниях воспроизводится максимальная из двух повреждаемостей элемента изделия. При этом не требуется выполнение условия эквивалентности одновременно по всем элементам и характеристикам расходования ресурса изделия.

Если в теории ускоренных испытаний условие равенства вырабатываемых ресурсов соответствует принципу эквивалентности ускоренных и длительных (эксплуатационных) испытаний, то условие (1) – принципу гарантированной проверки в ускоренных испытаниях надежности изделия многовариантного применения.

В частном случае, при $l = N = 1$ $P_{yij} = P_{sij}$, принцип гарантированной проверки надежности вырождается в принцип эквивалентности.

Для изделия в целом с учетом n элементов и m характеристик ресурса условие гарантированной проверки надежности можно записать в виде

$$P_{yij} = \max_l P_{sijl}. \quad (2)$$

При $n \wedge m \gg 1$ и $s \ll n \wedge m$ (s – число параметров режима нагружения $R = (R_1, R_1, \dots, R_s)$) для современных сложных технических изделий выполнить условие (2) по всем элементам и характеристикам ресурса невозможно, поэтому необходим компромисс, основная идея которого сводится к приближенному выполнению принципа гарантированной проверки надежности, в виде:

$$P_{yij} \geq \max_l P_{sijl}. \quad (3)$$

Условие (3) означает, что для ряда элементов изделия УСИ будут проводиться с оценкой «в запас», т.е. повреждаемость в испытаниях будет превышать максимальную эксплуатационную. Такой подход к проверке

надежности технических изделий вполне обоснован и часто применяется на практике. Важно, что успешно проведенные таким образом испытания, как и испытания, удовлетворяющие условию (2), гарантируют надежность изделия по всем N_s вариантам применения.

С другой стороны, при расчете режимов УСИ необходимо, чтобы величина превышения $\delta P_{ij} = P_{yij} - \max_l P_{\varepsilon ij}$, была ограничена сверху, что обусловлено недопустимостью разрушения элементов в процессе испытаний, поскольку, в противном случае, по результатам неудачно проведенных испытаний (например, ввиду их чрезмерной перегрузки) будет принято ложное заключение о ненадежности изделия:

$$P_{\varepsilon ij} \leq P_{*ij} = \varepsilon_{ij}^{-1} a_{ij} \vee \delta P_{ij} = (P_{yij} - \max_l P_{\varepsilon ij}) \leq (P_{npj} - \max_l P_{\varepsilon ij}), \quad (4)$$

где P_{npj} – предельно допустимый в УСИ расход ресурса i -го элемента изделия с учетом j -ой характеристики ресурса; a – значение параметра ресурса P , при котором элемент изделия разрушается или наступает его параметрический отказ; ε – коэффициент запаса, назначаемый с учетом естественного рассеивания факторов, влияющих на расходимый ресурс, и учитывающий влияние неучтенных факторов.

С учетом (3) и (4) область выбора режимов и объема УСИ примет вид двусторонних ограничений:

$$\max_l P_{\varepsilon ij} \leq P_{yij} \leq P_{npj}. \quad (5)$$

Поскольку $n \wedge m \gg 1$ и $s \ll n \wedge m$, то выполнение на практике условия (5) сложно, поэтому можно только стремиться к выполнению этого условия, т.е. проводить выбор режимов и объема УСИ из условия:

$$\varphi = \text{Вер}\{\max_l P_{\varepsilon ij} \leq P_{yij} \leq P_{npj}\} = \frac{n^* \cup m^*}{n \cup m} \rightarrow 1, \quad (6)$$

где n^* и m^* – число элементов и характеристик ресурса изделия, для которых выполняется условие (5).

Очевидно, что чем больше число элементов изделия, для которых выполняется принцип гарантированной проверки надежности в виде (5), тем эффективнее УСИ. Экстремальное значение φ_1 соответствует случаю, когда $n = n^*$ и $m = m^*$, при этом $\varphi_1 = 1$. Поскольку показатель φ_1 , учитывает много-

вариантность применения изделия в эксплуатации, то, следовательно, его можно рассматривать в качестве критерия эффективности УСИ.

Критерий дифференцированного «зачета» эксплуатационных вариантов применения в ускоренных совмещенных испытаниях

Очевидно, что в интервале $1...N_s$ всегда существуют изделия, эксплуатируемые по менее нагруженным вариантам применения (например, авиационного ГТД, используемый в наземном варианте), в которых накапливается меньшая повреждаемость. В этом плане может оказаться целесообразным проведение дифференцированного «зачета» в УСИ эксплуатационных вариантов применения изделия, начиная от наименее нагруженного и кончая наиболее нагруженным вариантом. В отличие от традиционно применяемого метода «зачета» партии выпускаемых изделий, такой подход позволяет, даже в случае отказа изделия в УСИ, не браковать всю партию изделий, а признавать изделия годными к эксплуатации по тем вариантам применения, эксплуатационная повреждаемость которых будет выработана до момента отказа изделия в УСИ.

В этом случае длительность испытаний, соответствующая «зачету» в УСИ v -го эксплуатационного варианта, определится из условия:

$$P_{yijv} = F(P_0, R_y, \tau_{zijv}) = P_{\varepsilon ijv}, \quad \tau_{zijv} = f(P_0, P_{\varepsilon ijv}, R_y), \quad (7)$$

$$P_0 = \text{idem}; \quad i = \overline{1, n}; \quad j = \overline{1, m}; \quad l = \overline{1, N_s}.$$

С учетом n элементов и m характеристик ресурса изделия v -ый эксплуатационный вариант «зачтется» полностью за время

$$\tau_z = \max_v \tau_{zijv}. \quad (8)$$

При этом для ряда элементов изделия повреждаемость будет превышать их эксплуатационную в v -ом варианте применения (рис. 1), что может привести к искажению результатов проверки надежности как самих элементов, так и элементов, на надежность которых они оказывают влияние (например, отказ маслососа приводит к разрушению подшипниковых опор ротора по причине их масляного голодания и т.д.).

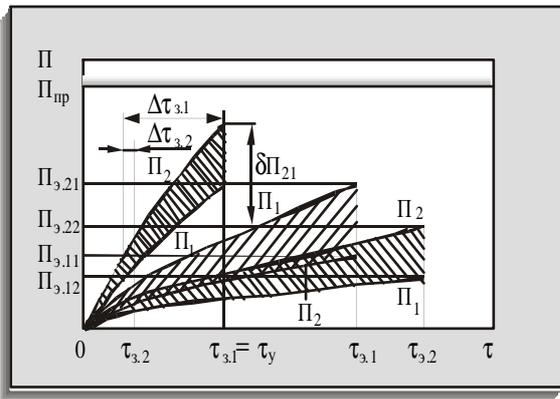


Рис. 1. Графическая иллюстрация дифференцированного «зачета» в УСИ эксплуатационных вариантов применения изделия для случая $n = 2$ и $N_3 = 2$:

$\Pi_{3,ij}$ – эксплуатационная повреждаемость i -го элемента в v -ом варианте; $\tau_{3,v}$ – длительность эксплуатации изделия в v -ом варианте; τ_y – длительность УСИ; $\tau_{3,v}$ – время «зачета» v -го варианта в УСИ; $\Delta\tau_{3,v}$ – интервал времени «зачета» v -го варианта; $\delta\Pi_{ij}$ – «невязка» между повреждаемостью i -го элемента в эксплуатации и в УСИ (за время τ_{3e})

Поэтому выбор параметров УСИ необходимо проводить минимизируя «невязки» между повреждаемостью, накопленной элементами за время $\tau_{y,ijv}$, и повреждаемостью, в v -ом эксплуатационном варианте применения:

$$\left| \Pi_{y,ijv} - \Pi_{3,ijv} \right| \rightarrow \min. \quad (9)$$

Для изделия в целом критерий дифференцированного «зачета» в УСИ эксплуатационных вариантов применения можно представить в виде:

$$\varphi_2 = \sum_{v=1}^{N_3} \Delta\tau_{3v} \rightarrow \min, \quad (10)$$

где $\Delta\tau_{3v}$ – интервал «зачета» в УСИ v -го эксплуатационного варианта применения, определяемый по формуле:

$$\Delta\tau_{3,ijv} = (\max_{ij} \tau_{3,ijv} - \min_{ij} \tau_{3,ijv}). \quad (11)$$

Из (10) следует, что экстремальное значение критерия φ_2 соответствует случаю, когда все элементы изделия «засчитываются» в УСИ в один момент времени: $\Delta\tau_{3,1} = 0$, $\Delta\tau_{3,2} = 0$, ..., $\Delta\tau_{3,N} = 0$; $\varphi_2 = 0$.

Реализация принципа дифференцированного «зачета» в УСИ эксплуатационных вариантов применение позволяет повысить эффективность ускоренных испытаний за счет уменьшения числа необоснованно бракуемых

вариантов применения изделия.

Показатели объема и длительности ускоренных совмещенных испытаний

Объем и длительность также характеризуют эффективность УСИ и поэтому могут рассматриваться в качестве самостоятельных критериев эффективности:

$$\varphi_3 = N_{CT} \sim N_y \rightarrow \min; \quad (12)$$

$$\varphi_4 = \sum_{k=1}^{N_3} \tau_{y,k} \rightarrow \min, \quad (13)$$

где N_{CT} , N_y – соответственно число испытательных стендов и испытываемых изделий.

Совместная реализация условий (12) и (13) позволяет минимизировать материальные и временные затраты на проведение УСИ.

Область реализации режимов нагружения в ускоренных совмещенных испытаниях

При $N_3 = 1$ область реализации режима соответствует области эквивалентных испытаний G_R . При $N_3 > 1$ область реализации режима формируется объединением соответствующих эксплуатационных областей реализации режима G_{R1}, \dots, G_{Rv} ($v \in 1 \dots N_3$):

$$R_{y\xi} = [R_1, R_2, \dots, R_s] \in G_{R\xi}; \quad (14)$$

$$G_{R\xi} = G_{R1} \cup G_{R2} \cup \dots \cup G_{Rvi}.$$

Существование в УСИ одновременно N_y областей реализации режима ($G_{R1}, G_{R2}, \dots, G_{RNy}$) обусловлено тем, что виды повреждений одних и тех же элементов изделия в различных вариантах применения в общем случае, могут отличаться и, следовательно, не могут воспроизводиться в одних УСИ. Например, если из N_3 вариантов применения изделия в эксплуатации в N_1 случаях прогнозируется один вид разрушения, а в остальных N_2 вариантах – другой вид, то УСИ реализуются, по крайней мере, на двух изделиях: на одном – в зачет N_1 вариантов, на другом – N_2 вариантов ($N_1 + N_2 = N_3$) применения и т.д.

Взаимовлияние критериев эффективности

Взаимовлияние критериев эффективности φ_1 , φ_2 , φ_3 и φ_4 неоднозначно. Так, оптимизация УСИ по критерию φ_3 (означающее уменьшение объема испытаний) и φ_4 (означающее уменьшение длительности испытаний) приводит к снижению эффективности УСИ по критерию φ_1 .

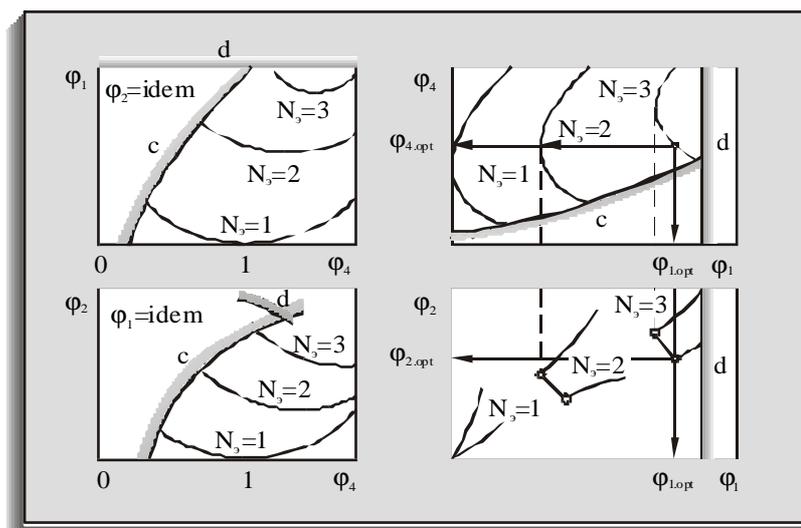


Рис. 2. Графическая иллюстрация взаимовлияния критериев эффективности φ_1 , φ_2 , φ_3 и φ_4 для случая трех эксплуатационных вариантов применения изделия:

▭ – граница области реализации критерия; $\varphi_{1,opt}$ – оптимальное компромиссное решение

Одновременно с этим снижается эффективность УСИ по критерию φ_2 , поскольку, ввиду рассогласования скоростей расходования ресурса элементов изделия по причине изменения режима испытаний, увеличиваются «невязки» $\Delta\tau_{3V}$ в формуле (10).

Анализ взаимовлияния критериев φ_1 и φ_2 показывает, что они также противоречивы друг другу и стремление удовлетворить одно временно их требованиям приводит к снижению эффективности УСИ (рис. 2).

Поэтому однозначное решение, которое

бы удовлетворяло одновременно всем критериям эффективности, невозможно и выбор окончательного варианта УСИ является компромиссным.

Рассмотренные выше критерии φ_1 , φ_2 , φ_3 и φ_4 характеризуют основные требования, предъявляемые к УСИ, и, следовательно, образуют полную группу критериев, с учетом которой следует проводить выбор оптимальных режимов и объема УСИ.

SUBSTANTIATION OF PERFORMANCE CRITERIA OF ACCELERATED TESTS

© 2006 S.M. Minigaleev

USATU

Method of choice of parameters (volume, modes and duration) accelerated tests for engine of multialternative application is considered.

Authors have offered criteria of efficiency of accelerated tests of engines φ_1 , φ_2 , φ_3 and φ_4 .

ВЛИЯНИЕ СКОРОСТНОГО НАПОРА НА СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ В КОМПРЕССОРЕ

© 2006 В.И.Кузнецов

Омский государственный технический университет

Показано, что на всех режимах работы двигателя энергия к компрессору подводится не только от турбины, но и от набегающего потока воздуха. Произведение $\pi_v \pi_k^*$ остается таким же, как и при подводе энергии к компрессору только от турбины. Энергия воздуха за компрессором возрастает на ту же величину, на которую падает энергия набегающего потока. На постоянной частоте вращения турбокомпрессора π_k^* растет, что приводит к снижению запасов устойчивости работы компрессора.

В работах [1,2,3] доказано, что на режиме авторотации к компрессору энергия подводится не только от турбины компрессора, но и от набегающего потока воздуха. Правомерно предположить, что и на рабочих режимах двигателя энергия к компрессору будет подводиться от турбины и набегающего потока воздуха. Полное давление воздуха за компрессором, вероятно, будет оставаться таким же, как и при расчете без учета энергии набегающего потока. Это происходит потому, что повышение полного давления за компрессором за счет энергии набегающего потока будет равно понижению полного давления за компрессором за счет падения полного давления набегающего потока. Однако, степень повышения полного давления воздуха в компрессоре (π_k^*) вырастет. Это приведет к смещению линии рабочих режимов в сторону уменьшения запасов устойчивой работы компрессора в составе двигателя.

Исследованию данного вопроса и посвящена эта работа. В качестве примера рассмотрен турбореактивный двигатель (ТРД) с неизменными проходными сечениями.

Основные уравнения, описывающие работу ТРД состоят из уравнений баланса массы (неразрывности потока), уравнения баланса мощностей, уравнений баланса давлений и уравнений баланса энергий по газоздушному тракту.

Уравнения баланса массы (неразрывности потока) не претерпевают изменений, поэтому здесь не рассматриваются.

Уравнение баланса мощностей.

Поскольку сделано предположение, что на рабочих режимах энергия к компрессору подводится от турбины компрессора и набегающего потока воздуха, следовательно уравнение баланса мощностей будет иметь вид

$$N_K = N_T \eta_m + X N_V \quad (1)$$

где N_K – мощность, потребляемая компрессором;

N_T – мощность, подводимая к компрессору от турбины компрессора;

N_V – энергия набегающего потока воздуха;

X – доля энергии набегающего потока воздуха, идущей на привод компрессора ($0 < X < 1$);

η_m – механический к. п. д.

Если принять, что нет отборов воздуха на нужды самолета и двигателя, то уравнение (1) можно представить в виде

$$G_B L_K = G_T L_T \eta_m + X G_B L_V$$

Откуда

$$L_T = \frac{L_K - X L_V}{v_T \eta_m} \quad (2)$$

где L – удельная работа;

$v_T = 1 + q_T$ – коэффициент изменения массы.

Из уравнения баланса энергии (1) и (2) следует, что потребная работа турбины определяется работой компрессора, энергией набегающего потока воздуха, механическим

к.п.д. и коэффициентом изменения массы, увеличиваясь при уменьшении η_m и V_T .

Уравнение баланса энергий по газозвоздушному тракту. Даже для одновального ТРД с неизменной геометрией проточной части число неизвестных на одно больше, чем число уравнений [4,5,6]. Следовательно, система уравнений без дополнительных условий не имеет решения. Эти условия, замыкающие систему уравнений, описывающих работу ТРД, называют законом управления, который представляется как закон и программа регулирования двигателя [4,5,6]. Исследование известной системы уравнений, описывающих работу ГТД, привело к выводу, что нет связи между полезной и затраченной энергией двигателя в целом. Таким образом, если записать связь между полезной и затраченной работой двигателя в целом, то получится

$$L_{затр.} = L_{пол} + L_R \quad (3)$$

где $L_{затр.}$ – удельная работа, затраченная на обеспечение работы ГТД;

$L_{пол}$ – полезная удельная работа, которую совершает ГТД;

L_R – удельная работа, которая учитывает затраты на преодоление гидравлических

сопротивлений по газозвоздушному тракту и подогрев выхлопных газов.

Для ТРД к затраченной работе необходимо отнести удельные работы набегающего потока воздуха (L_V), турбины (L_T), стартера ($L_{ст}$) и топлива (Q_T или $q_T H_{и}$).

К полезной удельной работе относятся удельная работа компрессора (L_K) и удельная работа, идущая на создание реактивной тяги ($L_{рс}$).

С учетом вышеизложенного уравнения баланса энергий по газозвоздушному тракту (3) для ТРД можно представить в виде

$$L_V + L_{ст} + L_T \eta_m + q_T H_{и} = L_K + L_{рс} + L_{RS} + C_p (T_c - T_n) \quad (4)$$

где $L_V = C_p T_n (\pi_v^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)$ – удельная работа набегающего потока воздуха,
 $L_{ст}$ – удельная работа стартера;

$$L_T = C_p T_k^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right) \eta_T^* \quad \text{– удельная работа}$$

турбины;

$q_T H_{и}$ – удельная энергия топлива;

$$L_K = C_p T_B^* (\pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) \frac{1}{\eta_k} \quad \text{– удельная работа,}$$

потребляемая компрессором;

$$L_{рс} = C_p T_T^* \left(1 - \frac{1}{\pi_c^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right) \quad \text{– удельная энергия}$$

газа, создающая реактивную тягу;

$L_{RS} = L_{рс} (1 - \sigma_\Sigma)$ – удельная работа, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений по газозвоздушному тракту;

$C_p (T_c - T_n)$ – удельные потери теплоты, вызванные разностью температуры выхлопных газов и окружающей среды.

Если удельную работу турбины представить в классическом виде [4,5,6]:

$$L_T = C_{pr} T_T^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right) \eta_T^* \quad (5)$$

то в уравнении (4) величину $q_T H_{и}$ необходимо заменить на величину $Z q_T H_{и}$, в которой составляющая Z – это доля энергии топлива, идущая на увеличение полной энтальпии газа за турбиной ($0 < Z < 1$) и равна

$$Z q_T H_{и} = C_p T_T^* - C_p T_k^* = i_T^* - i_k^* \quad (6)$$

Таким образом, уравнение (4) замыкает систему уравнений, описывающих совместную работу элементов ГТД, и обеспечивает на каждом режиме работы однозначную связь всех его параметров с внешними условиями. При выводе уравнений принято, что часть энергии набегающего потока воздуха расходуется на привод компрессора, т.е. компрессор получает энергию не только от турбины, но и от набегающего потока воздуха. Однако произведение $\pi_v \pi_k^*$ остается таким же, как

и при подводе энергии только от турбины, поскольку энергия воздуха за компрессором возрастает на ту же величину, на которую падает энергия набегающего потока воздуха.

Баланс давлений. Суммарная располагаемая степень понижения давления в двигателе

$$\frac{p_{\kappa}^*}{p_n} = \frac{\pi_T^* \pi_{cp}}{\sigma_{\kappa c}}$$

равна суммарной степени повышения давления

$$\frac{p_{\kappa}^*}{p_n} = \pi_V \pi_{\kappa}^* \sigma_{\text{ex}} - \frac{\Delta p_{\kappa}}{p_n} = \pi_V \pi_{\kappa}^* \sigma_{\text{ex}} - \frac{xL_V}{RT_n} = \pi_V \pi_{\kappa}^* \sigma_{\text{ex}} - \frac{\kappa x M_n^2}{2};$$

т.е. принято, что в сопле происходит полное расширение газа ($p_c = p_n$). Отсюда

$$\pi_{cp} = \frac{\sigma_{\kappa c}}{\pi_T^*} (\pi_{\kappa}^* \pi_V \sigma_{\text{ex}} - \frac{xL_V}{RT_n}) = \frac{\sigma_{\kappa c}}{\pi_T^*} (\pi_{\kappa}^* \pi_V \sigma_{\text{ex}} - \frac{\kappa x}{2} M_n^2);$$

а при $M_n = 0 \Rightarrow L_V = 0$

$$\pi_{cp} = \frac{\pi_V \pi_{\kappa}^* \sigma_{\text{ex}} \sigma_{\kappa c}}{\pi_T^*} \quad (7)$$

Из уравнения (7) следует, что располагаемая степень понижения давления газа в сопле π_{cp} пропорциональна степени повышения давления в воздухозаборнике $\pi_V \sigma_{\text{ex}}$ и компрессоре π_{κ}^* , а также коэффициенту восстановления полного давления в камере сгорания $\sigma_{\kappa c}$ и обратно пропорциональна степени понижения полного давления газа на турбине π_T^* .

Влияние набегающего воздушного потока на основные характеристики ГТД.

Из уравнения баланса энергий по газозоветушному тракту (4) следует, что к компрессору энергия подводится не только от турбины, но и от набегающего потока

воздуха. Эта зависимость может быть выражена уравнением

$$xL_V + L_T \eta_m = L_{\kappa} \quad (8)$$

где x – доля энергии набегающего потока воздуха, идущая на привод компрессора.

Таким образом, количество удельной энергии набегающего потока воздуха, идущего на привод компрессора будет равно

$$xL_V = C_p T_n (\pi_{vc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) = x C_p T_n \frac{\kappa-1}{2} M_n^2 \quad (9)$$

$$\pi_{vc} = \left(\frac{\kappa-1}{2} x M_n^2 + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (10)$$

По аналогии, количество удельной энергии набегающего потока воздуха, идущей на преодоление гидравлических сопротивлений по газозоветушному тракту и создание реактивной тяги, можно определять по уравнению

$$yL_V = C_p T_n (\pi_{vc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) = y C_p T_n \frac{\kappa-1}{2} M_n^2$$

Откуда

$$\pi_{vc} = \left(\frac{\kappa-1}{\kappa} y M_n^2 + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (11)$$

где $y = (1-x)$ – доля энергии набегающего потока, идущей на преодоление гидравлических сопротивлений по газозоветушному тракту и создание реактивной тяги.

Полное давление за компрессором определяется уравнением

$$p_{\kappa}^* = p_n \pi_{vc} \pi_{\kappa}^* \sigma_{\text{ex}} \quad (12)$$

На базе известных [4,5,6] и выведенных уравнений (8...12) составлена замкнутая система уравнений, описывающих рабочий процесс ГТД.

Зависимость между скоростью полета, степенью повышения полного давления в компрессоре и степенью понижения полного давления газа на турбине находится из уравнения (8) с подставлением в него

значений удельных работ набегающего потока, турбины и компрессора

$$x c_p T_n \frac{\kappa - 1}{2} M_n^2 + c_{p2} T_G^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa - 1}{\kappa_2}}}\right) \eta_T^* \eta_m = c_p T_6^* (\pi_\kappa^* - 1) \frac{1}{\eta_\kappa}$$

Откуда

$$\pi_\kappa^* = \frac{\eta_\kappa}{c_p T_6^*} \left[x c_p T_n \frac{\kappa - 1}{2} M_n^2 + c_{p2} T_G^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa - 1}{\kappa_2}}}\right) \eta_T^* \eta_m \right] + 1 \quad (13)$$

или

$$T_G^* = \frac{\left[c_p T_n^* (\pi_\kappa^*)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_\kappa} - x c_p T_n \frac{\kappa - 1}{2} M_n^2}{\left[c_{p2} \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa - 1}{\kappa_2}}}\right) \eta_T^* \eta_m \right]} \quad (14)$$

Таким образом, степень повышения полного давления компрессора определяется не только энергией, снимаемой с вала турбины компрессора, но и той частью энергии набегающего потока воздуха, которая расходуется на увеличение π_κ^* .

Произведение степени повышения давления во входном устройстве при изэнтропическом торможении (π_v) на степень повышения давления в компрессоре (π_κ^*) остается таким же, как и при подводе энергии к компрессору только от турбины, поскольку энергия воздуха за компрессором возрастает на ту же величину, на которую падает энергия набегающего потока воздуха.

Т.е. на постоянной частоте вращения турбокомпрессора π_κ^* растет, что приводит к снижению запасов устойчивой работы компрессора ($\Delta \kappa$).

Список литературы

1. Кузнецов В.И. Источники энергии на привод компрессора ГТД на режиме авторотации // Омский научный вестник, №20, 2002, с.123-124.
2. Кузнецов В.И. Экспериментальные исследования ГТД на режиме авторотации // Труды МНТК «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», ч. I, Вестник СГАУ им. С.П. Королева. Самара, 2003, с.410-413.
3. Кузнецов В.И. Замкнутая математическая модель рабочего процесса ГТД // Труды МНТК «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», ч. II, Вестник СГАУ им. С.П. Королева, Самара, 2003, с. 116-122.
4. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / В.П. Деменчиков и др.: Под ред. С.М. Шмяхтенко, В.А. Сосунова. М.: Машиностроение, 1979, -432с.
5. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей / В.М. Акимов и др.: Под ред. С.М. Шмяхтенко. М.: Машиностроение, 1987, -568с.
6. Кулагин В.В. и др. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. КН.3 / Основные проблемы: Начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных газотурбинных двигателей. / Под общ. ред. В.В. Кулагина М.: Машиностроение, 2005, - 464с.; ил.

THE INFLUENCE OF THE SPEED PRESSURE ON DEGREE OF INCREASING OF THE FULL PRESSURE IN COMPRESSOR

© 2006 Smiths V.I.

It Is Shown that on all state of working engine energy to compressor is from turbine not only, but also from running up flow of the air. Product $\pi_v \pi_\kappa^*$ remains such, either as at supply of the energy to compressor from turbine only. The Energy of the air for compressor increases on the same value, on which falls the energy running up flow. On constant frequency of the rotation турбокомпрессора π_κ^* grows that brings about reduction spare to stability of the functioning(working) the compressor

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ИСПЫТАНИЙ УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО СТЕНДА ЖРДМТ

© 2006 А.В. Лапшин, Е.А. Лапшин, В.Е. Нигодюк, С.А. Старостенко

Самарский государственный аэрокосмический университет

Современные информационные технологии позволяют существенно расширить возможности экспериментального исследования при испытаниях ЖРДМТ.

Кроме сокращения времени и стоимости испытаний автоматизированные системы измерения и управления позволяют расширить количество измерительных каналов, повысить точность получаемых результатов, проводить испытания с дистанционным управлением через информационные сети.

Использование автоматизированной системы испытаний (АСИ) существенно повышает уровень проведения экспериментов во время проведения лабораторных занятий, что дает возможность студентам более полно освоить особенности рабочего процесса в

ракетных двигателях. Использование АСИ позволяет увеличить количество регистрируемых режимов, обеспечивая каждого студента данными для расчета и анализа влияния различных факторов на параметры ЖРДМТ.

Работа по созданию АСИ проводится на кафедре ТДЛА на базе действующего учебного стенда для испытаний ЖРДМТ тягой до 100 Н.

Для измерения тяги используется упругая балка с наклеенными тензодатчиками, на которую устанавливается ракетный двигатель (рис.1). Конструктивные параметры тензобалки выбирались с учетом повышения динамических характеристик.

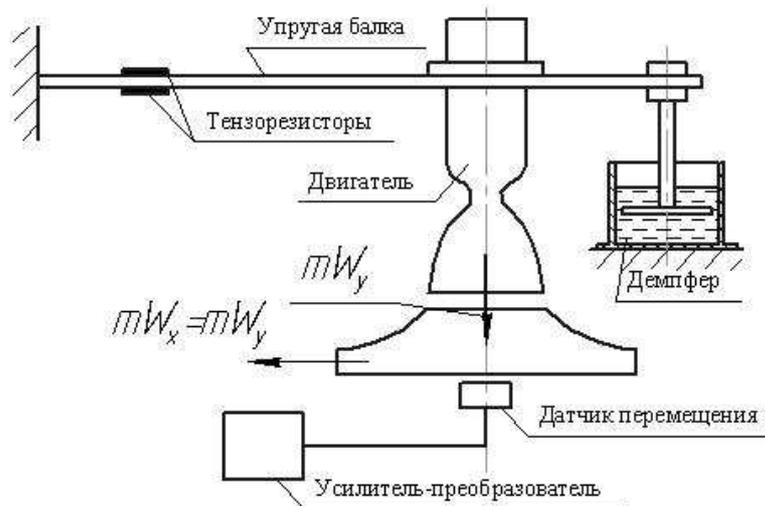


Рис.1. Реактивное и активное устройства для измерения тяги РДМТ

Частоту собственных колебаний f системы измерения тяги с помощью упругой балки, работающей на изгиб, можно определить по формуле

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{P}{(m_{\text{дв}} + \xi \cdot m_{\text{б}}) \cdot \delta}},$$

где P – величина силы тяги;

$m_{\text{дв}}$, $m_{\text{б}}$ – соответственно массы двигателя и части упругой балки, участвующие в колебательном движении;

ξ – коэффициент, зависящий от взаимного расположения двигателя и балки;

δ – величина перемещения центра масс двигателя под действием силы тяги P .

Собственная частота такой системы измерения тяги не превышает 20...40 Гц. Поэтому данная система для измерения тяги может использоваться только на стационарных и квазистационарных режимах.

Частоту собственных колебаний системы измерения тяги можно повысить используя активный метод, когда измеряется не только реакция истекающих из сопла газов, но и прямое силовое воздействие сверхзвуковой струи. В этом случае за срезом сопла устанавливается легкая газоприемная ловушка, связанная с жесткой мембраной силоизмерителя, перемещение которой регистрируется индуктивным датчиком.

Данный метод разработан в 1970 г. в Лаборатории №2 СГАУ, и используется для измерения быстроизменяющихся значений тяги в импульсных режимах.

Тяга определяется по воздействию выхлопной струи двигателя на спрофилированную газодинамическую ловушку. Она разворачивает поток продуктов сгорания на 90° , т.е. теоретически усилие полностью передается на ловушку. Перемещение ловушки фиксируется индуктивным датчиком, электрический сигнал с которого преобразуется и, усиливается тензостанцией 4-АНЧ-22. Масса перемещающейся части системы (ловушки) составляет не более 100 г, что позволяет увеличить собственную частоту силоизмерительного устройства до 200...300 Гц и проводить измерения тяги ЖРДМТ на импульсных режимах.

Для повышения точности измерений и автоматизации процесса градуировки силоизмерителя на учебном стенде также используется тягоизмерительное устройство, где подводящие топливные трубопроводы используются в качестве упругих элементов. Собственная частота этого устройства выше, чем у упругой балки и составляет 150...200 Гц. Схема этого устройства показана на рис. 2.

Тягоизмерительное устройство представляет собой массивное основание - 6 (из нержавеющей стали) на котором закреплено две стойки - 5. Также имеется четыре штуцера - 3, к которым подсоединяются подводящие топливо трубки. Между стойками и

подвижной частью - 7 приварены четыре трубопровода 4. В нижней части, между двумя индуктивными катушками (дифференциальный датчик перемещения - 1), установлен якорь - 2 (из ферромагнитного материала).

При работе двигателя трубки испытывают кручения за счёт момента $M=PL$, где P – сила тяги, а L – плечо, равное расстоянию от оси двигателя до оси подвижной части.

Использование двух трубопроводов с каждой стороны тягомера повышает устойчивость подвижной части в вертикальном направлении, что особенно важно при увеличении массы двигателя и нагружения подвижной части при градуировки. В этом случае к двигателю можно подводить различные компоненты по четырем трубкам. Основным отличием данного тягоизмерительного устройства с упругими элементами в виде трубопроводов является отсутствие элементов подвода горючего и окислителя, к двигателю, а также упрощение процесса градуировки. Градуировка происходит за счёт ступенчатого нагружения эталонными грузами противоположного рычага тягоизмерительного устройства, что позволяет выполнять данную операцию дистанционно с помощью электромагнитного или гидравлического привода, управляемого ЭВМ.

В АСИ учебного стенда для измерения расхода на импульсных режимах по линиям горючего и окислителя установлены датчики, измеряющие перепад давления типа «Карат Д» на 6 кПа, или Метран-44Д, реагирующих на изменение высоты столба жидкости объемного расходомера. Измерения расхода на непрерывном, длительном режиме производиться турбинными расходомерами, с регистрацией частоты вращения и количества оборотов за время пуска.

Измерение давления в камере сгорания производится с помощью датчиков типа ДДИ-21, охлаждаемых водой. Для измерения входных давлений по линиям «О» и «Г» используются датчики ДД-10. Температура компонентов измеряется с помощью ХК термопар ТС-49 и цифрового прибора 2ТРМ с токовым выходом 5...20 мА.

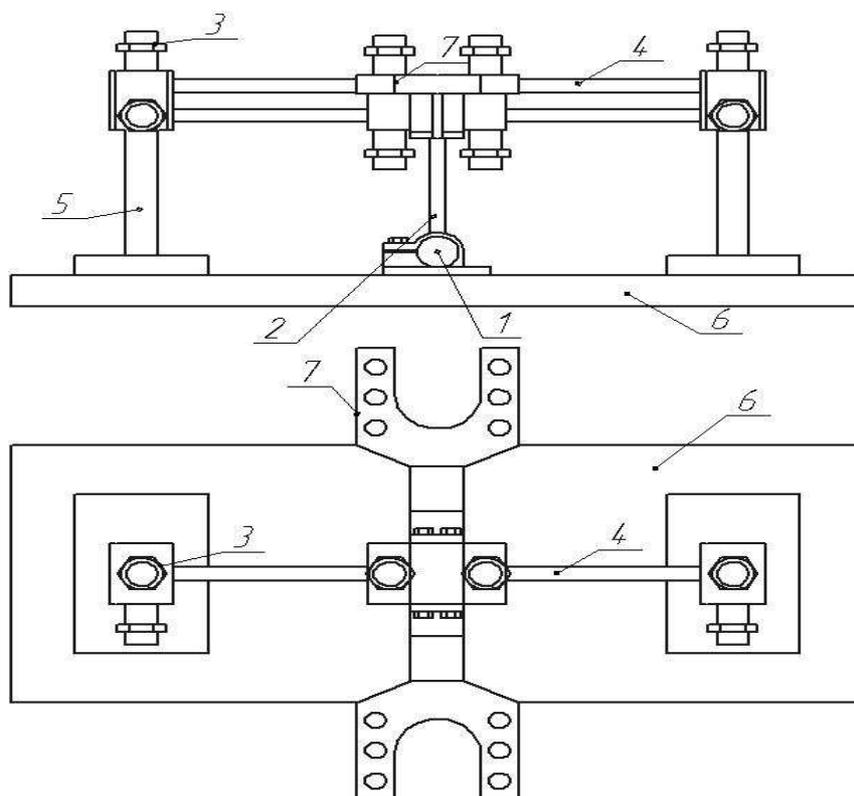


Рис.2. Универсальное тягоизмерительное устройство

Значение токов клапанов регистрируются с помощью датчиков Холла, включенных последовательно в цепь питания электромагнитных клапанов.

Преобразование сигналов с тензобалки, индуктивных датчиков давления осуществляется тензостанцией типа 4АНЧ-22.

За основу системы сбора информации были использованы специализированные платы аналогово-цифрового преобразователя с коммутатором и собственным сигнальным процессором. Все алгоритмы сбора измерительной информации реализуются с помощью данного процессора, а алгоритмы дальнейшей обработки, не требующие привязки к реальному времени, реализуются на ПЭВМ.

После преобразования и усиления нормированные аналоговые сигналы с $U=0...5$ В поступают на многофункциональный адаптер А-822 РGH (рис. 3). Использование плат сбора информации с собственным сигнальным процессором позволяет отказаться от операционных систем реального времени и реализовать все программное обеспечение под управлением операционной системы WINDOWS, которая удовлетворяет требованиям «реального времени» [1].

Блок оптической развязки и защиты позволяет через оптронные пары передавать дискретные сигналы, защищая плату от повышенных напряжений, возникающих при работе стенда. На аналоговых измерительных каналах установлены модули со стабилизаторами с пороговым напряжением $U = 10$ В.

Для системы управления ЖРДМТ разработан блок автоматики, обеспечивающий коммутацию электромагнитных клапанов двигателя, а также включение двигателя и муфты шлейфового осциллографа и работающего от выходных дискретных сигналов TTL адаптера А-822 РGH. Для управления с помощью АСИ пневмо-гидравлической системой (ПГС) стенда, в том числе установку необходимых значений давлений компонентов на входе двигателя, по заданной программе испытаний используется дополнительные электромагнитные клапаны в ПГС учебного стенда, работающие в импульсном режиме от ЭВМ и обеспечивающие повышение давления в ресивере и дренаж азота, если рабочее давление не соответствует заранее заданным значениям по программе испытаний (рис. 4).

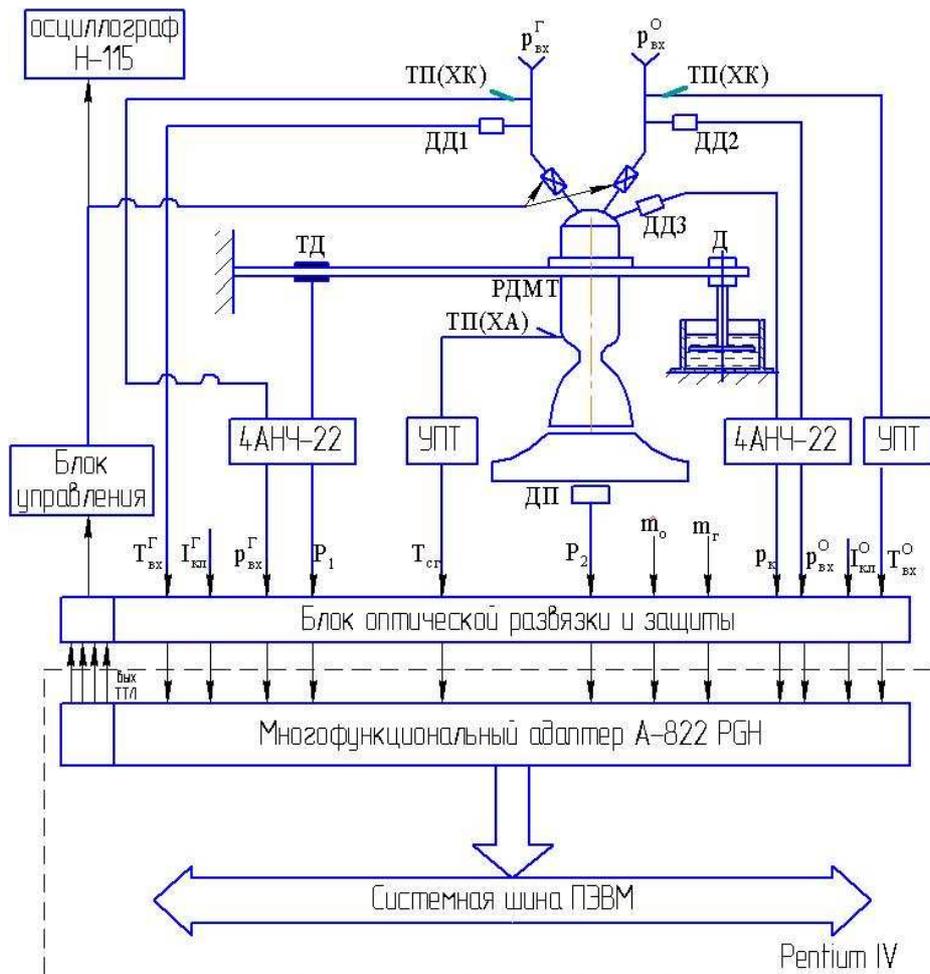


Рис. 3. Блок-схема АСИ учебного стенда ЖРДМТ

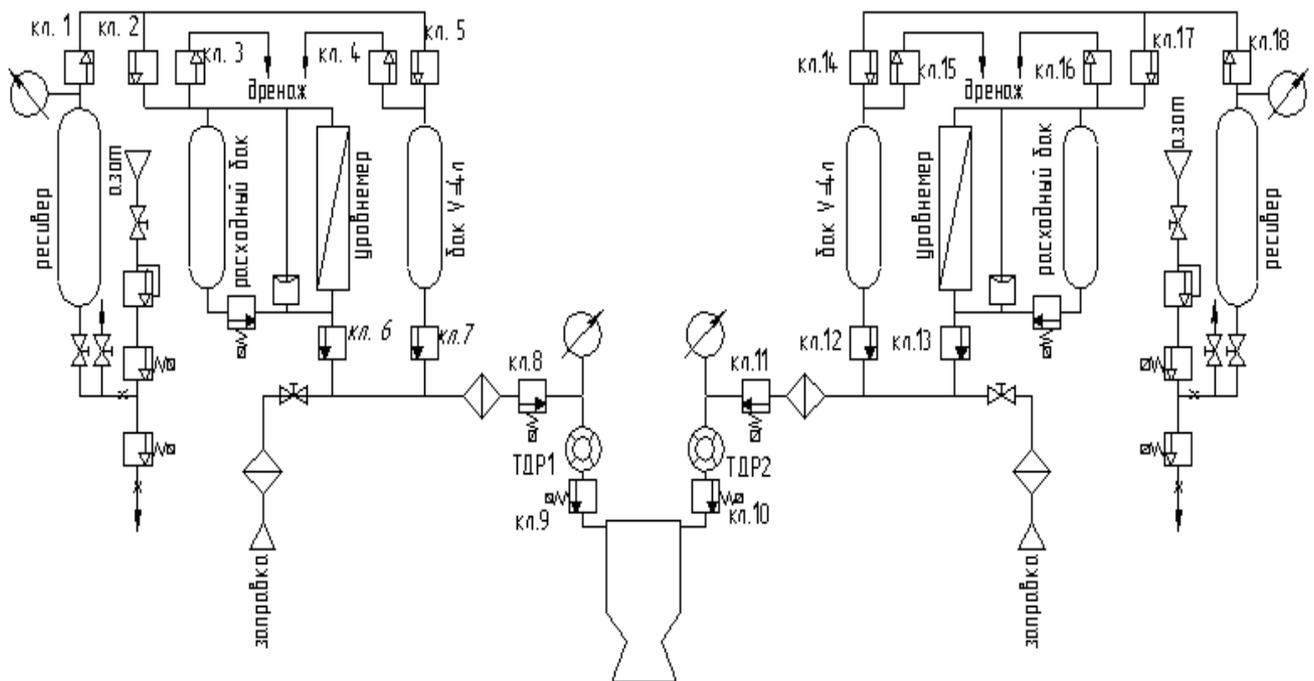


Рис. 4. ППС учебного стенда ЖРДМТ

Программное обеспечение обработки, регистрации и управления написано на языке PASCAL и обеспечивает работу АСИ на непрерывных и импульсных режимах работы ЖРДМТ, а также проведение предпусковых градуировок и аттестации измерительных каналов.

Управление стендовыми системами и ЖРДМТ осуществляется с помощью управляющей ЭВМ, а обработка осуществляется с другой ЭВМ от командного напряжения на электромагнитном клапане двигателя. Таким образом реализуется автономность систем управления и обработки.

Имеется возможность управления испытаниями от удаленных компьютеров через информационную сеть INTERNET для

использования данной АСИ ЖРДМТ в системе открытого образования.

Список литературы

1. Заботин В.Г., Кондрусев В.С., Нигодюк В.Е. Характеристики ЖРД. Учебное пособие. Куйбышев. КуАИ. 1981. стр. 91.

2. Тарасов В.В., Шахов В.Г. Дистанционное проведение весовых испытаний в аэродинамической трубе по сети INTERNET. V Международ. Конф. По неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ-2004). Самара, МАИ, СГАУ, 2004. стр. 184-185.

THE CONCEPT AND THE RESULTS OF ELABORATION OF THE AUTOMATED TEST BENCH FOR TESTING THE ROCKET ENGINE

© 2006 A.V. Lapshin, E.A. Lapshin, V.E. Nigodjuk, S.A. Starostenko

Samara State Aerospace University

The work deals with the concept and the results of elaboration of the automated test bench for testing the Rocket Engine of Small Tractive Force (STFRE). The methods of measuring the basic engine parameters are observed, as well as signal transformation systems, HW (hardware) and SW (software) for data measuring, registration and processing and for operating the engine under different conditions presupposed by the programme.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ УЧЕБНО- ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ТРДД АИ-25

© 2006 С.К. Бочкарев, В.А. Григорьев, А.В. Лапшин, Ю.С. Ивашин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрен автоматизированный учебно-исследовательский комплекс для проведения испытаний ТРДД АИ-25, позволяющий существенно улучшить качество проведения лабораторных и научно-исследовательских работ.

Использование современных информационных технологий позволяет существенно изменить методику проведения испытаний авиационных газотурбинных двигателей.

Комплексная автоматизация большинства процессов: включая управление запуском и работой ГТД, а также стендовыми системами, существенно сокращает время и стоимость испытаний, повышает точность измерения и обработки параметров с воз-

можностью получения более полной и качественной информации о работе двигателя непосредственно в режиме реального времени.

Работы по модернизации и созданию современного автоматизированного учебно-исследовательского комплекса (АУИК) проводятся на кафедре «Теория двигателей летательных аппаратов» на базе учебного стенда для испытаний ТРДД АИ-25 (рис. 1).

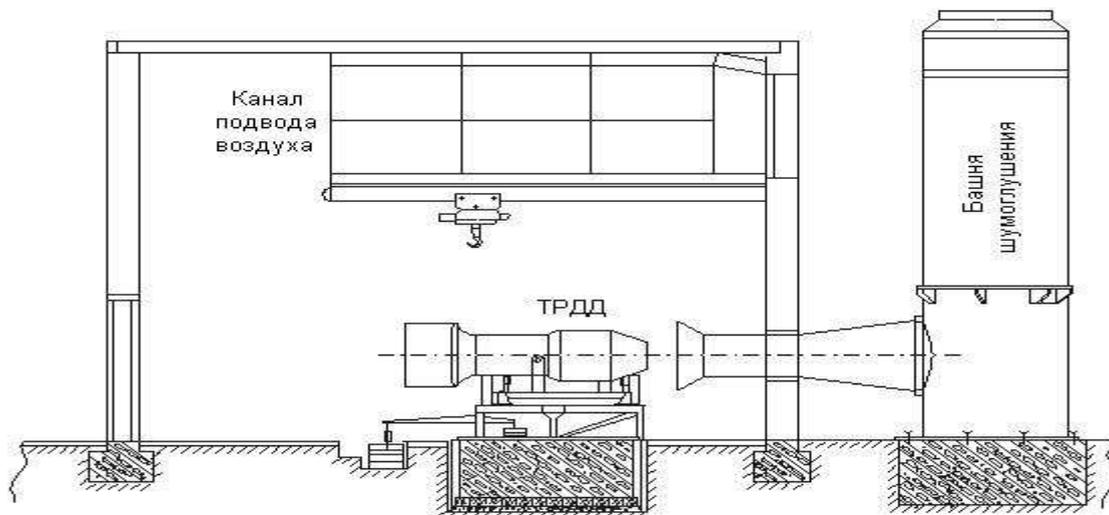


Рис. 1. Бокс с выхлопной системой стенда

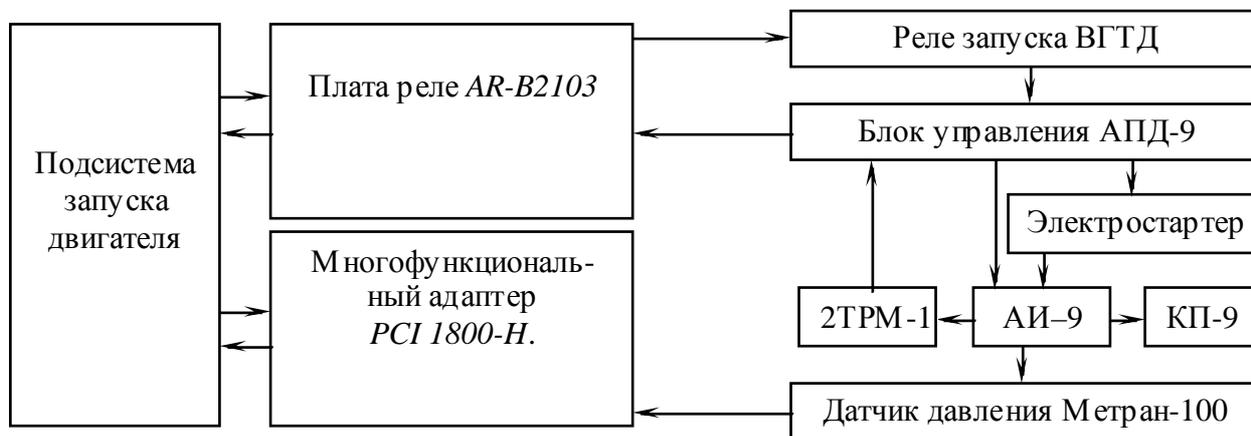


Рис. 2. Схема автоматизированного запуска и останова ВГТД АИ-9

Модернизация предусматривает автоматизацию предпусковых операций, включая автоматизированную градуировку основных измерительных каналов, подачу питания на пульт управления стенда, топливные насосы, другие агрегаты испытательного стенда. Одновременно осуществляется управление запуском ВГТД АИ-9 и основного двигателя АИ-25, а также дальнейшее управление режимом работы, регистрацией параметров, и выключение двигателя после выполнения программы испытаний.

Блок-схема запуска и останова ВГТД АИ-9 показана на рис. 2.

При запуске АИ-9 отработку программы пуска производит блок автоматизированного пуска двигателя (АПД-9), обеспечивающий все взаимодействия систем ВГТД: подачу топлива, включение системы воспламенения, электрической и маслосистемы.

Для аварийного выключения АИ-9 используется система, состоящая из прибора 2ТРМ – 1 и штатной термопары за турбиной. При забросе температуры T^*_t свыше 1173°K включается реле, останавливающее работу ВГТД.

После запуска, АИ-9 в течение первых двух минут должен обеспечить подачу воз-

духа с давлением не менее 240 кПа. Для контроля этого параметра используется датчик давления Метран-100 с нормализованным выходным сигналом $0...5\text{ В}$, который поступает в аналоговом виде на входы аналогово-цифрового преобразователя (АЦП) многофункционального адаптера типа *PCI 1800-Н*.

Если давление на выходе с АИ-9 находится в пределах нормы, открывается перепускной клапан КП-9 и начинается процесс запуска АИ-25.

Перед запуском ТРДД АИ-25 рычаг ручного управления двигателем (РУД) по команде системы управления режимом работы двигателя переводится в положение малого газа. Данное положение фиксируется датчиком углового перемещения на базе прецизионного переменного сопротивления, установленного на тяге управления двигателя.

Запуск двигателя производится автоматически по команде с ПЭВМ, которая через плату реле *AR-B2103* включает пусковое реле в блоке управления, замыкая при этом кнопку «Запуск АИ-25» на пульте управления. Взаимосвязь между элементами АУИК и агрегатами двигателя отображена на рис. 3.

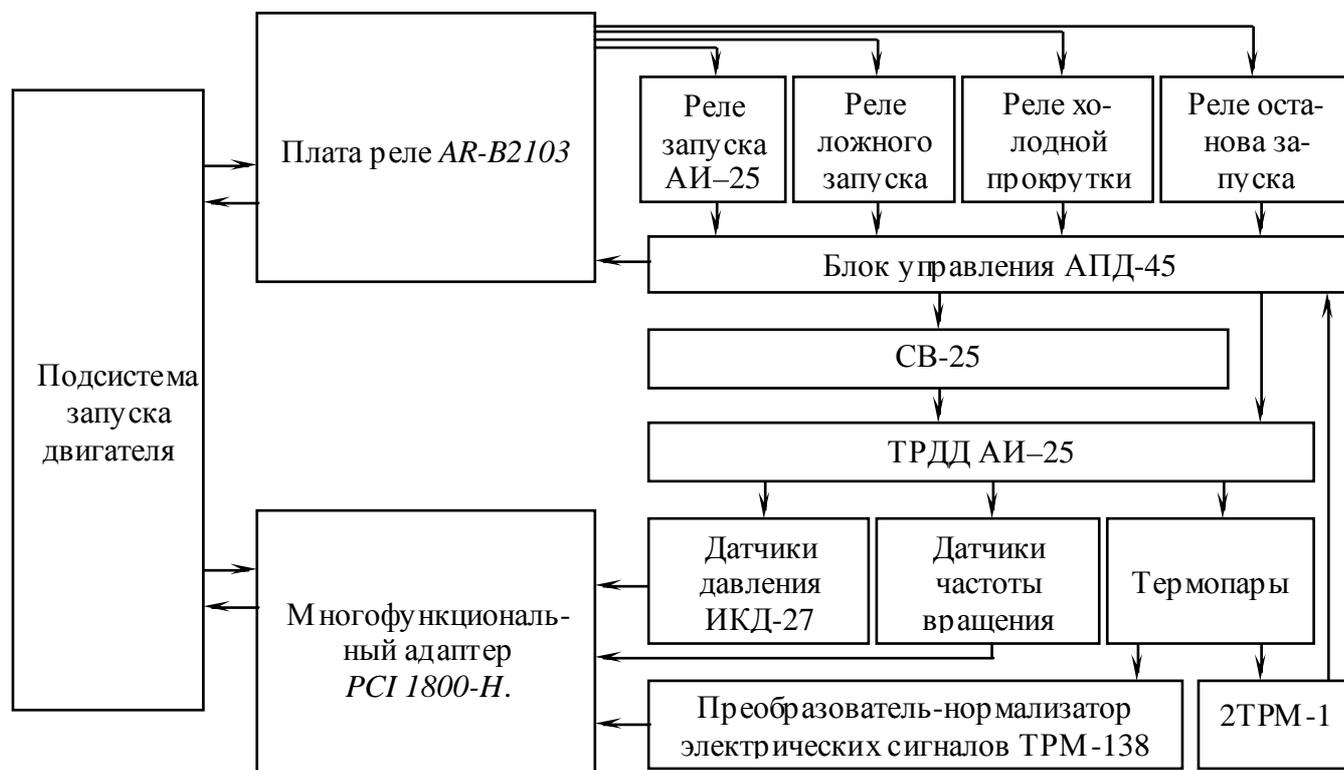


Рис. 3. Схема автоматизированного запуска и останова ТРДД АИ-25

В процессе запуска все датчики передают информацию в АУИК. Оператор наблюдает на мониторе объективную картину состояния двигателя. Он может судить о процессе запуска по динамике изменяющихся параметров двигателя. Так же на мониторе высвечивается видеоизображение с двух видеокамер: одна установлена таким образом, чтобы была видна задняя часть двигателя и истечение газов из реактивного сопла; вторая показывает работу исполнительного механизма РУД. В любой момент оператор, руководствуясь получаемой информацией, может достаточно быстро отреагировать на внештатную ситуацию.

В АУИК во время испытаний идет постоянный контроль температуры за турбиной, как в процессе запуска, так и в процессе работы двигателя.

Если значение температуры T^*_T при запуске превышает 873°K , преобразователь-нормализатор 2ТРМ-1 подает сигнал на выключение двигателя.

После выхода двигателя на режим малого газа, подсистема запуска выдает команду через плату реле в блок управления, который замыкает контакты кнопки останова АИ-9 на пульте управления, выключая при этом ВГТД АИ-9. После прогрева ТРДД АИ-25 в течение двух минут запускается необходимая программа испытаний.

На данном этапе разработки АУИК

была использована схема автоматизированного РУД с электроприводом, позволяющим перемещать его по команде с ЭВМ и устанавливать заданный режим работы ТРДД (рис. 4).



Рис. 4. РУД с дистанционным управлением электропривода

Схема подключения РУД с электроприводом в системе управления УАИ представлена на рис.5.

С учетом ограниченных возможностей при проектировании АУИК функции по сбору информации, ее обработке, отображении и сохранении, а так же управление двигателем и отслеживание аварийных режимов возлагаются на один компьютер офисного исполнения.

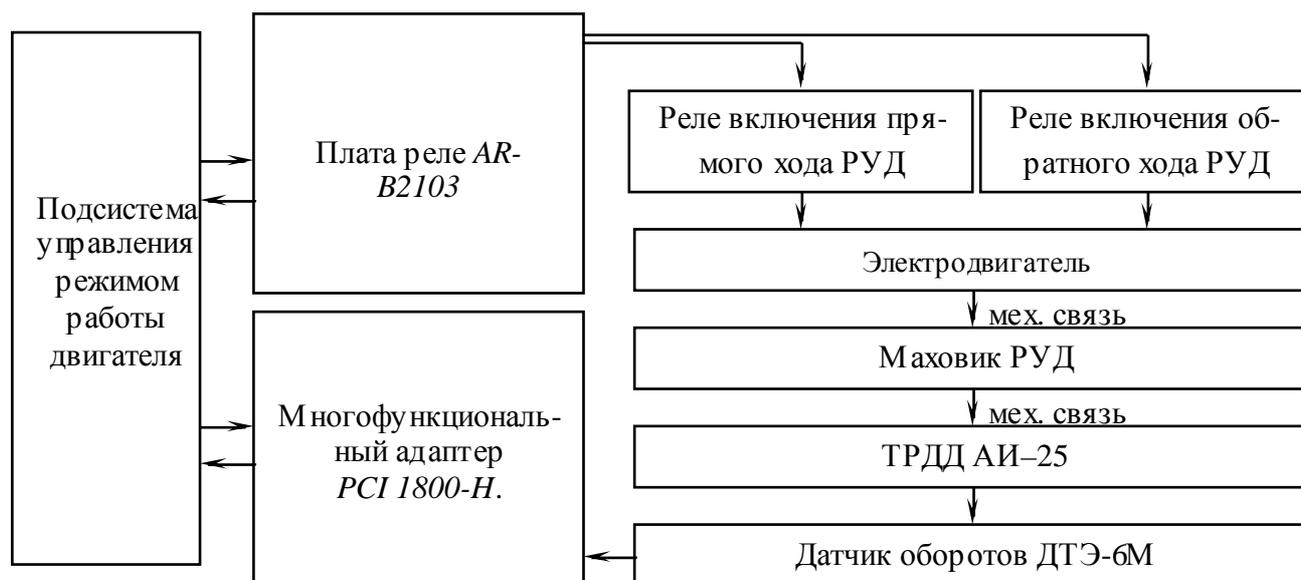


Рис. 5. Схема автоматизированного РУД

Для связи с датчиками, реле и исполнительными механизмами используются две платы: плата аналогового ввода-вывода *PCI 1800-H* и плата реле *AR-B2103*.

Для усиления сигнала с термопар и датчика тяги типа ТВС-2 используется прибор ТРМ-138, представляющий собой 8-ми канальный измеритель-регулятор, имеющий цифровую индикацию измеряемых параметров.

Для измерения расхода топлива, частоты вращения роторов компрессора низкого

давления (НД) и высокого давления (ВД), дискретные сигналы с турбинного расходомера, с датчиков частоты вращения после усилителя постоянного тока (УПТ) с $U = 0 \dots 5$ В поступает на аналоговые входы платы *PCI 1800-H*, с частотой опроса указанных каналов не менее 10 кГц.

Общая схема АУИК представлена на рис. 6, где показаны системы регистрации, измерения и управления работой двигателя и стендов.

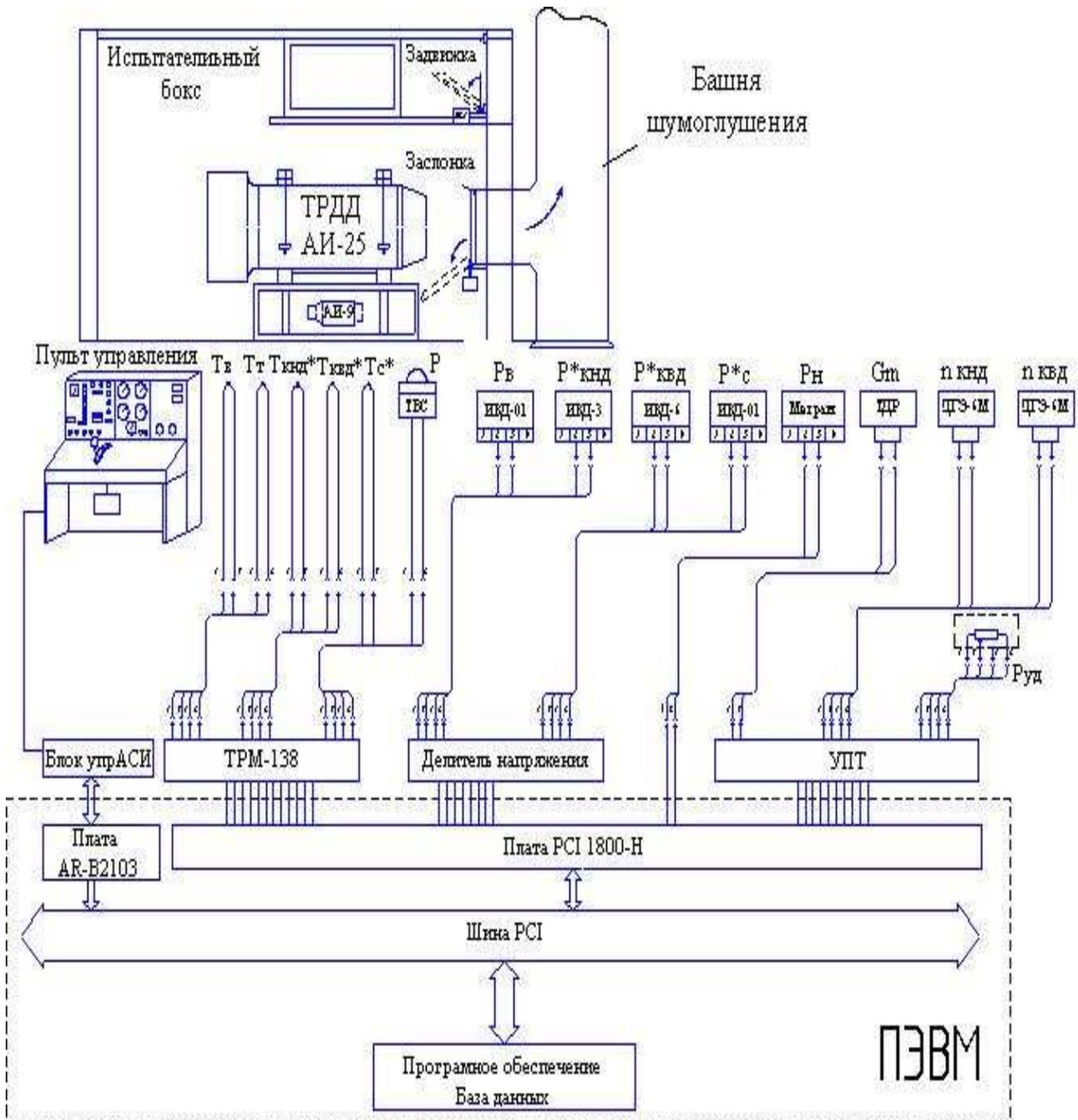


Рис. 6. Общая схема системы измерения и управления АУИК

Опыт показывает, что для обеспечения нормального функционирования АУИК необходимо использование трех компьютеров промышленного исполнения для обеспечения автономности систем управления, измерения, обработки и визуализации процессов испытаний [1, 2].

АСИ позволяет обрабатывать информацию с двигателя практически в темпе проведения испытаний, с выдачей протоколов измерений и расчетных параметров в период между режимами. В современных АСИ возможен также вывод на мониторы всех измеренных и обработанных мгновенных значений изменяющихся в процессе испытания двигателя параметров в режиме реального времени. При этом появляется возможность анализа динамических характеристик ГТД при различных условиях работы.

Подсистема обработки данных в темпе испытания обеспечивает все возможности экспресс-анализа проводимых испытаний ГТД с повышением точности и достоверности получаемых результатов.

В АСИ при обработке результатов эксперимента широко используются статистические методы оценки измерений. Поэтому обработка эксперимента, основанная на методах оценки параметров двигателя и его узлов по результатам многочисленных измерений, проводится путем многократного опроса измерительных каналов. Развитые программные средства позволяют быстро настраивать программное обеспечение АУИК при изменении технологии проведения испытаний. Использование сетевых ресурсов позволяет с помощью АУИК, включенную в корпоративную сеть, оперативно обеспечивать необходимой информацией при проведении испытаний ГТД все заинтересованные организации.

Программное обеспечение АУИК разбито на три уровня.

- Нижний уровень – программы, функционирующие на процессорах интеллектуальных модулей. Эти программы выполняют операции по обмену данными, исключению грубых промахов измерений, преобразованию данных в требуемый формат. ПО нижнего уровня, рабо-

тающее на сигнальных цифровых процессорах модулей УСО, призвано разгрузить центральный процессор системы сбора данных;

- Программа системы сбора данных. Она обеспечивает обмен с ПО нижнего уровня, предварительную обработку данных (например, приведение к физическим величинам), выполняет ряд необходимых расчетов (например, приведение значения параметра к стандартным атмосферным условиям), накапливает данные быстропеременных параметров, обеспечивает передачу данных системе визуализации. На данную программу возложена также метрологическая поддержка комплекса, функция калибровки измерительных каналов;
- Система визуализации. Программа этого уровня обеспечивает наглядное и удобное представление данных на мониторе системы, ведение протокола испытания, поддерживает интерфейс оператор-компьютер.

В процессе создания АУИК была разработана также электрическая модель ТРДД АИ–25, в которой миниатюрный электропривод через редуктор вращает ползунки двух прецизионных переменных сопротивлений, одно из которых заменяет датчик углового перемещения РУД, а сигнал с другого сопротивления поступает на входы программируемых процессоров и эмиттерных повторителей (ЭП).

В зависимости от положения подвижной части прецизионных сопротивлений с выходов программируемых процессоров и ЭП снимаются дискретные и аналоговые сигналы, частота и уровень напряжения которых соответствует сигналам на измерительных каналах при работе двигателя АИ–25.

Данное устройство позволяет проводить проверку работоспособности программного обеспечения, плат ввода–вывода, системы автоматизированного управления перед испытаниями, значительно снизить расход горючего при отработке программного обеспечения АУИК.

Рассмотренный АУИК для проведения испытаний ТРДД АИ–25 позволяет существ-

венно улучшить качество проведения лабораторных и научно-исследовательских работ.

Список литературы

1. Сиврюгин Н., Потапов И., Попов А., Цирихов А. Автоматизированная система контроля испытаний газотурбинных двигателей. СТА №1, 2002 г. стр. 48 – 53.

2. Тарасов В.В., Шахов В.Г. Дистанционное проведение весовых испытаний в аэродинамической трубе по сети INTERNET. V Международ. Конф. По неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ-2004). Самара, МАИ, СГАУ, 2004. стр.184-185.

THE AUTOMATED INFORMATIVE COMPLEX FOR TEST OPERATION OF AVIATION GAS TURBINE ENGINE

© 2006 S.K. Bochkarev, V.A. Grigoryev, A.V. Lapshin, Yu.S. Ivashin

Samara State Aerospace University

The schemes and the results of elaboration of the automated informative complex for test operation of aviation gas turbine engine are presented in this work. This automated complex is used for laboratory works in the process of education, as well as for realization of research activities. The work deals with HW (hardware) and SW (software) of automated probation, with the help of which one can run the remote control experiments in real-time mode by means of information network, including Internet.

ВОЗБУЖДЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ПРИ ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДА

© 2006 Е.В. Шахматов, А.Б. Прокофьев, Т.Б. Миронова

Самарский государственный аэрокосмический университет

Трубопроводы летательного аппарата в полете подвержены воздействию вибрации. При частоте вибрации, близкой к собственной частоте гидравлической подсистемы, возможно генерирование интенсивных колебаний давления рабочей жидкости. Это может привести к возникновению незатухающих колебаний клапанов, золотников, трубопроводов и снижению их работоспособности. Использование предложенной аналитической модели на стадии доводки трубопроводных систем летательных аппаратов позволит не только снизить затраты на доводку, но и значительно повысить надежность этих систем в эксплуатации.

Гидросистемы ракетносителей, двигательных установок состоят из большого количества трубопроводов, которые подвержены действию разнообразных переменных сил. Среди наиболее существенных можно выделить кинематическое возбуждение от работающих агрегатов и силовое возбуждение от пульсаций рабочих сред. Таким образом, трубопроводная система представляет собой совокупность динамически взаимодействующих между собой механической и гидравлической подсистем. Вопросы возбуждения механической подсистемы трубопровода под воздействием пульсаций рабочих сред рассмотрены достаточно подробно и отражены в работах [1, 2, 3, 4]. В то же время заслуживает внимания и решение задачи исследования колебаний рабочей среды при кинематическом возбуждении трубопровода. Результаты подобных исследований в литературных источниках освещены недостаточно и носят, в основном, экспериментальный характер [5].

Тем не менее, задача определения амплитуд колебаний рабочей жидкости при вибрации трубопровода имеет существенное практическое значение. Ее решение позволит более полно оценить особенности процессов виброакустического взаимодействия в элементах гидромеханических систем летательных аппаратов.

В настоящей статье аналитически решается задача о колебаниях давления рабочей жидкости в вибрирующем под действием кинематического возбуждения криволинейном трубопроводе.

Рассмотрим участок трубопровода (рис. 1). На рис. 1 обозначено: s – координата, измеряемая вдоль оси трубопровода;

ξ – ось подвижной системы координат, направленная по касательной к оси трубопровода;

η – ось подвижной системы координат, направленная по нормали к оси трубопровода.

Для дальнейшего предположим, что:

1. Линия центров тяжести поперечных сечений трубопровода (ось трубопровода) лежит

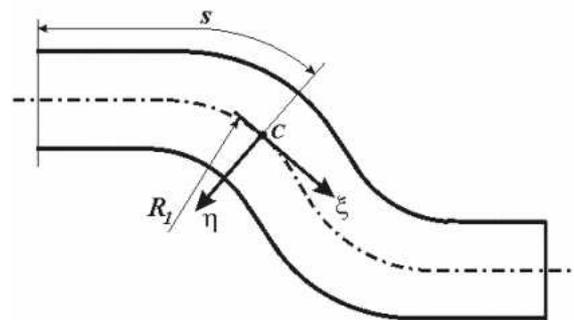


Рис. 1. Схема трубопровода

в одной плоскости (плоскости листа).

2. Трубопровод – постоянного поперечного сечения.

3. Скорость относительного движения \bar{v} рабочей жидкости является неизменной во всех точках сечения s .

4. Изменение плотности рабочей жидкости пренебрежимо мало по сравнению с ее средним значением.

5. Эффективная скорость распространения звука в рабочей жидкости является постоянной величиной.

Влияние колебаний трубопровода на колебания параметров рабочей жидкости отражено в уравнении непрерывности [2]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \left[\frac{\partial}{\partial s} \left(v_{\xi} + \frac{\partial u_{0\xi}}{\partial t} \right) - \frac{1}{R_1} \frac{\partial}{\partial t} u_{0n} \right] = 0, \quad (1)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости;

ρ_0 - среднее значение плотности;

t - время;

v_ξ - проекция скорости относительного движения рабочей жидкости на касательную к оси трубопровода. Проекция скорости относительного движения на касательную к оси трубопровода складывается из постоянной составляющей $v_{\xi 0}$ и пульсационной составляющей v'_ξ , т. е. $v_\xi = v_{\xi 0} + v'_\xi$. Если трубопровод постоянного сечения, то $v_{\xi 0} = const$ и тогда $\frac{\partial v_\xi}{\partial s} = \frac{\partial v'_\xi}{\partial s}$;

$u_{0\tau}$ - проекция перемещения нейтральной линии поперечного сечения трубопровода на касательную к криволинейной оси центров тяжести;

u_{0n} - проекция перемещения нейтральной линии поперечного сечения трубопровода на нормаль к криволинейной оси центров тяжести;

R_I - радиус кривизны оси трубопровода (в общем случае $R_I = R_I(s)$).

Предположим, что $u_{0\tau}(s)$ и $u_{0n}(s)$ - известные функции, которые могут быть получены, например, в результате расчета колебаний рассматриваемого трубопровода при его кинематическом возбуждении на основе балочной конечно-элементной модели. Для пульсационных составляющих плотности ρ и давления p можно записать соотношение [6]:

$$p = c_0^2 \rho,$$

где c_0 - эффективная скорость распространения звука в жидкости.

Из последнего соотношения можно записать:

$$\rho = \frac{1}{c_0^2} p,$$

и, считая эффективную скорость распространения звука постоянной (такое допущение будет совершенно справедливым для случая однородного трубопровода),

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial p}{\partial t}.$$

Для идеальной жидкости перемещение трубопровода вдоль оси ξ не оказывает влияния на скорость жидкости (трение жид-

кости о стенки трубопровода отсутствует). С учетом этого слагаемым $\rho_0 \frac{\partial^2 u_{0\tau}}{\partial s \partial t}$ в выражении (1) можно пренебречь. Тогда выражение (1) можно переписать в виде:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial v'_\xi}{\partial s} = \frac{\rho_0}{R_I} \frac{\partial u_{0n}}{\partial t}. \quad (2)$$

Дальнейшее рассмотрение возбуждения пульсаций рабочей жидкости при кинематическом возбуждении трубопровода ограничим линейным гармоническим решением. Тогда

$$\begin{aligned} u_{0n} &= AU_{0n}(s) e^{j\omega t}; \\ p &= A_p(s) e^{j(\omega t + \phi(s))}; \\ v'_\xi &= A_{v'_\xi}(s) e^{j(\omega t + \phi(s))}, \end{aligned}$$

причем справедливым будет соотношение:

$$\frac{p}{v'_\xi} = Z(s),$$

где $Z(s)$ - импеданс в сечении s , который при известных динамических характеристиках присоединенной гидравлической цепи легко может быть определен [4, 7].

Из последнего выражения можно записать:

$$v'_\xi = \frac{1}{Z} p$$

Рассмотрим частные производные из выражения (2):

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} &= j\omega A_p(s) e^{j(\omega t + \phi_1(s))} \\ \frac{\partial u_{0n}}{\partial t} &= j\omega AU_{0n}(s) e^{j\omega t} \\ \frac{\partial p}{\partial s} &= \left[\frac{\partial A_p(s)}{\partial s} + j \frac{\partial \phi_1(s)}{\partial s} A_p(s) \right] e^{j(\omega t + \phi_1(s))} \\ \frac{\partial v'_\xi}{\partial s} &= \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{p(s,t)}{Z(s)} \right) = \left[\frac{1}{Z} \frac{\partial A_p(s)}{\partial s} + \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{j}{Z} \frac{\partial \phi_1(s)}{\partial s} - \frac{1}{Z^2} \frac{\partial Z}{\partial s} \right) A_p(s) \right] e^{j(\omega t + \phi_1(s))} \end{aligned} \quad (3)$$

С учетом соотношений для частных производных (3), выражение (2) переписывается в виде:

$$\left[\frac{\rho_0}{Z} \frac{\partial A_p(s)}{\partial s} + \left(j \left(\frac{\omega}{c_0^2} + \frac{\rho_0}{Z} \frac{\partial \phi_1(s)}{\partial s} \right) - \frac{\rho_0}{Z^2} \frac{\partial Z}{\partial s} \right) A_p(s) \right] e^{j(\omega t + \phi_1(s))} = \frac{j\omega \rho_0 A_{v_{0n}}(s)}{R_I} e^{j\omega t}.$$

Сократим левую и правую части последнего выражения на $e^{j\omega t}$. Получим

$$\frac{\rho_0 e^{j\phi_1(s)} \partial A_p(s)}{Z} + \left(j \left(\frac{\omega}{c_0^2} + \frac{\rho_0}{Z} \frac{\partial \phi_1(s)}{\partial s} \right) - \frac{\rho_0}{Z^2} \frac{\partial Z}{\partial s} \right) A_p(s) e^{j\phi_1(s)} = \frac{j\omega \rho_0 A_{u_{0n}}(s)}{R_1} \quad (4)$$

Используя известное соотношение

$$e^{j\phi_1(s)} = \cos \phi_1(s) + j \sin \phi_1(s),$$

выражение (4) запишем в виде (5):

$$\frac{\rho_0 \cos \phi_1(s) + j \sin \phi_1(s) \partial A_p(s)}{Z} + \left(j \left(\frac{\omega}{c_0^2} + \frac{\rho_0}{Z} \frac{\partial \phi_1(s)}{\partial s} \right) - \frac{1}{Z^2} \frac{\partial Z}{\partial s} \right) A_p(s) (\cos \phi_1(s) + j \sin \phi_1(s)) = \frac{j\omega \rho_0 A_{u_{0n}}(s)}{R_1}$$

При рассмотрении последнего соотношения необходимо помнить, что $Z(s)$ - комплексная функция

$$Z(s) = \operatorname{Re} Z(s) + j \operatorname{Im} Z(s), \quad (6)$$

конкретный вид которой определяется динамической нагрузкой гидравлических цепей, подсоединенных к обоим концам трубопровода.

Следует также отметить, что при известных характеристиках динамической нагрузки концов трубопровода форма волны давления может быть рассчитана аналитически с использованием известных методик [4,6,7] (также, как и фазовые соотношения в различных точках волны). Таким образом:

$$A_p(s) = A \cdot p'(s), \quad (7)$$

$$\phi_1(s) = \phi_0 + \phi_1'(s),$$

где $p'(s)$ - форма волны давления,

$\phi_1'(s)$ - характеристика фазовых соотношений в волне давления;

A и ϕ_0 - постоянные, которые необходимо определить для решения рассматриваемой задачи.

С учетом (6) и (7) выражение (5) можно переписать в виде:

$$A \left\{ \frac{\rho_0 \cos(\phi_0 + \phi_1'(s)) + j \sin(\phi_0 + \phi_1'(s)) \partial p'(s)}{\operatorname{Re} Z + j \operatorname{Im} Z} + \left(j \left(\frac{\omega}{c_0^2} + \frac{\rho_0}{\operatorname{Re} Z + j \operatorname{Im} Z} \frac{\partial \phi_1'(s)}{\partial s} \right) - \frac{\rho_0}{(\operatorname{Re}^2 Z - \operatorname{Im}^2 Z) + 2j \operatorname{Re} Z \operatorname{Im} Z} \frac{\partial (\operatorname{Re} Z + j \operatorname{Im} Z)}{\partial s} \right) \right\}$$

$$\cdot p'(s) (\cos(\phi_0 + \phi_1'(s)) + j \sin(\phi_0 + \phi_1'(s))) \Big\} = \frac{j\omega \rho_0 A_{u_{0n}}(s)}{R_1} \quad (8)$$

Обозначим выражение в фигурных скобках в последнем соотношении через Φ . Данная функция Φ зависит от постоянной ϕ_0 и является комплексной, т.е.:

$$\Phi(\phi_0) = \operatorname{Re} \Phi(\phi_0) + j \operatorname{Im} \Phi(\phi_0).$$

С учетом этого соотношение (8) можно переписать в виде:

$$A (\operatorname{Re} \Phi(\phi_0) + j \operatorname{Im} \Phi(\phi_0)) = jY, \quad (9)$$

$$\text{где } Y = \frac{\omega \rho_0 A_{u_{0n}}}{R_1}.$$

Уравнение (9) можно разложить на следующую систему:

$$\begin{cases} A \cdot \operatorname{Im} \Phi(\phi_0) = Y, \\ \operatorname{Re} \Phi(\phi_0) = 0 \end{cases}$$

Второе уравнение системы является нелинейным и может быть решено с применением различных методов [8] относительно неизвестной постоянной ϕ_0 . Подставив полученное значение ϕ_0 в первое уравнение системы, можно определить A :

$$A = \frac{Y}{\operatorname{Im} \Phi(\phi_0)}.$$

Представленная выше аналитическая модель позволяет определить параметры пульсаций рабочей жидкости при установившихся колебаниях трубопровода (например, от кинематического возбуждения). Анализ данной модели показывает, что, если трубопроводы летательного аппарата в полете подвержены воздействию вибрации с частотой, близкой к собственной частоте гидравлической подсистемы, то возможно генерирование интенсивных колебаний давления рабочей жидкости. Это, в свою очередь, может привести к возникновению незатухающих колебаний клапанов, золотников, трубопроводов и снижению их работоспособности. Использование предложенной аналитической модели на стадии доводки трубопроводных систем летательных аппаратов позволит не только снизить затраты на доводку, но и значительно повысить надежность этих систем в эксплуатации.

Работа выполнена при поддержке Российского Фонда Фундаментальных Исследований (грант 06-08-01437-а).

Список литературы

1. Кондрашов Н.С. О параметрических колебаниях трубопроводов // Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Вып. XIX. – Куйбышев, 1965. – С. 173-181.

2. Колесников К.С., Рыбак С.А., Самойлов Е.А. Динамика топливных систем ЖРД. – М.: Машиностроение, 1975. – 172 с.

3. Старцев Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1976. – 272 с.

4. Прокофьев А.Б. Исследование процессов виброакустического взаимодействия в

элементах гидромеханических систем двигателей летательных аппаратов: Дис. на соиск. учен. ст. канд. техн. наук. – Самара, 2001. – 256 с.

5. Леньшин В.В. Исследование виброакустических характеристик элементов гидромеханических систем двигателей летательных аппаратов: Дисс...канд. техн. наук. – Самара, 1997. – 193 с.

6. Скучик Е. Основы акустики. Том 1. – М.: Мир, 1976. – 520 с.

7. Попов Д.Н. Динамика и регулирование пневмо- и гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 424 с.

8. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. – М.: Мир, 1986. – 318 с.

EXCITATION OF PRESSURE PULSATIONS IN THE WORKING FLUID BY VIBRATION OF THE PIPELINE

© 2006 E.V. Shakhmatov, A.B. Prokofiev, T.B. Mironova

Samara State Aerospace University

The analytical model is considered, allowing to settle an invoice parameters of pulsations of a working liquid in pipeline systems at kinematic excitation of their vibration.

Исследована зависимость коэффициента звукопоглощения пористого материала МР от его параметров: пористости и диаметра проволоки.

Развитие современной техники, прежде всего авиационной и ракетно-космической характеризуется увеличением энергонапряженности энергетических установок, интенсификацией протекающих в них процессов, ростом нестационарных механических, тепловых и гидродинамических нагрузок на элементы конструкции изделий.

При создании современных энергетических установок наряду с решением традиционных проблем, связанных с надежностью, технологичностью, конкурентоспособной ценой, необходимо решить и целый ряд новых проблем. В первую очередь к ним относятся экологические проблемы, а именно вопросы выброса вредных веществ и повышенные уровни шума. Для снижения шума в настоящее время широко используют пористые материалы. Металлорезина (МР) – однородная пористая структура, полученная холодным прессованием дозированной по весу вытянутой проволоочной спирали, нашла широкое применение для демпфирования элементов конструкций энергетических установок.

Возможность использования его в звукопоглощающих конструкциях изучено не полно, имеющиеся результаты не обобщены.

Материал МР выгодно отличается от существующих пористых материалов, благодаря совокупности преимуществ характерных только этому материалу:

- широкие возможности моделирования акустических характеристик на стадии проектирования;

- создание градиента свойств (пористости, проницаемости) пористых элементов;

- возможность внедрения в фильтрующий элемент каталитических добавок.

Однако пористые материалы эффективны в области высоких частот. Поэтому в работе приведены результаты исследования акустических характеристик материала МР в

высокочастотной области. Были исследованы 12 образцов из МР (таблица 1) различных толщин l , пористости Π и диаметра проволоки d_n .

Таблица 1. Значения пористости и диаметра проволоки для различных образцов

№ образца	d_n , мм;	Π
1	0,1	0,6
2	0,1	0,7
3	0,1	0,8
4	0,2	0,6
5	0,2	0,7
6	0,2	0,8
7	0,12	0,6
8	0,12	0,7
9	0,12	0,8
10	0,15	0,6
11	0,15	0,7
12	0,15	0,8

Кроме того, каждый образец мог иметь толщины $l = 10, 15, 20, 30, 45$ мм.

Результаты исследования одного из образцов приведены на рис. 1.

Из анализа полученных экспериментальных данных видно, что с увеличением толщины резонансная частота снижается. Резонансные частоты f_p определяются из соотношения скорости звука в материале и толщины материала:

$$f_p = \frac{m \cdot c}{4 \cdot l}, \quad (1)$$

где c – скорость звука;

l – толщина звукопоглощающего слоя;

$n = 1, 3, 5 \dots$

Первый резонанс (таблица 2) наступает при толщине материала, равной четверти длины звуковой волны, распространяющейся в материале.

По зависимости (1) была рассчитана скорость звука в материале МР. Расчетные данные представлены в таблице 3.

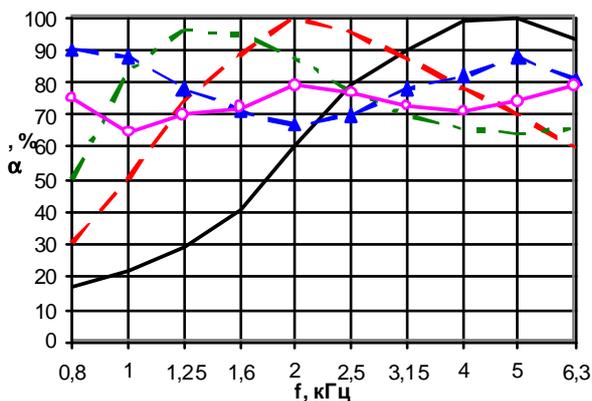


Рис.1. Коэффициент звукопоглощения образца № 4 ($d_n = 0,2$ мм; $\Pi=0,6$):

- -толщина образца $l=10$ мм;
- - -толщина образца $l=15$ мм;
- - -толщина образца $l=20$ мм;
- ▲-толщина образца $l=30$ мм;
- толщина образца $l=45$ мм

Таблица. 2. Резонансные частоты испытуемых образцов (Гц)

№	$l, \text{ мм}$				
	10	15	20	30	45
1	3150	1600	1000	3150	5000
2	5000	2500	1600	5000	2500
3	6300	3150	2000	6300	3150
4	5000	2000	1250	800	2000
5	6300	2500	1600	6300	2500
6	8000	4000	2500	1250	3150
7	4000	2000	1250	4000	800
8	6300	2500	1600	1000	2500
9	8000	4000	2000	1250	3150
10	4000	2000	1250	800	2000
11	6300	2500	1600	1000	2500
12	8000	5000	2500	1250	800

Таблица 3. Скорость звука в материале МР

№	$l, \text{ мм}$				
	10	15	20	30	45
1	126	96	80	75,6	75
2	200	150	128	120	90
3	252	189	160	151,2	141,75
4	200	120	100	96	90
5	252	150	128	126	112,5
6	320	240	200	150	141,75
7	160	120	100	96	72
8	252	150	128	120	112,5
9	320	240	160	150	141,75
10	160	120	100	96	90
11	252	150	128	120	112,5
12	320	300	200	150	144

Пористость оказывает существенное влияние на импеданс образца z , и, следовательно, на коэффициент звукопоглощения. Чем сильнее z отличается от волнового сопротивления среды, тем больше отражающая способность материала.

Как было показано выше, толщина слоя влияет на вид частотной характеристики и с увеличением толщины первый максимум коэффициента звукопоглощения смещается в область низких частот. Поэтому для анализа влияния пористости материала на коэффициент звукопоглощения выбраны крайние значения толщины $l = 10$ мм и $l = 45$ мм. Тем самым можно рассматривать коэффициент звукопоглощения для образцов $l = 10$ мм как характеристику в нижнем диапазоне частот, для образцов $l = 45$ мм – в верхнем диапазоне рассматриваемых частот (рис.2, 3).

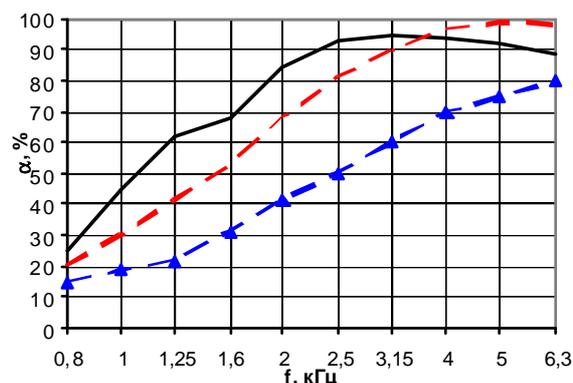


Рис.2. Зависимость коэффициента звукопоглощения от пористости $l = 10$ мм; $d_n = 0,1$ мм

- -пористость $\Pi=0,6$;
- - -пористость $\Pi=0,7$;
- ▲-пористость $\Pi=0,8$

Из графиков зависимости коэффициента звукопоглощения материала МР от частоты для различных значений пористости при толщине слоя 10 мм снижение пористости приводит к увеличению коэффициента звукопоглощения для всех значений диаметра проволоки. На рис. 3 представлены такие графики для диаметра проволоки $d_n = 0,1$ мм. Видно, что по мере увеличения частоты характер графиков меняется, а именно коэффициент звукопоглощения на высоких частотах растет с увеличением пористости. Рис. 3 характеризует верхний диапазон рассматриваемых частот.

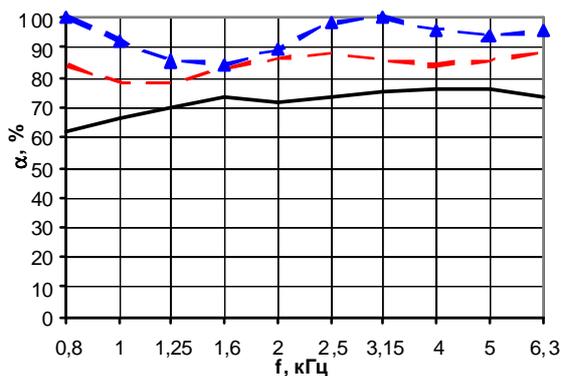


Рис.3. Зависимость коэффициента звукопоглощения от пористости

$l = 45 \text{ мм}; d_n = 0,1 \text{ мм}.$

- - пористость $P=0,6$;
- - - пористость $P=0,7$;
- · - пористость $P=0,8$

С увеличением пористости растет коэффициент звукопоглощения для всех диаметров проволоки. Увеличение пористости приводит к увеличению неравномерности коэффициента поглощения, вследствие более вероятной неоднородности структуры.

Представляет интерес анализ влияния диаметра проволоки на коэффициент звукопоглощения. Изменение диаметра проволоки приводит к изменению структурных параметров. Уменьшение d_n приводит к увеличению поглощающей способности материала с высокой пористостью ($P=0,8$) и незначительному смещению резонансных максимумов в область низких частот (рис.4) вследствие снижения скорости звука в материале (таблица 3).

Однако такая зависимость соблюдается только при условии, когда гидравлическое сопротивление r слоя материала находится в пределах, указанных в работе Е.Я. Юдина [1, 3].

$$2 \cdot \rho_0 \cdot c_0 < r < 4 \cdot \rho_0 \cdot c_0. \quad (2)$$

Уменьшение диаметра исходной проволоки для материала МР с пористостью $P = 0,6$ приводит к значительному увеличению гидравлического сопротивления материала, увеличению его отражающей способности и, как следствие, снижению коэффициента поглощения (рис.5).

На рис.5 представлены графики, показывающие зависимость коэффициента звукопоглощения от диаметра проволоки.

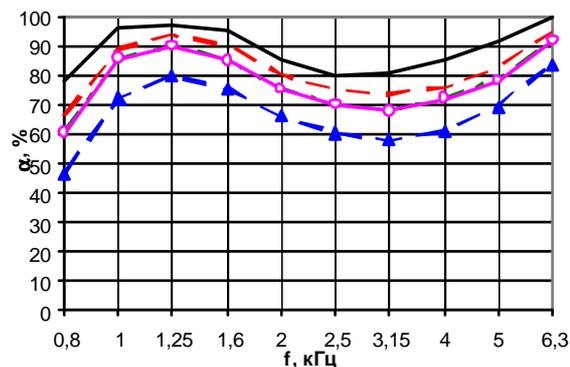


Рис.4. Зависимость коэффициента звукопоглощения от диаметра проволоки

$l = 30 \text{ мм}; P=0,8;$

- - диаметр проволоки $d_n = 0,1 \text{ мм};$
- - - диаметр проволоки $d_n = 0,12 \text{ мм};$
- · - диаметр проволоки $d_n = 0,15 \text{ мм};$
- - - диаметр проволоки $d_n = 0,2 \text{ мм}$

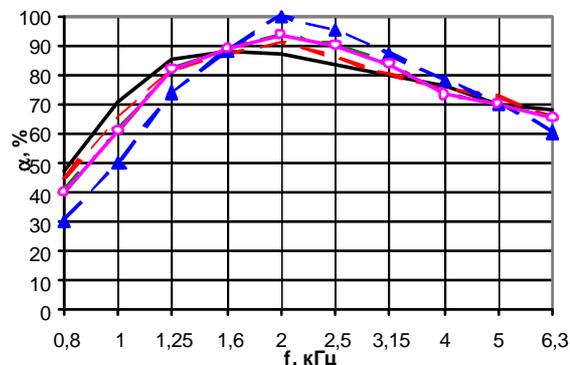


Рис.5. Зависимость коэффициента звукопоглощения образца от диаметра проволоки

$l = 15 \text{ мм}; P=0,6;$

- - диаметр проволоки $d_n = 0,1 \text{ мм};$
- - - диаметр проволоки $d_n = 0,12 \text{ мм};$
- · - диаметр проволоки $d_n = 0,15 \text{ мм};$
- - - диаметр проволоки $d_n = 0,2 \text{ мм}$

Из рассмотрения графиков видно, что для данных параметров образцов увеличение диаметра проволоки приводит к смещению резонансного максимума в область более высоких частот. При этой же пористости и других толщинах образцов зависимость от диаметра проволоки еще более слабая.

Для удобства использования большого количества полученных экспериментальных данных авторами предпринята попытка обобщения семейства кривых коэффициента звукопоглощения.

В частности, обобщены кривые коэффициента звукопоглощения по одному из важнейших параметров пористого материала - гидравлическому диаметру d_r , который для

материала МР равен среднему диаметру пор d_{cp} .

$$d_r = \frac{\Pi d_{II}}{(1 - \Pi)}, \quad (3)$$

где Π – пористость образца,

d_{II} – диаметр проволоки, из которой изготовлен образец.

В таблице 4 представлены значения гидравлического диаметра в зависимости от пористости образца и диаметра проволоки, из которой он изготовлен.

Таблица 4. Гидравлический диаметр в зависимости от пористости и диаметра проволоки

Π/d_n	0,1	0,12	0,15	0,2
0,6	0,15	0,18	0,23	0,3
0,7	0,23	0,28	0,35	0,46667
0,8	0,4	0,48	0,6	0,8

В таблице 5 представлены значения гидравлического диаметра для исследуемых образцов.

Таблица 5. Гидравлический диаметр для исследуемых образцов

№	1	2	3	4	5	6
d_r	0,15	0,23	0,4	0,3	0,47	0,8
№	7	8	9	10	11	12
d_r	0,18	0,28	0,48	0,23	0,35	0,6

В таблице 3 были представлены значения скорости звука, рассчитанной из первого резонанса образцов. Однако удобнее анализировать эти данные представленные в графическом виде (рис.6).

Скорость звука в материале меняется в зависимости от его структурных параметров (пористости Π и диаметра проволоки d_n). Видно, что скорость звука монотонно увеличивается с увеличением гидравлического диаметра.

Чем меньше толщина образца, тем выше скорость звука в материале МР что, видимо, связано с меньшим значением гидравлического сопротивления. Причем значение скорости звука в материале МР стремится к величине скорости звука в воздухе и достигает при $l = 10$ мм и $d_r = 0,6$ мм значения $c = 320$ м/с.

Требуются дополнительные исследования зависимости скорости звука от параметров материала МР, но, анализируя зави-

симости, представленные на рис. 6, можно сказать, что характер кривых одинаков

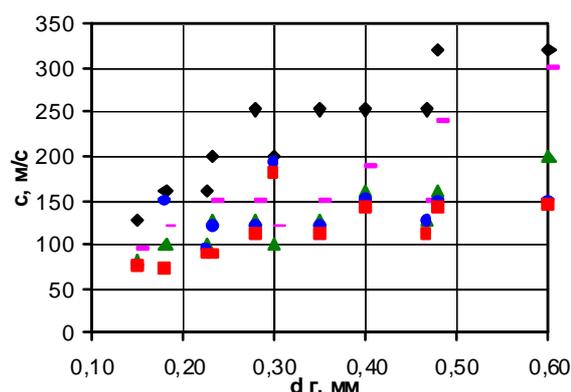


Рис.6. Скорости звука в материале МР от гидравлического диаметра и толщины
 ● - толщина образца $l=10$ мм;
 ■ - толщина образца $l=15$ мм;
 ▲ - толщина образца $l=20$ мм;
 ● - толщина образца $l=30$ мм;
 ■ - толщина образца $l=45$ мм

Из всего множества вариантов звукопоглотителей из материала МР одинаковым гидравлическим диаметром обладают образцы №2 и №10 (таблицы 4, 5). Учитывая, что экспериментальные исследования были проведены с погрешностью 10%, можно сравнить интервалы, в которых находятся коэффициенты звукопоглощения для различных образцов (рис.7). Пересечение областей и нанесение кривых коэффициента звукопоглощения соответствующих образцов (рис.8.) при одинаковой толщине подтвердила гипотезу зависимости коэффициента звукопоглощения от гидравлического диаметра, независимо от параметров проволоки и пористости образцов.

Хорошее совпадение результатов экспериментов позволяют обобщить результаты многочисленных экспериментов и использовать понятие гидравлический диаметр при моделировании процесса звукопоглощения в пористых структурах.

Такой подход обобщения экспериментальных данных позволит расширить технологические возможности и снизит себестоимость изготовления звукопоглощающих конструкций на основе материала МР.

Для дополнительного подтверждения гипотезы о зависимости акустических характеристик от гидравлического диаметра и разработки математической модели акустических характеристик материала МР необходимо проведение экспериментальных исследований образцов указанных в таблице 6.

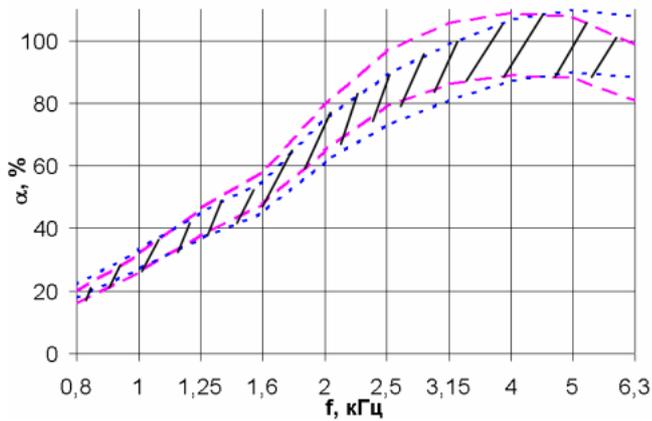


Рис.7. Верхняя и нижняя граница коэффициента звукопоглощения ($l = 10$ мм)

--- - границы интервала для образца № 2;
 — — - границы интервала для образца № 10;
 // - область пересечения;

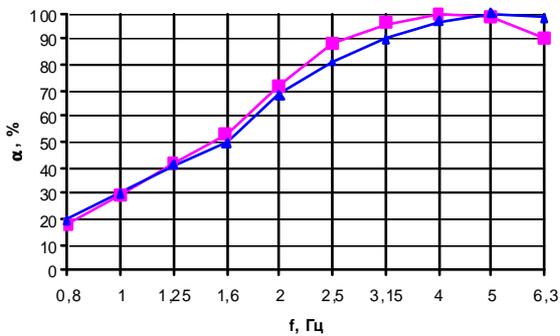


Рис.8. Коэффициенты звукопоглощения образцов № 2 и 10 ($L=10$)

■ - $d_n = 0,15$ мм; $P=0,6$;
 ▲ - $d_n = 0,1$ мм; $P=0,7$;

Из рассмотрения таблицы видно, что для различных вариантов пористости образцов и диаметров проволоки из которых они изготовлены множество образцов имеют одинаковый гидравлический диаметр.

Работа выполнена при поддержке министерства образования и науки РФ, правительства Самарской области (грант № 17Г-Р081-090), и Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере (проект № 5590).

Таблица 6. Расчет параметров образцов из материала МР с одинаковым гидравлическим диаметром

П/дп	0,1	0,12	0,15	0,2
0,400	0,067	0,080	0,100	0,133
0,450	0,082	0,098	0,123	0,164
0,500	0,100	0,120	0,150	0,200
0,550	0,122	0,147	0,183	0,244
0,600	0,150	0,180	0,225	0,300
0,620	0,163	0,196	0,245	0,326
0,665	0,199	0,238	0,298	0,397
0,690	0,223	0,267	0,334	0,445
0,700	0,233	0,280	0,350	0,467
0,750	0,300	0,360	0,450	0,600
0,800	0,400	0,480	0,600	0,800
0,820	0,456	0,547	0,683	0,911
0,845	0,545	0,654	0,818	1,090
0,900	0,900	1,080	1,350	1,800
0,920	1,150	1,380	1,725	2,300

Список литературы

1. Борьба с шумом/ Под ред. Е.Я. Юдина. – М.: Стройиздат, 1964. – 689 с.
2. Борьба с шумом на производстве: Справочник/ Е. Я. Юдин, Л. А. Борисов, И. В. Горенштейн и др.; Под общ. ред. Е. Я. Юдина – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.
3. Материалы и покрытия в экстремальных условиях. Взгляд в будущее: В 3 т. – Т.2. Передовые технологии производства / В.В. Скороход, Н.А. Никифоров, С.В. Резник и др., Под ред. С.В. Резника. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 296 с.
4. Изжеуров Е.А. Основы расчета и проектирование изделий из материала МР для гидрогазосистем энергетических установок М.: Машиностроение, 2001. – 286 с.
5. Белов С.В. Пористые металлы в машиностроении. – М.: Машиностроение. – 1981. – 247 с.

RESEARCH OF ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF MATERIAL MR

© 2006 A.A. Igolkin¹, E.A. Izzheurov¹, Czyan Hunuan², Uo Gouchi²

¹Samara state aerospace university

²Harbin institute of technology, Harbin

Results of the study of the acoustic features of the material MR are brought in work for different thicknesses, porosity and diameter of the wire. The curves of a sound absorption on one of the major parameters of a porous material to hydraulic diameter are generalized.

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ (ЗПК) КАНАЛА ВОЗДУХОЗАБОРНИКА ДВИГАТЕЛЯ НК-93

© 2006 Д.Г. Федорченко¹, В.И. Максименков², М.В. Молод², В.А. Чистяков², Н.В. Назаров²

¹ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова», г. Самара

²ФГУП «НИИАСПК», г. Воронеж

Проведены исследования по разработке несущей конструкции ЗПК, состоящей из гофрированного заполнителя с обшивками. Разработанный заполнитель можно использовать в зонах канала воздухозаборника с высотой 90 ... 120 мм.

Конструктивные особенности винтовентилярного двигателя сверхвысокой степени двухконтурности НК 93 определили требования к ЗПК, установленным в канале воздухозаборника. В основе этих требований – акустические характеристики, обеспечивающие соответствие ужесточившимся нормам ИКАО по 4 главе.

Канал воздухозаборника двигателя НК 93 включает две зоны ЗПК с высотой 90 и 120 мм.

На рис.1 представлена схема ЗПК воздухозаборника двигателя НК 93. Размеры

канала воздухозаборника: диаметр $D = 2,9$ м, длина $L = 1,06$ м; $L_1 = 530$ мм; $L_2 = 530$ мм.

В разрабатываемых конструкциях канала воздухозаборника применяются металлические и неметаллические ЗПК. Перечень материалов, применяемых для изготовления ЗПК канала воздухозаборника приведен в таблице 1.

Несущая часть канала воздухозаборника двигателя изготавливается из сотовых ЗПК из стали 12Х18Н10Т по технологии предприятия «Металлист- Самара».

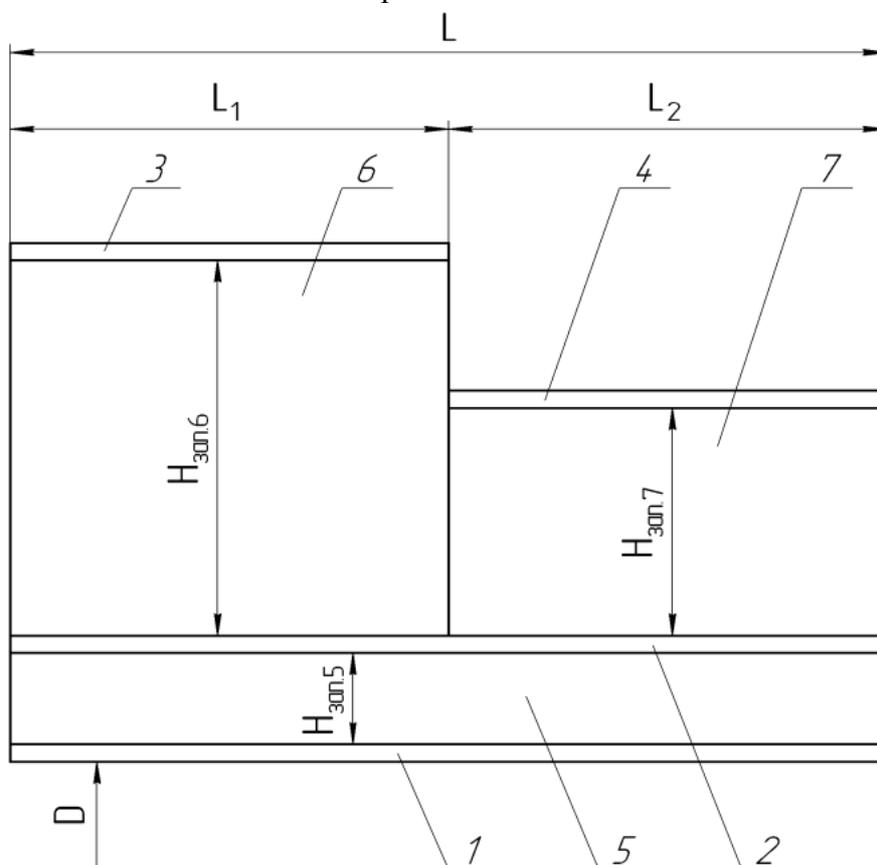


Рис.1. Схема ЗПК канала воздухозаборника:

1,2 – обшивка перфорированная; 3,4 – обшивка неперфорированная; 5-заполнитель высотой 120 мм; 7-заполнитель высотой 90 мм.

Таблица 1. Применяемые материалы для сотовых панелей и виды соединения с обшивками

ОБШИВКА			ЗАПОЛНИТЕЛЬ			
Тип соединения обшивок с заполнителем	Материал	Толщина, мм	Материал	Размер ячейки, мм	Толщина, мм	Высота, мм
Сварные и паянные панели	ОТ4-1 ОСТ 1.90218-76	0,5-0,6	ВТ 1-0 ОСТ 1.904145-74	6,0	0,08	15, 20, 25
	12X18Н10Т ТУ 1-805-0,96-80	0,5-0,6	12X18Н10Т ТУ 3-703072	6,0	0,06	10, 15, 20, 25
Клееные панели ТУ 596-391-96 ТУ 1-596-413-01	Д19АТ	1,0-1,2	ССП1-3,5; 4,2; 8Т	3,5; 4,2; 8,0		120 и более
Клееные	Д19АТ	1,0-1,2	ТССП10П	10,0		120 и более
Клееные ОСТ 100728-75 ОСТ 100729-75	Д19АТ	1,0-1,2	АМГ2-Н	6,0	0,03	120 и более

Были проведены исследования по разработке несущей конструкции, состоящей из гофрированного заполнителя с обшивками. Разработанный заполнитель можно использовать в зонах канала воздухозаборника с высотой 90 ... 120 мм.

В качестве ЗПК из композитов были рассмотрены варианты конструкции верхней части канала воздухозаборника из ССП со складчатым Z-образным гофром, с наклон-

ным расположением граней ячеек заполнителя и заполнителя с облегченной гофровой конструкцией.

Разработана директивная технология изготовления заполнителя. Схема директивного технологического процесса изготовления ЗПК воздухозаборника двигателя НК 93 из неметаллических материалов приведена на рис. 2 .

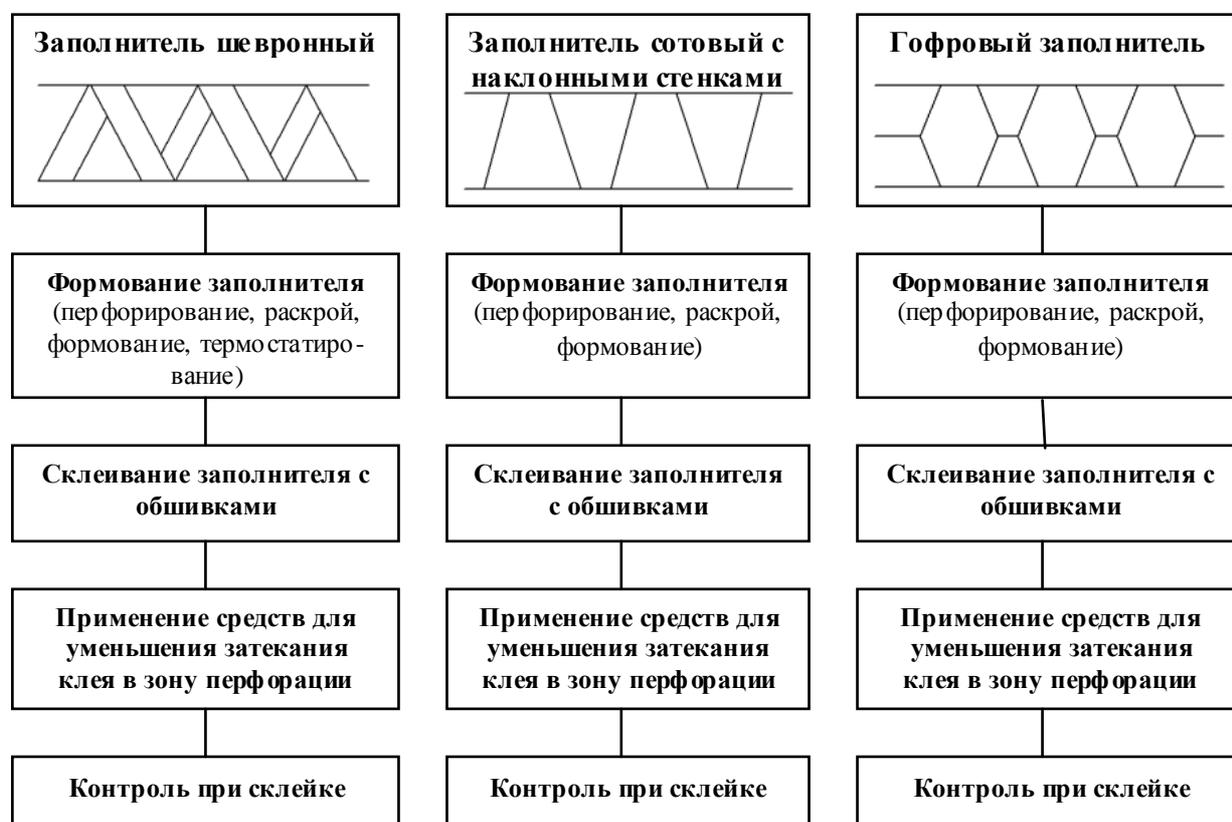


Рис.2. Схема директивного технологического процесса изготовления ЗПК воздухозаборника двигателя НК 93 из неметаллических материалов

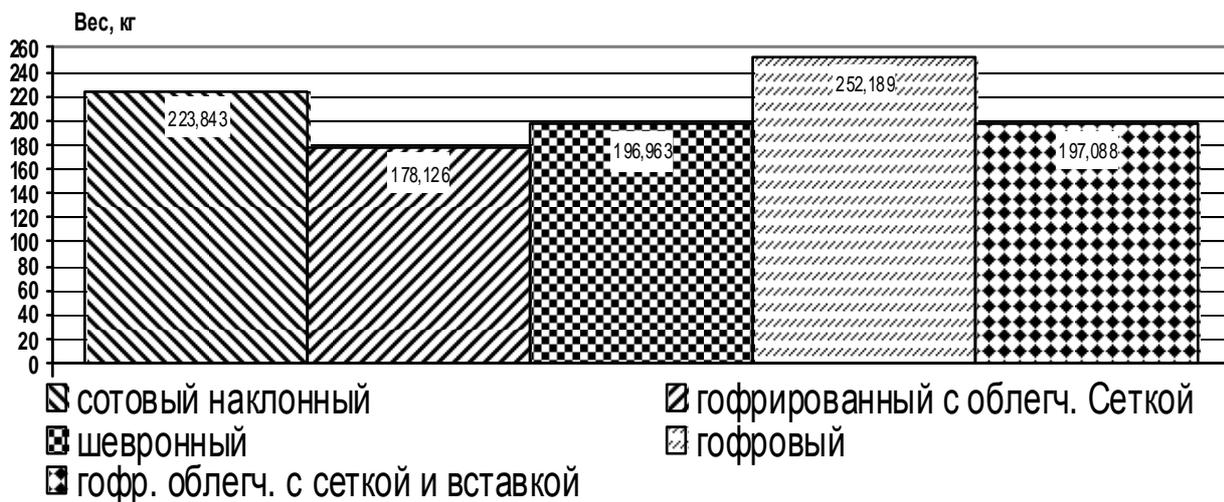


Рис.3. Общий вес канала воздухозаборника из стеклопластика

Согласно директивной технологии осуществлялось изготовление ЗПК с различными типами заполнителя.

Обработка технологии изготовления ЗПК осуществлялась на образцах. При этом формование заполнителя выполняли в специальных приспособлениях с последующим термостатированием в автоклаве при температуре 178⁰С в течение 2-х часов. С целью уменьшения затекания клея в зону перфорации было разработано специальное приспособление, которое можно использовать не только при изготовлении образцов, но и при изготовлении панелей канала воздухозаборника.

Выполненные акустические испытания образцов ЗПК выявили, что наибольшую эффективность показали образцы, содержащие облегченный гофровый наполнитель. Проведенные прочностные испытания на

смятие, отрыв и сдвиг образцов подтвердили соответствие требованиям, указанным в техническом задании.

Сравнение механических характеристик полученных образцов с результатами испытания образцов пятислойной конструкции, используемых в каналах воздухозаборника самолетов, показали, что разрабатываемые конструкции ЗПК имеют механические характеристики – напряжения смятия, отрыва и сдвига заполнителя несколько выше пятислойных, за исключением конструкций с облегченным гофровым наполнителем.

Выполнен весовой расчет различных вариантов заполнителя и в целом канала воздухозаборника двигателя (рис. 3).

Проведенный комплекс испытаний позволяет выбрать конструкцию ЗПК для установки в канал воздухозаборника двигателя.

STRUCTURAL – TECHNOLOGICAL CHARACTERISTICS OF SOUND- ABSORBING CONSTRUCTIONS OF THE ENGINE NK-93 AIR INLET DUCT

© 2006 D.G. Fedortchenko, V.I. Maccsimenkov, M.V. Molod, V.A. Tchistjakov, N.V. Nazarov

Structural –technological specialties of sound - absorbing constructions of the engine NK -93 air inlet duct are considered.

Обоснована целесообразность использования эффективного гидравлического диаметра, который учитывает как среднее значение размера пор, так и распределение пор по размерам, при обобщении опытных данных в качестве характерного размера пористой среды.

Применение пористых материалов для интенсификации теплообмена связано с решением задачи об оптимизации их тепловых и структурных свойств. Для этого необходимо детальное представление о теплофизических, структурных, теплообменных и гидродинамических характеристиках пористых конструкций [1].

Гидравлические потери в пористых конструкциях определяются физическими свойствами рабочего тела, кинематическими характеристиками потока и особенностями внутреннего строения пористой структуры. В общем случае зависимость между этими факторами может быть представлена выражением вида

$$\Delta p / L = f(V_x, D_x, \rho, \mu),$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ - перепад давления на входе и выходе, а L - длина пористого образца; V_x - характерная скорость течения; D_x - характерный размер пористой структуры образца; ρ - плотность, а μ - коэффициент динамической вязкости жидкости [2, 3].

Исследованию влияния различных параметров на $\Delta p/L$ посвящены многочисленные работы. В работе, например, [3] с помощью методов теории подобия и размерностей получено два безразмерных комплекса, которые определяют течение жидкости в пористой среде. По аналогии с трубной гидравликой эти комплексы называют коэффициентом сопротивления трения ξ и числом Рейнольдса Re

$$\xi = \frac{2\Delta p D_x}{LV_x^2 \rho}; \quad Re = \frac{V_x D_x \rho}{\mu} \quad (1)$$

За характерную линейную скорость V_x принимают среднюю скорость потока в порах, которая выражается через среднюю скорость V и среднеобъемную пористость Π

$$V_x = V / \Pi.$$

При описании гидродинамических характеристик пористой среды чаще всего ис-

пользуется в качестве характерного (определяющего) размера средний диаметр пор d_c . В пористых структурах форма каналов, как правило, отличается от цилиндрической. Поэтому, как и в трубной гидравлике, в качестве определяющего размера используют также и гидравлический диаметр пористой среды, определяемый выражением

$$d_s = \frac{4F}{\kappa}, \quad (2)$$

где F - площадь проходного сечения в пористой среде; κ - смоченный периметр [3].

Однако ряд авторов, отмечают, что гидравлические потери в пористых материалах обусловлены, в основном, наличием средних и крупных пор [2]. Этот фактор не учитывают модели пористых сред, в которых используется осредненный размер пористой среды.

Для оценки влияния изменения пор по размерам в объеме пористого изделия на гидродинамические свойства пористой структуры используем её модель, которая представляет собой набор капилляров разного диаметра. Размер капилляров в направлении перпендикулярном течению рабочей среды изменяется по произвольному закону (течение одномерное). В направлении течения рабочей среды размер пор не меняется. Все поры гидравлически связаны между собой.

Выделим объем пористой среды, состоящий из N пор различного диаметра. Пусть в этом объеме пористой среды вероятность появления размера $d_i = (d_c + \Delta d_i)$ равна $p(d_i)$, где $\Delta d_i = (d_i - d_c)$, при этом $d_i > 0$ (Δd_i - алгебраическая величина).

Площадь проходного сечения выделенного участка пористой среды выражается зависимостью

$$F = \sum_{i=1}^N \frac{\pi d_i^2}{4} p(d_i),$$

а смоченный периметр равен

$$\kappa = \sum_{i=1}^N \pi d_i p(d_i).$$

Используя выражение (2) и зависимости для F и κ , получим формулу для эффективного гидравлического диаметра пористой среды с произвольным законом распределения пор по размерам в виде

$$d_{э} = d_c (1 + K^2), \quad (3)$$

где d_c – средний диаметр пор;

K – коэффициент вариации;

$K = (D/d_c^2)^{1/2}$, D – дисперсия.

Используя зависимость (3), можно получить выражение для эффективного гидравлического диаметра пористой структуры с распределением пор по размерам применительно к материалу МР в виде

$$d_{э} = d_c (1 + 1/\alpha), \quad (4)$$

где α – параметр функции распределения

$$(\alpha = d^2 / D).$$

Из выражения (4) видно, что характерный размер пористой структуры материала МР определяется двумя параметрами (d_c и α), из которых α является параметром закона распределения пор по размерам.

Из формулы (4) следует, что при $\alpha \rightarrow \infty$ характерный размер $d_x = d_c$ (случай идеальной пористой среды).

При $\alpha \rightarrow 0$, $d_c = \text{const}$, дисперсия $D \gg d_c^2$, при этом среднеквадратичное отклонение стремится по абсолютному значению к величине максимальной поры, $\sigma = (d_{\max} - d_c) \rightarrow d_{\max}$. Используя выражение (4), можно записать, что при $\alpha \rightarrow 0$

$$d_{э} = \sqrt{d_c^2 + \sigma^2} \rightarrow \sqrt{d_{\max}^2} = d_{\max},$$

где d_{\max} – максимальный размер поры.

Таким образом, в случае пористой среды с крайне неоднородной структурой характерный размер ее при массопереносе определяется, в основном, величиной максимальной поры.

Так как на вид закона распределения пор по размерам не накладывалось никаких ограничений, то полученный результат можно распространить не только на материал МР, но и на пористые материалы, распределение пор по размерам в которых имеет любой другой закон распределения.

Среднее расстояние d_c в конструкциях из материала МР при относительной толщи-

не $\delta_\phi / D_c > 1$ (D_c – диаметр спирали, δ_ϕ – толщина конструкции) по данным структурных исследований [4], может быть определено выражением, полученным в работе [5]

$$d_c = d_2 = \Pi d_n / (1 - \Pi),$$

где d_2 – гидравлический диаметр пористой среды, который равен среднему диаметру пор d_c ;

d_n – диаметр проволоки.

Для тонкостенных изделий из материала МР при относительной толщине стенки $\delta_\phi / D_c < 1$ было получено в работе [5] выражение для среднего расстояния d_c , которое хорошо согласуется со значениями гидравлического диаметра, полученными с учетом толщины конструкции

$$d_c = d_2 = \Pi d_n / (1 - \Pi + d_n / 2\delta_\phi).$$

Коэффициент сопротивления ξ_{d_3} и число Рейнольдса Re_{d_3} с учетом зависимостей (1), (4), могут быть определены формулами

$$\xi_{d_3} = \frac{2\Delta p \Pi^2 d_c (1 + 1/\alpha)}{LV^2 \rho},$$

$$Re_{d_3} = \frac{V \rho d_c (1 + 1/\alpha)}{\Pi \mu}. \quad (5)$$

Зависимость между ξ_{d_3} и Re_{d_3} определяется выражением вида

$$\xi_{d_3} = A / Re_{d_3}, \quad (6)$$

при ламинарном, и

$$\xi_{d_3} = A_1 / Re_{d_3} + B \quad (7)$$

при переходном режиме течения.

Для численного определения постоянных A , A_1 и B в уравнениях (6) и (7) необходимо проводить большой объем экспериментальных исследований. Методика проведения таких исследований гидравлических потерь в материале МР подробно изложена в работе [6].

Таким образом, гидравлические потери в МР определяются как средним размером d_c (масштабный фактор), так и степенью неоднородности структуры, которая определяется параметром α . Следовательно, зависимости (6) и (7) описывают более общий случай процесса фильтрации жидкости в материале МР, чем описанный, например, в работе [5].

Уравнения (5) – (7) могут быть использованы для расчета гидравлических потерь в образцах из материала МР, полученных как

по известным, так и по вновь разрабатываемым технологиям.

С учетом выражений (5), зависимости (6) и (7) можно представить в виде уравнений

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{A}{2\Pi d_c^2 (1+1/\alpha)^2} \mu V \quad (8)$$

при ламинарном и

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{A_1 \mu V}{2\Pi d_c^2 (1+1/\alpha)^2} + \frac{B \rho V^2}{2\Pi^2 d_c (1+1/\alpha)} \quad (9)$$

при переходных режимах течения жидкости в материале МР.

Из экспериментальных исследований гидравлических потерь в материале МР определены значения постоянных A , A_1 и B в уравнениях (8) и (10). С учетом этих значений уравнения (8) и (10) можно представить в виде

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{240}{2\Pi d_c^2 (1+1/\alpha)^2} \mu V \quad (10)$$

при ламинарном и

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{220 \mu V}{2\Pi d_c^2 (1+1/\alpha)^2} + \frac{2 \rho V^2}{2\Pi^2 d_c (1+1/\alpha)} \quad (11)$$

при переходных режимах течения жидкости в материале МР. Критическое значение числа Рейнольдса $Re_{dx} = 10$.

Графическая интерпретация уравнений (10) и (11) приведена на рис. 1. Экспериментальные данные в пределах погрешностей (15...20%) совпадают с аналитическими зависимостями (10) (11), в которых за характерную линейную скорость V_x принята средняя скорость потока в порах. Она выражена через среднеобъемные скорость V и пористость Π , а за характерный (определяющий) размер пористой структуры принят эффективный гидравлический диаметр, который учитывает как среднее значение пор d_c так и степень относительного варьирования их размеров $1/\alpha$.

В результате проведенного анализа можно сделать вывод о возможном значительном влиянии изменения размера пор на гидравлические потери в пористом материале МР

Важный практический интерес представляет оценка гидравлической эффективности материала МР в сравнении с идеальной пористой средой. При сравнении используем зависимости для определения

гидравлических потерь в материале МР (10) и в идеальной пористой среде

$$\Delta p / L = 64 \mu V / 2\Pi d_u^2. \quad (12)$$

При равных длинах $L_{MP} = L_u$ и среднем диаметре $d_{MP} = d_u$ получим, что

$$\Delta p_{MP} / \Delta p_u = 4 / (1 + 1/\alpha)^2. \quad (13)$$

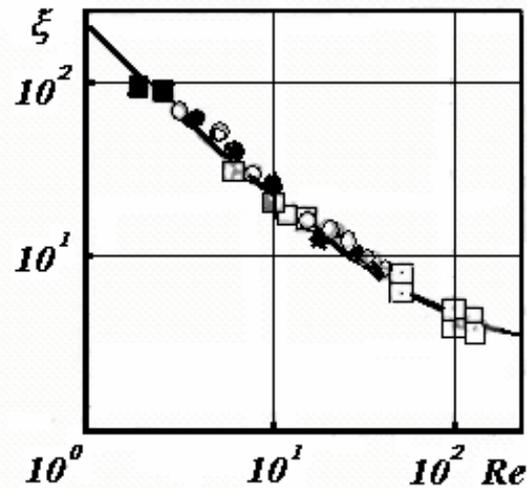


Рис.1. Зависимость коэффициента гидравлических потерь ξ_{dx} от числа Рейнольдса Re_{dx} ($d_n = 0,09$ мм):

□ - $\Pi = 0,741$, $\alpha = 1,56$;

■ - $\Pi = 0,752$, $\alpha = 1,48$;

○ - $\Pi = 0,608$, $\alpha = 1,32$;

● - $\Pi = 0,614$, $\alpha = 1,30$

Отсюда видно, что относительные гидравлические потери в материале МР зависят от степени неоднородности его структуры.

Если пористая структура состоит из набора цилиндрических пор, функция распределения которых такая же как и у материала МР ($\alpha_{MP} = \alpha_u$), то, используя выражения (10) и (12), получим, что отношение

$$\Delta P_{MP} / \Delta P_u^{d=var} = 4.$$

Таким образом, гидравлические потери в конструкциях из МР в четыре раза больше, чем в пористой структуре, состоящей из пор постоянного размера по длине фильтрации.

Снижение гидравлической эффективности конструкций из МР по сравнению с пористой структурой, состоящей из набора цилиндрических пор, функция распределения которых такая же, как и у материала МР, связано с изменением размера пор вдоль направления фильтрации и их извилистостью,

что вызывает дополнительные гидравлические потери.

В результате проведенного анализа можно сделать вывод о возможном значительном влиянии изменения размера пор на гидравлические потери в пористом материале МР.

Список литературы

1. Левитан М.М., Расин О.Г. Эффективность применения пористых материалов для интенсификации теплообмена в каналах //Тепло - и массообмен в системах с пористыми элементами: Сб. тр. – Минск, 1981. – С. 91 – 99.
2. Белов С.В. Пористые металлы в машиностроении. М. Машиностроение, 1981, - 247с.
3. Минц Д.Е., Шуберт С.А. Гидравлика зернистых материалов. М. Минкоммухоз РСФСР, 1955, - 112с.

4. Жижкин А.М. Распределение пор по размерам в тонкостенных изделиях из материала МР //Труды международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Часть 1. Самара. 2003. – С. 185 – 190.

5. Белоусов АИ, Изжеуров Е.А., Сетин А.Д. Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик пористого материала МР //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев, 1975. Вып 2. С. 70-80.

6. Изжеуров Е.А. Формирование элементов конструкций гидродинамического тракта энергетических установок из упругого пористого материала МР. М.: Машиностроение, 2001.– 286 с.

HYDRAULIC LOSSES IN PRODUCTS FROM MATERIAL MR

© 2006 A.M. Zhizhkin

Samara State Aerospace University

The expediency of use of effective hydraulic diameter, which considers both a mean of a size of pores, and distribution of pores on sizes, is proved at generalization of empirical data as a characteristic size of porous medium.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ФОРМИРОВАНИЯ И УТВЕРЖДЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ В СКВОЗНОМ КУРСОВОМ КОМПЬЮТЕРНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГТД

© 2006 М.Е. Проданов, А.Ю. Цой

Самарский государственный аэрокосмический университет

В рамках сквозного курсового компьютерного проектирования процесс формирования ТЗ в соответствии со стандартами происходит на кафедре КиПДЛА под руководством преподавателей. Процесс «Формирование и утверждение ТЗ на проектирование ГТД» разбивается на подпроцессы, в которых по исходным данным с кафедры ТДЛА, данным из хранилища о ГТД и задания на СККП создается концептуальная модель ГТД, затем блок-схема ГТД, определяются критерии оптимизации, и создается конструктивно-силовая схема расположения опор (КССРО). Параллельно идет заполнение разделов ТЗ по шаблону. В работе по реализации процедуры «Формирование и утверждение ТЗ на проектирование ГТД» показана возможность создания информационной системы, предназначенной для поддержки процессов проектирования ГТД, хранения, поиска и ретроспективного анализа информации при обучении будущего конструктора.

Сложившаяся на основе опыта создания двигателей ряда поколений методология проектирования и доводки двигателей нашла отражение в авиадвигательной отрасли в нормативно технической документации (НТД), регламентирующей обязательный и единый порядок проведения работ в течение жизненного цикла (ЖЦ) двигателей и представляющей собой совокупность ГОСТов, ОСТов и положений, разработанных НИИ двигателестроительной отрасли (ЦИАМ) совместно с НИИ головных заказчиков авиадвигателей гражданского и военного назначения.

НТД устанавливает для авиадвигателей следующие стадии типового ЖЦ: предпроектное исследование и обоснование разработки, разработка, производство, эксплуатация, капитальный ремонт и утилизация. Каждая из стадий ЖЦ состоит из видов работ, при последовательном выполнении которых решаются задачи, относящиеся к данной стадии.

Создание новых двигателей производится на стадиях "Исследование и обоснование разработки" и "Разработка". Разработка модификаций двигателей и их модернизация также требуют проведения этих стадий работ, но объем их, в зависимости от глубины модернизации, может быть сокращен, что оформляется в виде совместных решений разработчика и заказчика.

Базой для создания новых двигателей различного назначения являются результаты работ по созданию научно-технического за-

дела (НТЗ). Работы по созданию НТЗ включают проведение фундаментальных научно-экспериментальных исследований, позволяющих обеспечить прогноз развития и возможность совершенствования схем и облика двигателей, их отдельных узлов и систем, выявить пути значительного улучшения параметров и характеристик, обеспечить решение специальных, касающихся двигателей, проблем аэро- и термодинамики, теплообмена, горения, прочности, материалов, технологий, методов и техники измерений и т. д.

Эти крупные фундаментальные исследовательские работы предшествуют созданию двигателей конкретного назначения и носят поисковый характер.

При проведении таких работ применительно к двигателям конкретного назначения они включаются в стадию "Исследование и обоснование разработки".

Эта стадия состоит из следующих видов работ:

- проработки заказчика и исполнителей по созданию изделий,
- научно-исследовательских работ (НИР) по созданию изделий,
- разработки технического предложения (ТП).

Которые выполняются в соответствии с ГОСТами:

- ГОСТ 2.103-68 «Стадии разработки»,
- ГОСТ 19600-74 «Отчет о научно-исследовательской работе»,
- ЕСКД ГОСТ 2.118-73 «Техническое

предложение»

Каждый из видов работ, разделен на этапы. Работы, проведенные на каждом из этапов, завершаются оформлением документов, подтверждающих выполнение работ этапа в полном объеме, и решением о порядке перехода к следующему этапу. По взаимно согласованным решениям исполнителя и заказчика отдельные этапы могут быть разделены на подэтапы и откорректирован порядок выполнения отдельных этапов и подэтапов.

Переход от одного вида работ к последующему также происходит на основании оформленных технических и организационных документов. В документах, согласованных исполнителем и заказчиком, устанавливается целесообразность, готовность и порядок проведения дальнейших работ, при необходимости уточняется их направленность.

Первый вид предпроектных работ, входящих в стадию "Исследование и обоснование разработки", посвященный проработкам заказчика и других исполнителей, поиску перспективных схемных решений, оценкам возможностей улучшения параметров и показателей двигателей, формированию их облика и облика отдельных узлов, относится к прогнозирующим НИР. Эти работы опираются на анализ наиболее перспективных направлений развития двигателей, включают поисковые расчетно-теоретические и экспериментальные исследования и позволяют определить основные положения, на базе которых может быть продолжена работа по созданию новых двигателей.

По итогам проведения этого вида работ должны быть получены сведения по прогнозу развития двигателей данного назначения, по уровню требуемых параметров и показателей, по особенностям схем двигателей и отдельных узлов и систем, по возможностям разработки базового газогенератора (ГГ), пригодного для использования в перспективных двигателях другого назначения, по дальнейшему развитию и модернизации двигателей для улучшения их параметров. Должны быть также представлены сроки создания ГГ и предварительно оценены сроки создания новых двигателей. При выполнении первого вида работ формируются тре-

бования к разработке новых материалов и технологий, совершенствованию производственной и экспериментально-исследовательской баз для обеспечения создания новых двигателей. Этот вид работ завершается разработкой технического задания (ТЗ) на прикладные НИР, включающего перечень работ и план-график проведения прикладных НИР.

ТЗ формируется на основании задания на создание летательного аппарата (ЛА), технических требований (ТТ) к ЛА и предварительных совместных конструктивных проработок ЛА и двигателя.

ТЗ содержит: основное назначение, основные технические характеристики, важнейшие ТТ и показатели качества, технико-экономические и специальные требования связанные со спецификой применения разрабатываемого двигателя. После соответствующей предварительной проработки, согласования и утверждения ТЗ является основным определяющим документом для всех стадий проектирования и в дальнейшем для создания двигателя.

Прикладные НИР составляют основу второго вида работ стадии 2 - "Исследование и обоснование разработки" и имеют своей целью поиск принципов и путей создания новых двигателей, подтверждение на экспериментальных образцах, составных частях, опытных ГГ и экспериментальных двигателях (ЭД) реальных возможностей достижения на новых двигателях требуемых параметров и показателей. [1]

В настоящее время Процесс СККП ГТД формализованный с помощью методологии IDEF0 описан в работе [2]. Добавлением процедуры «Формирование и утверждение ТЗ на проектирование ГТД» эта функциональная IDEF0 диаграмма уточняется.

А в связи с использованием системы Управления данными об изделии (PDM) где разрабатывается база данных (БД) «Хранилище данных по двигателям» потоки входных данных для проектирования: «Характеристики ЛА», «Образец оформления ТЗ» и «Прототип из Базы продольных разрезов ГТД» объединить в один поток «Данные из Хранилища данных по двигателям (БД PDM)» (рис.1).

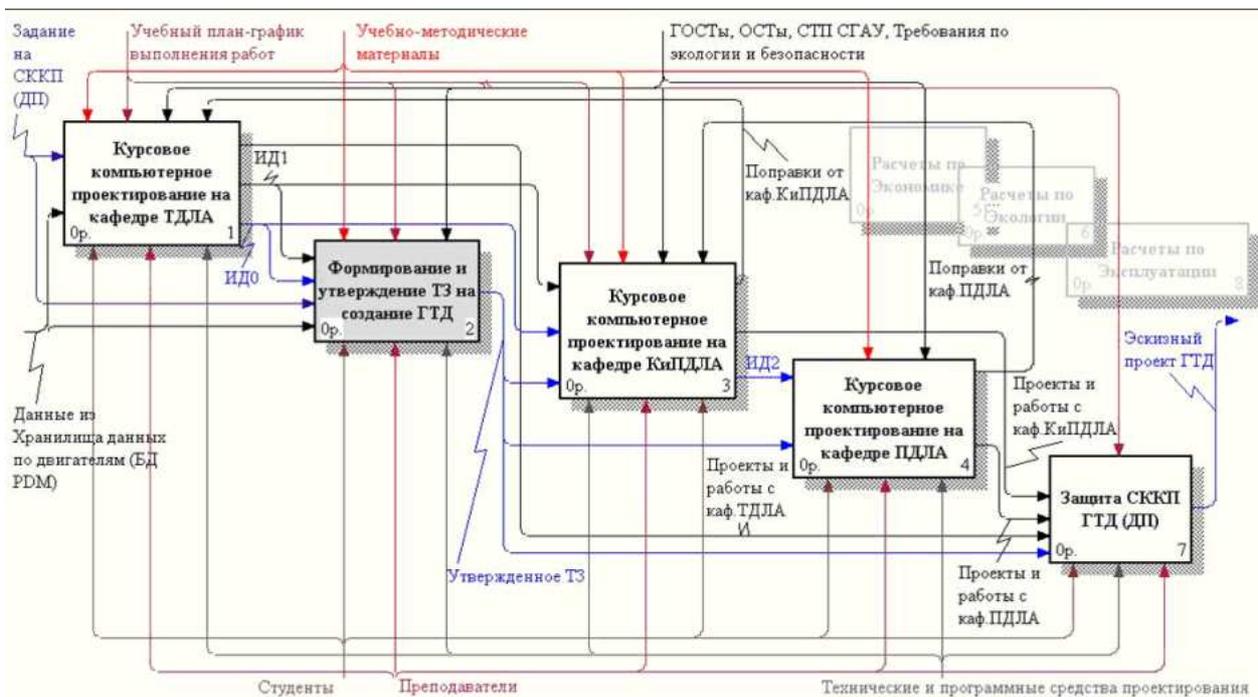


Рис.1. Сквозное компьютерное курсовое проектирование ГТД

Таким образом, входными потоками данных для процедуры «Формирование и утверждение ТЗ на создание ГТД» будут:

1. Данные с кафедры ТДЛА – потоки ИД0, ИД1:

- ИД0 – Результаты термодинамического расчета двигателя:
- Схема проточной части
- Выходной файл системы термодинамического расчета ВРД (SIKL, WinSIKL, DVIG) с результатами
- Файлы расчетных инженерных пакетов (MathCad, Maple) в которых велись все расчеты
- Пояснительная записка к расчетам (которая далее войдет как раздел в общую пояснительную записку к СККП).
- ИД1 – Результаты газодинамического проектирования – проектный расчёт основных параметров турбокомпрессора и спроектированная ступень РКЛМ:
- Файлы электронной таблицы (Excel) в которой велись расчеты и полученную таблицу координат точек сечений спроектированного лопаточного венца
- Построенные по результатам расчетов треугольники скоростей рассчитанной ступени на различных радиусах
- Пояснительная записка к расчетам и построениям (которая далее войдет как раз-

дел в общую пояснительную записку к СККП).

2. Данные из хранилища (БД PDM) :

- характеристики концептуальной модели ЛА,
- данные по аналогам прототипам и
- данные по аналогам элементов ГТД, материалам, стандартным изделиям

3. Задание на СККП

Управляющим воздействием для процедуры «Формирование и утверждение ТЗ на создание ГТД» будут следующие потоки данных:

- ГОСТы, ОСТы, СТП СГАУ, Требования по экологии и безопасности,
- Учебно-методические материалы,
- Учебный план-график выполнения работ.

Механизмами, выполняющими функцию «Формирование и утверждение ТЗ на создание ГТД» будут следующие потоки данных:

Преподаватели, Студенты, Технические и программные средства проектирования.

Процедура «Формирование и утверждение ТЗ на создание ГТД» разбивается на шесть блоков (рис.2).

:

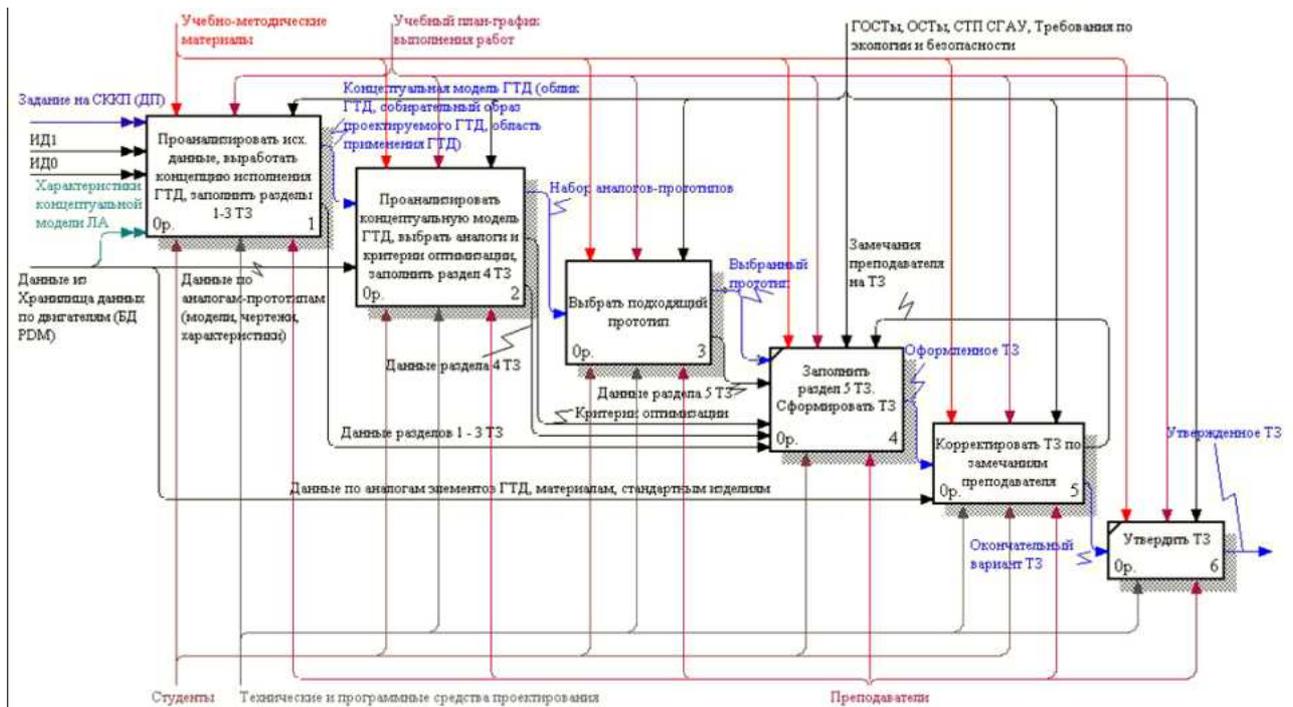


Рис.2. Формирование и утверждение ТЗ на ГТД

1. «Проанализировать исходные данные, выработать концепцию исполнения ГТД, заполнить разделы 1-3 ТЗ»

Разделы 1-3 ТЗ состоят из следующих пунктов:

- Наименование и основание для разработки,
- Цель разработки и назначение двигателя,
- Общие требования

2. «Проанализировать концептуальную модель ГТД, выбрать аналоги и критерии оптимизации, заполнить раздел 4 ТЗ»

Раздел 4 ТЗ – Состав двигателя

3. Выбрать подходящий прототип.

4. Заполнить раздел 5 ТЗ. Сформировать ТЗ.

5. Корректировать ТЗ по замечаниям преподавателя.

6. Утвердить ТЗ.

Поток «Данные из Хранилища данных по двигателям (БД PDM)» разбиваются на три потока:

1. Поток данных «Характеристики концептуальной модели ЛА», который является входным потоком для 1-го блока «Проанализировать Исходные Данные. Заполнить разделы 1 - 3 ТЗ»;

2. Поток «Данные по аналогам-прототипам (модели, чертежи, характеристики)», являющийся в входным потоком дан-

ных для 2-го блока «Проанализировать концептуальную модель ГТД, выбрать аналоги и критерии оптимизации, заполнить раздел 4 ТЗ»;

3. Поток «Данные по аналогам элементов ГТД, материалам, стандартным изделиям» – для 5-го блока «Корректировать ТЗ по замечаниям преподавателя».

На выходе из 1-го блока получаем поток данных «Концептуальная модель ГТД (облик ГТД, собирательный образ проектируемого ГТД, область применения ГТД)», который в свою очередь является входным потоком данных для 2-го блока.

На выходе из 2-го блока получаем поток данных «Набор аналогов-прототипов», который является входным потоком данных для 3-го блока – «Выбрать подходящий прототип», и поток «Критерии оптимизации», который является входным потоком данных для 4-го блока «Заполнить раздел 5 ТЗ. Сформировать ТЗ».

Поток выходных данных из 3-го блока «Выбрать подходящий прототип» «Выбранный прототип» является входным потоком данных для 4-го блока.

На выходе из 4-го блока получаем «Оформленное ТЗ», которое проверяется и по необходимости корректируется преподавателем – блок 5 «Корректировать ТЗ по замечаниям преподавателя».

Поток данных «Окончательный вариант ТЗ» идет на процедуру «Утвердить ТЗ».

В свою очередь 1-ый блок «Проанализировать исходные данные, выработать концепцию исполнения ГТД, заполнить разделы 1-3 ТЗ» разбивается на два блока:

«Проанализировать Исходные Данные. Заполнить разделы 1 - 3 ТЗ» и «Создать концептуальную модель ГТД».

Блок «Проанализировать Исходные Данные. Заполнить разделы 1 - 3 ТЗ» представим в виде WorkFlow процедуры – набора IDEF3 диаграмм. Выходными данными из него будут потоки:

Данные раздела 1 - 3 раздела ТЗ,

Результаты анализа

По Результатам анализа создается Концептуальная модель ГТД (облик ГТД, соби-

рательный образ проектируемого ГТД, область применения ГТД)).

2-ой блок диаграммы «Формирование и утверждение ТЗ на ГТД» «Проанализировать концептуальную модель ГТД, выбрать аналоги и критерии оптимизации, заполнить раздел 4 ТЗ» разбивается на 6 блоков (рис.4):

Проанализировать концепцию ГТД;

Создать Блок-схему ГТД. Заполнить раздел 4 ТЗ;

Построить конструктивную функциональную структуру (ФС) ГТД

Создать конструктивно-силовые схемы расположения опор (КСС РО);

Выработать критерии оптимизации ГТД;

Выбрать аналоги.

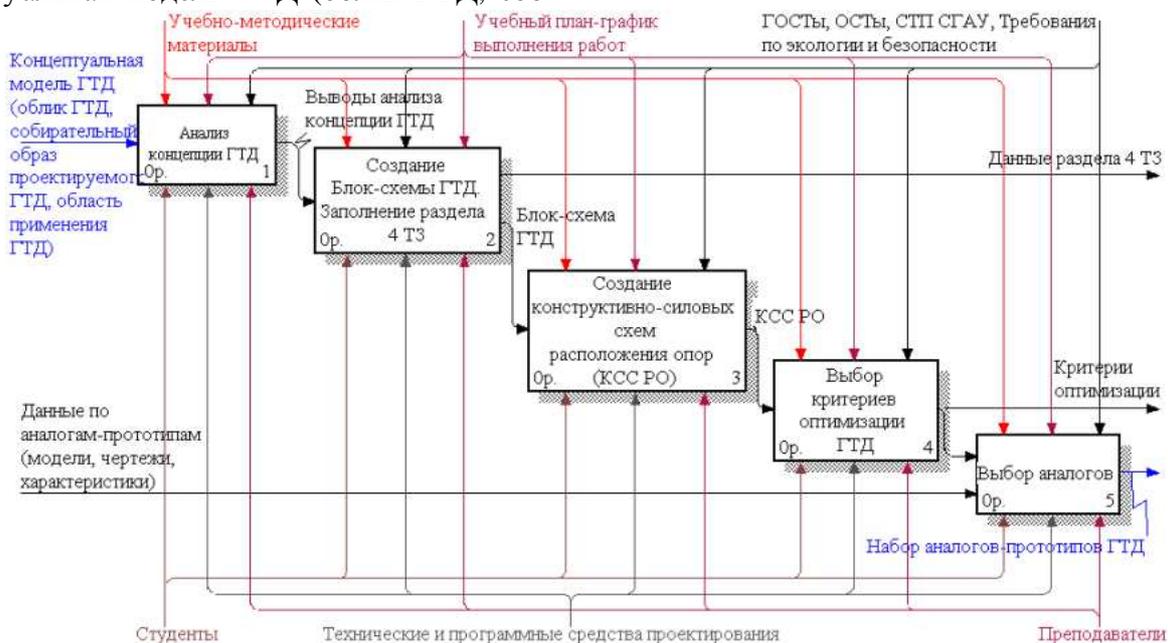


Рис.4. Анализ концептуальной модели и выбор аналогов и критериев оптимизации.

Заполнение раздела 4 ТЗ

Блок «Создать Блок-схему ГТД, Заполнить раздел 4 ТЗ» разбивается на два блока: «Создать Блок-схему ГТД» и «Заполнить раздел 4 ТЗ»

Выходными данными из блока «Создать Блок-схему ГТД» будет поток данных «Состав двигателя», он же будет потоком входных данных для заполнения раздела 4.

3-ой блок «Выбрать подходящий прототип» разбивается на 5 блоков:

- Проанализировать КСС РО аналогов-прототипов по типу ГТД;

- Выбрать КСС РО аналогов-прототипов одного типа ГТД;

- Проанализировать КСС РО аналогов-прототипов по фирмам-производителям ГТД;

- Выбрать КСС РО аналогов-прототипов одной фирмы-производителя ГТД;

- Выбрать подходящий прототип ГТД. Для создания блок-схемы ГТД элементы двигателя представляются в виде блоков, собранных подобно кубикам [3].

Критерии оптимизации определяются и из найденных аналогов ГТД выбираются прототипы со схожими конструктивно-силовыми схемами расположения опор

(КССРО). КССРО одного типа выбираются из таблицы, которая также хранится в БД. Представленная в таблице систематизация КССРО каскадов турбокомпрессоров отечественных ГТД позволяет при разработке новых двигателей на схемном уровне использовать известные решения, а также намечать пути их совершенствования. Кроме того, имеется возможность оценить, находится ли новая разработка в поле известных схемных решений. Предложенный подход позволяет использовать апробированные и отработанные технологические приемы практической их реализации, то есть использовать опыт других разработчиков. Это является особенно актуальным в настоящее время, когда стоимость разработки нового двигателя постоянно растет, и фирмы осуществляют совместные проекты с разделением труда, способствующим снижению расходов на создание нового двигателя.

Для создания КССРО проектируемого ГТД используется обобщенная (универсальная) КССРО, в которой присутствуют конструктивные элементы всех рассмотренных двигателей-прототипов. Конструктивную схему любого двигателя можно получить, убрав из обобщенной схемы «лишние» элементы. Используемая описанная последовательность действий позволяет формализовать алгоритм синтеза КССРО. И, наконец, выбирается один подходящий прототип ГТД.

Параллельно идет заполнение разделов ТЗ по шаблону.

Разработанная концептуальная модель процесса формирования ТЗ в виде IDEF0 диаграмм, модели данных DFD, диаграмм потоков работ (Workflow) IDEF3 позволяет переходить к созданию объектно-

ориентированной модели данных (ОМД) для обеспечения процесса проектирования в среде системы управления данными об изделии (PDM-системе). ОМД реализуется в виде решений для управления жизненным циклом изделий (PLM-решений).

В работе по реализации процедуры «Формирование ТЗ на проектирование ГТД» показана возможность создания информационной системы, предназначенной для поддержки процессов проектирования ГТД, хранения, поиска и ретроспективного анализа информации при обучении будущего конструктора. Это позволяет поднять обучение студентов факультета «Двигатели летательных аппаратов» на качественно новый уровень, соответствующий мировым требованиям к техническому образованию.

Список литературы

1. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для вузов/ Под ред. Профессора А.М.Ахмедзянова. – Машиностроение, 2000. -454 с.; ил.

2. Ганжа С.С., Проданов М.Е. Моделирование процесса проектирования авиационного двигателя для реализации в сквозном курсовом проекте.//Актуальные проблемы развития университетского технического образования в России: Тез. докл. научн.-метод.конф.–Самара:2004.С.41,42.

3. Зрелов В.А., Проданов М.Е., Яблочников Е.И., Цой А.Ю., Формализация представления конструкции авиационного ГТД. Статья в сб. Международная научно-техническая конференция, посвященная памяти академика Н.Д. Кузнецова, ч. 3, с. 194-202. Самара: Самарский научный центр РАН, 200

DEVELOPMENT OF THE TECHNICAL REQUIREMENT FORMING AND VALIDATION TECHNIQUE IN THE GTE THROUGH COURSE COMPUTER DESIGNING

© 2006 M.Ye. Prodanov, A.Yu. Tsoy

Samara State Aerospace University

Within the limits of the through course computer designing (TCCP) process of forming a technical requirement in conformity with standards occurs on a KiPDLA chair under direction of teachers. A «Technical requirement on GTE designing forming and validation» process is broken into subprocesses in which based upon initial a conceptual GTE model and then GTE block diagram are created, criteria of optimization are defined, and the constructive-power scheme of support arrangement is created. Working on «Technical requirement on GTE designing forming and validation» procedure the opportunity of creation of the information system intended for support of GTE designing processes, storing, searching and the retrospective analysis of the information at training the future designer is shown.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ ХРАНИЛИЩА ДАННЫХ О ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

© 2006 М.Е. Проданов, А.Ю. Цой

Самарский государственный аэрокосмический университет

Организация хранилища данных о газотурбинных двигателях опирается на информационную интеграцию процессов в ходе выполнения сквозного курсового компьютерного проекта. Используя иерархическую структуру процесса проектирования, можно создать информационный объект проектирования двигателя в среде системы управления данными об изделии (PDM-системе) – БД «Хранилище данных о ГТД», в которой создаются и используются специальные классы, имеющие свой собственный набор атрибутов. Нижестоящий класс наследует атрибуты от вышестоящего класса. Таким образом, в иерархической структуре данных информация описания ГТД становится более полной и специфичной.

Данная работа связана с решением проблемы информационного обеспечения сквозного компьютерного курсового проектирования (СККП) по специальности 13.02.15 (авиационные двигатели и энергетические установки, специализация «Компьютерные технологии проектирования, конструирования и производства»).

Сама концепция СККП начала разрабатываться на факультете ДЛА с 1997 г. по инициативе профессора Ермакова А.И. Первые результаты разработки этой концепции, связанные с решением методических проблем СККП, были изложены в [1]. Уже на этом этапе разработки концепции СККП стало ясно, что наряду с методическими проблемами в число важнейших входит проблема информационной поддержки СККП. В связи с этим была сформулирована концепция формирования единого информационного пространства (ЕИП) факультета ДЛА СГАУ [2].

Реализация концепции формирования единого информационного пространства факультета ДЛА СГАУ оказалась самостоятельной сложной проблемой. Для ее решения, с одной стороны, потребовалось освоение технологий информационного моделирования сложных взаимосвязанных процессов СККП для выявления структуры информационных потоков. С другой стороны, потребовалось освоение технологии хранения данных об объектах и процедурах, которая получила название PDM (Product Data Management – управление данными о продукте (изделии)).

Разработка структуры и начальное на-

полнение хранилища данных по Сквозному курсовому компьютерному проектированию (СККП) предполагает определить перечень данных, циркулирующих между участниками этого процесса.

Функция управления процессом СККП состоит в описании и разработке регламентов взаимодействия участников в рамках безбумажного документооборота. В их состав входит рабочая программа, подготовленная на основе «учебного плана», разработанного в соответствии с государственными образовательными стандартами.

Усилия мировой технической общности в настоящее время направлены на создание разного уровня нормативной документации. За последние годы разработаны следующие документы: ISO 10303 (Industrial automation systems and integration - Product data representation and exchange), ISO 13584 (Part Library), Def Stan 00-60 (Integrated Logistic Support), MIL-STD-2549 (Configuration Management. Data Interface), MIL-HDBK-61 (Configuration Management. Guidance), AECMA Specification 2000M (International Specification for Materiel Management Integrated Data Processing for Military Equipment), AECMA Specification 1000D (International Specification for Technical Data Publications, Utilising a Common Source Data Base) и т.д.

Вопросы организации хранилища данных для СККП опираются на информационную интеграцию процессов в ходе выполнения проекта и решаются с использованием PDM-технологий. Они позволяют создать

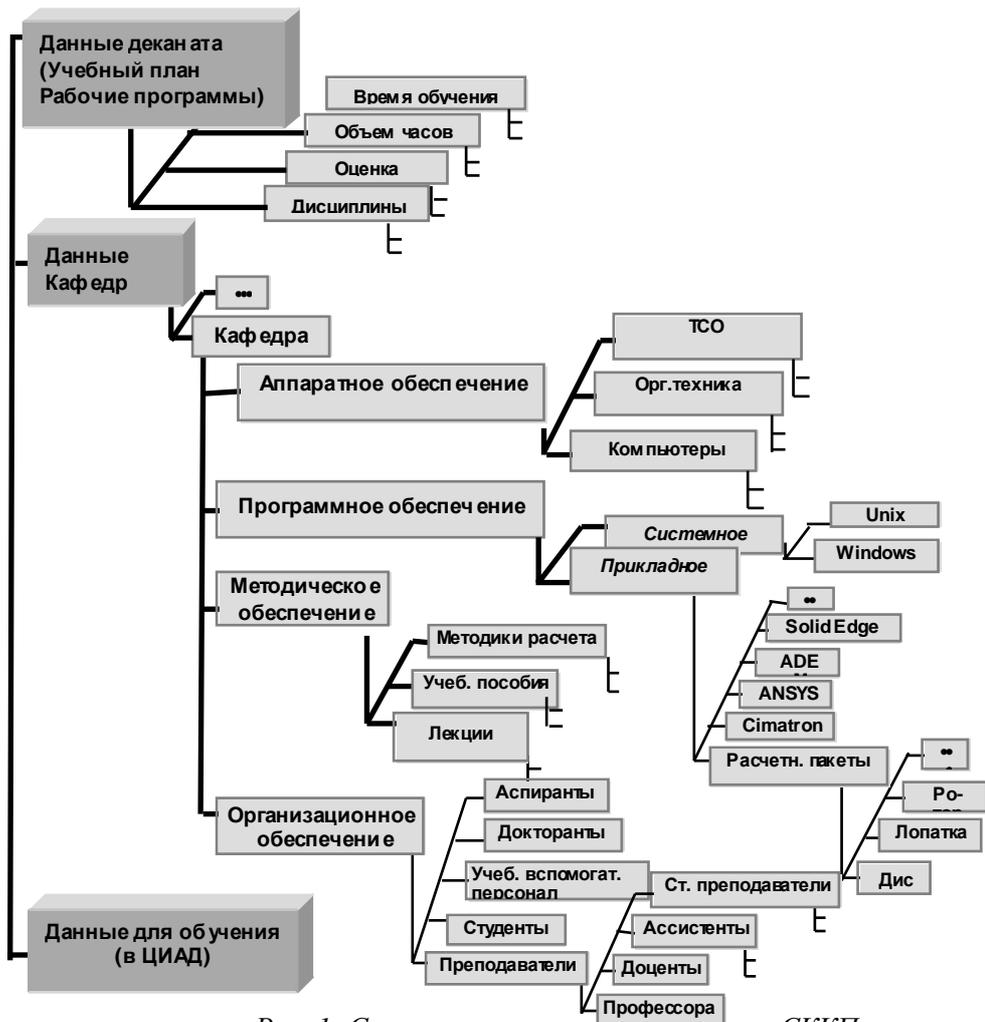


Рис. 1. Структура хранения данных по СКП

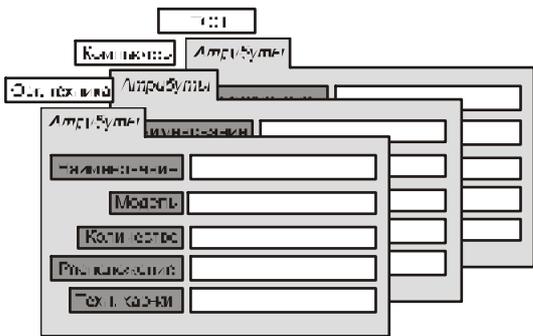


Рис. 2. Аппаратное обеспечение

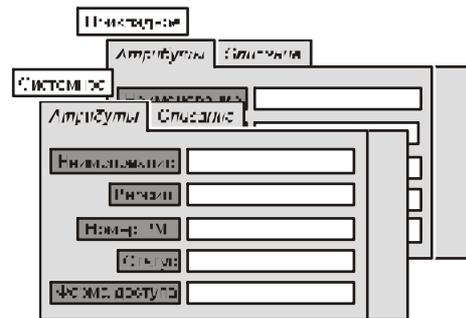


Рис. 3. Программное обеспечение

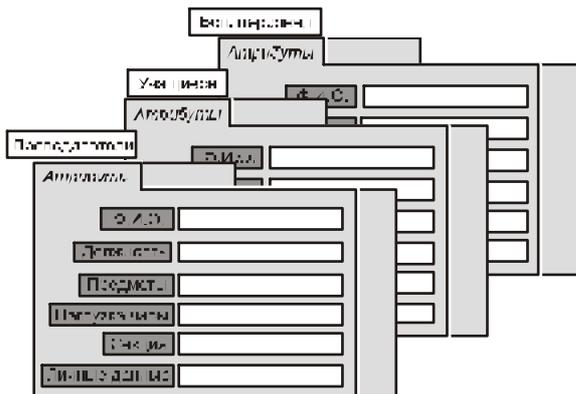


Рис. 4. Организационное обеспечение

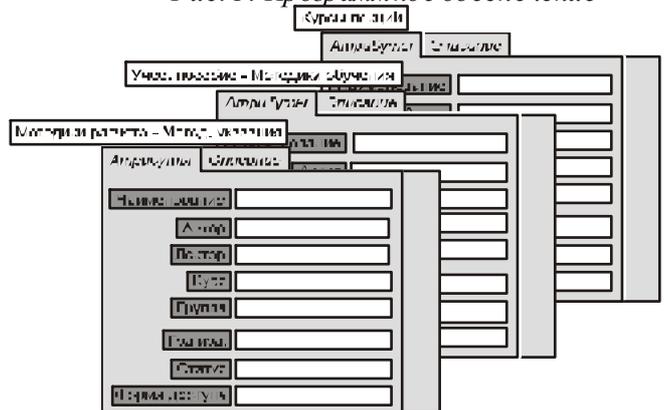


Рис. 5. Методическое обеспечение

объектно-ориентированную модель данных (ООМД) с сетевой структурой связей объектов, аналогично долговременной памяти человека. ООМД опирается на четыре основных понятия: объект, характеристики объекта, связь, характеристики связи [3].

Объект может охватывать любые проявления реального мира (предмет, действия, отношения, информацию и т.д.), имеющие смысл в данной предметной области. Для ведения инженерных проектов примерами объектов могут служить “изделия”, “документ”, “разработчик”, “станок” и действия: “взять чертеж”, “вывести на печать”, “сдать в архив” и др.

Характеристики объекта – это любая информация, необходимая для его описания в пределах выбранной предметной области. Обязательной характеристикой в пределах используемой база данных (БД) является уникальное имя объекта.

Связи между объектами всегда иерархические. PDM-системы поддерживают сетевую структуру иерархических связей, т.е. отношения “многих ко многим”. На пример, “детали” (“многие”) могут входить в различные (“ко многим”). В ООМД иерархические связи всегда двухсторонние, т.е. если объект-“деталь” входит в объект-“сборочную единицу” (“СЕ”), то значит “СЕ” владеет “деталью” и вторая связь порождается автоматически одновременно с заданием первой связи.

Характеристики связей в выбранной предметной области – любая информация, например, номер позиции и зоны на чертеже, количество входящих объектов, дата установления связи и др.

Как известно, инженерные проекты имеют обязательные состав и структуру входящих документов, поэтому для включения в проект дополнительной информации, которая не может быть включена в состав проекта, существует механизм так называемой “логической связи”. Примерами таких связей могут быть: “учебное задание Студенту Иванову на разработку чертежа детали №1” или “записка от Преподавателя Петрова по поводу ошибки в чертеже элемента №2”.

Организация “логических” связей практически осуществляется введением в ООМД нового типа объектов, так называемых объ-

ектов-связей. В приведенном примере “учебное задание” формально не является объектом-документом, аналогичным, например, объекту-чертежу, так как чертеж всегда однозначно “входит”, “принадлежит” какому-то конкретному изделию, а объект “учебное задание” не “принадлежит” ни объекту “Студент Иванов”, ни объекту “чертеж детали №1”. Объект “учебное задание” отображает временную связь между ними и может быть расписана в методике обучения и расчета. Связь между “Студентом Ивановым” и “чертежом детали №1” может быть множественной: одно учебное задание Иванову может быть на разработку чертежа, следующее на проверку и т. д.

Таким образом, при использовании автоматизированной методики обучения объект “студент Иванов” может быть неоднократно связан с объектом “чертеж детали №1” с различными характеристиками этих связей. Например, “разработать” к “дата” или “проверить” к “дата” и т.д., что дает возможность перейти к дистанционному и параллельному обучению.

Основные функции хранилища данных, реализуемые в настоящее время в рамках СККП, состоят: в переводе существующих конструкторско-технологических архивов описания прототипов ГТД в электронный вид и в обеспечении формирования технического задания на проектирование, конструирование и подготовку производства ГТД.

В СККП изучение ГТД ведется с использованием таких данных как “Конструктивные схемы”, “Продольные разрезы” и “Элементы”, для которых создается форма доступа в виде учетной карточки.

Целью проектирования является не только сам проект двигателя, куда входит техническая документация, но и сопровождающие его математические модели, используемые технические средства и технологии, обеспечивающие существование конструкции на всех последующих стадиях ЖЦ.

Естественно, что такой процесс проектирования предъявляет определенные требования к виду и характеру математических моделей различного уровня. К математическим моделям (ММ), применяемым в процессе проектирования ГТД, относятся: ММ проектирования облика двигателя и его уз-

Данные для обучения		
Атрибуты	Описание	Модель
Наименование		Тип: формула (M/M/1/∞/∞/∞)
Редработчик		Файл: ...
Руководитель		Параметры: ...
Дата включения		
Дата окончания		
Статус		
Форма доступа		

Рис. 6. Данные для обучения

Учебный план	
Атрибуты	
Наименование	
Время обучения	
Объем часов	
Оценка	
Дисциплина	

Рис. 7. Учебный план

лов, формирующие основные данные о параметрах и характеристиках; ММ узлов и деталей.

На самом верхнем уровне описания ГТД можно представить в виде технической информации, благодаря которой становится возможным его изготовить и обеспечить функционирование как технического средства.

Используя иерархическую структуру процесса проектирования, можно создать информационный объект проектирования двигателя в среде системы управления данными об изделии (PDM-системе). В PDM-системах используется механизм наследования состава учетных данных и других атрибутов объектов среди объектов одного класса.

В PDM-системе все данные организованы вокруг проектов. Проекты используются для представления идеи или концепции и являются высшим классом в структуре данных, (например, проект «Хранилище данных о двигателях»). Проекты содержат набор классов и подклассов, которые создаются и управляются внутри PDM-системы.

Для каждого объекта в структуре данных может быть задано неограниченное количество описывающей его информации. Данные разделяются по созданным классам и подклассам и представляются в виде иерархических деревьев. Эти классы и подклассы задают тип информации, которая будет описывать объект.

Предметная область представляется в виде взаимосвязи реальных “субъектов” и “объектов” обучения проектированию и позволяет провести их структуризацию (рис.1).

В нашем случае “Субъект обучения” –

это Кафедра университета – специфическое производственное подразделение. Роль производственного процесса играет учебный процесс, а выходным продуктом является качественное образование студентов, аспирантов и докторантов. При этом класс объектов “Кафедра” можно рассматривать как инструмент автоматизации обучения. Это сложная система, объединяющая в себе подсистемы: “Аппаратное обеспечение”, “Программное обеспечение”, “Методическое обеспечение” и “Организационное обеспечение”, традиционно являющиеся основными составляющими Систем автоматизированного проектирования (САПР).

Управление аппаратным обеспечением для организации платформы размещения программного обеспечения на кафедре удобно сосредоточить в учебных подразделениях факультета, объединяющем в зависимости от уровня задач «Учебные лаборатории разработчиков ПО» и «Компьютерные классы» для проведения занятий. Здесь необходимо создать учетные карточки аппаратных средств – «Компьютеры», «Организационная техника» и «Технические средства обучения (ТСО)», имеющие близкую структуру учетных данных: Наименование, Состав и Количество (рис. 2) (первый шаг к реализации этой задачи выполнен при проведении опроса кафедр факультета по существующей реализации локальных вычислительных сетей (ЛВС) и их загрузке).

Учетная карточка “Программное обеспечение” должна содержать такие поля – Наименование, Версия и Количество рабочих мест. Прикладное обеспечение содержит – Наименование, Версию и Номер рабочего места, Статус, Форму доступа и т.д. (рис. 3).

Организационное обеспечение – Преподаватели, Учащиеся, Учебно-вспомогательный персонал должно уметь табличную форму с полями: Ф.И.О., Должность, Предметы, Нагрузка (часы), Секция, Личные данные (рис. 4).

Методическое обеспечение подразделяется на три вида – Методики расчета (Ме-

тодические указания), Методики обучения (Учебные пособия) и Курсы лекций. Форма должна содержать поля – Наименование, Автор, Год издания, Количество, Учебный курс, Группа. Кроме названных, вид Курсы лекций будет иметь поле Лектор – т.е. исполнитель (рис. 5).

Таблица 1. Класс «Двигатели»

Главный класс	Класс	Под класс
Двигатели	ГТД	ТВ(В)Д/ТВаД
		ТРД(Д)/ТРД(Д)Ф
		ВСУ
	Конструктивно-силовая схема	
	Винт	
	Входное устройство	
	Канал наружного контура	
	Компрессор	Вентилятор
		Компрессор СД
		Компрессор ВД
	Камера сгорания	
	Турбина	Турбина НД
		Турбина СД
		Турбина ВД
		Турбина свободная
	Камера смешения	
Сопло		
Элемент ГТД		

Предметной областью – “Объектом обучения” на выбранной кафедре традиционно являются такие сложные технические объекты как: Газотурбинные двигатели (ГТД); Ракетные двигатели (РД); Двигатели внутреннего сгорания (ДВС); Лазеры и Агрегаты с присущей им иерархической структурой от сборочных единиц до деталей. Эти объекты представляют подсистему "Специальная информация", которая наряду с подсистемой "Общая информация" ("Справочники" и т.д.), составляет класс объектов "Данные для обучения" (рис. 6).

Еще один класс объектов – "Учебный план" характеризует процесс обучения и является описанием детального выражения во времени всех процессов жизненного цикла (ЖЦ) обучения. Он связывает между собой в гибридную систему модели двух классов "Данные для обучения" и "Кафедра". Эта связь осуществляется посредством таких описаний как: Время обучения, Объем часов. Оценка и Дисциплина (рис. 7)

В разрабатываемой БД «Хранилище данных о ГТД» создаются следующие классы:

- Двигатели (таблица 1),
- Летательные аппараты

В классе «Летательные аппараты» создаются классы: «Летательный аппарат», «Расположение двигателя на ЛА», «Крепления двигателя к ЛА».

В классе «Проект» создаётся класс «Сквозные проекты», а в нём подклассы: «СККП», «Задание на СККП» и «Техническое задание на проектирование двигателя».

Когда в «Хранилище данных о ГТД» добавляется новый документ или новая деталь, их имена появляются в виде объекта в иерархическом дереве. К этим объектам логически привязывают объекты класса «Конструкторская документация» – Чертеж сборочной единицы, Схемы, Таблицы, Текстовые документы.

К соответствующим объектам привязываются файлы задания на СККП, технического задания на проектирование двигателя, основных элементов и соединений ГТД, конструктивно силовые схемы двигателя и схемы валов для проверки на статическую неопределимость, файлы таблиц основных данных о самолёте, ГТД и его основных узлах, текстовые файлы краткого описания двигателя и летательного аппарата и пояснительная записка по СККП.

В PDM-системе каждый класс имеет свой собственный набор атрибутов, которые отображаются в «карточках учета» объектов данного класса. Нижестоящий класс наследует атрибуты от вышестоящего класса и может иметь свои собственные атрибуты. Таким образом, если спускаться от вышестоящего класса в структуре данных вниз к нижестоящему классу, информация описания становится более полной и специфичной. Это свойство может быть использовано для представления таблицы атрибутов (BOM – Bill of Materials), которая может быть передана в среду системы управления предприятием класса MRP-2.

Создание такого хранилища данных позволяет

- ◆ индивидуализировать процесс обучения студентов,
- ◆ обеспечить их конкретной и точной информацией для обучения,
- ◆ моделировать реальные процессы и ситуации, встречающиеся в практике проектирования и обслуживания ГТД, систем и агрегатов в составе летательного аппарата,

◆ вести постоянную работу по совершенствованию информационного макета двигателя, модернизируя его по мере совершенствования вычислительной техники, методов, моделей и программ, сопровождающих процесс проектирования.

Список литературы

1. Ермаков А.И., Иванов Г.В., Кузьмичев В.С., Кулагин В.В., Мусаткин Н.Ф., Старцев Н.И., Шустов С.А. Некоторые проблемы компьютерной технологии сквозного курсового проектирования на факультете ДЛА СГАУ. Сборник трудов «Научно-методические проблемы высшего образования на рубеже XXI века», СГАУ, Самара, 1998, с.46-64

2. Безменова Н.В., Ермаков А.И., Кузьмичев В.С., Проданов М.Е., Шустов С.А. Концепция формирования единого информационного пространства факультета ДЛА СГАУ.//Тезисы докладов научно-методической конференции «Развитие и совершенствование учебного процесса в техническом ВУЗе на современном этапе», Самара, СГАУ, 1999 г, с.157-158.

3. Цой А.Ю., Проданов М.Е. Организация информационного пространства кафедры с помощью средств управления данными о продукте. Тезисы докладов Объединенной Международной научно-технической конференции, посвященной памяти Генерального конструктора аэрокосмической техники академика Н.Д. Кузнецова Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе, Проблемы конструкционной прочности двигателей – Самара: СГАУ, 1999. с. 258-259

DEVELOPMENT OF THE TECHNIQUE OF GAS TURBINE ENGINES' DATA STORAGE STRUCTURE FORMING

© 2006 M.E. Prodanov, A.Yu. Tsoy

Samara State Aerospace University

The organization of gas turbine engines data storage leans on information integration of processes during the through course computer project execution. Using hierarchical structure of design process, it is possible to create information object of the engine designing in the product data management (PDM) system environment – a «GTE data storage» database, in which the special classes, having there own set of attributes are created and used. The subordinate class inherits attributes from a higher class. Thus, in hierarchical structure of data the description information of GTE becomes fuller and specific.

НК-37-1 С КАМЕРОЙ ДОЖИГАНИЯ ПЕРЕД СИЛОВОЙ ТУРБИНОЙ – НАИБОЛЕЕ ЭФФЕКТИВНЫЙ ТИП ГТУ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЭЦ

© 2006 В.А. Никишин, Л.И. Пешков, Л.П. Шелудько

ОАО «СКБМ», ООО «Самара-Авиагаз»

Анализ показывает, что реконструкцию региональных ТЭЦ экономически целесообразно проводить путем их надстройки конвертированными энергетическими ГТУ мощностью 25 – 30 МВт с паровыми котлами – утилизаторами, при максимальном использовании существующего котельного, турбинного и электротехнического оборудования. По уровню стоимости, мощности и экономичности энергетические газотурбинные установки НК-37 и НК-37-1 в наибольшей степени подходят для модернизации электростанций с давлением пара 9,0 и 13,0 МПа.

Основным путем повышения термодинамической эффективности тепловых электрических станций (ТЭС) является применение парогазовых технологий. Применяются различные типы парогазовых установок (ПГУ) - как для создания мощных конденсационных и теплофикационных парогазовых энергоблоков, так и для реконструкции и модернизации существующих электростанций, в том числе теплоэлектроцентралей (ТЭЦ) малой и средней мощности. Наибольшее применение в мировой энергетике нашли парогазовые установки с котлами-утилизаторами (ПГУ с КУ), в которых теплота уходящих газов газовых турбин используется для генерации пара различных параметров или для подогрева сетевой воды. Используются две разновидности ПГУ с КУ - бинарного типа со сжиганием топлива в камере сгорания ГТУ и выработкой пара в КУ и ПГУ с дожиганием топлива перед котлом-утилизатором.

Наиболее высокие термодинамические показатели имеют бинарные парогазовые установки. Электрический КПД действующих бинарных конденсационных ПГУ находится на уровне 54 ... 55% и, в перспективе, при создании ГТУ с начальной температурой газа 1500 °С может возрасти до 60 %.

У большинства бинарных ПГУ, производимых ведущими энергомашиностроительными фирмами, из-за недостаточно высокой температуры газа за газовыми турбинами в котлах-утилизаторах генерируется пар с более низкими параметрами по сравнению со стандартными параметрами острого пара паротурбинных установок. Например, у газотурбинной установки V94.2 температура газов за турбиной равна 535 °С,

а у ГТУ V84.3А - 567° С. По этой причине в котлах-утилизаторах бинарных ПГУ генерируется пар с начальным давлением от 5,7 до 8 МПа с температурой 515...535°С. Соответственно, эти блоки ПГУ оснащаются специально разработанными паровыми турбинами типов Т-150-7,7, К-60-60, К-130-70, Т-30-7,7.

С целью повышения КПД бинарных ПГУ и снижения температуры уходящих газов в котлах-утилизаторах применяют контуры двух и даже трех давлений пара, что существенно усложняет конструкцию и металлоемкость КУ и повышает удельную стоимость киловатта их установленной мощности. Для повышения паропроизводительности и параметров генерируемого пара альтернативным, часто применяемым решением является установка перед котлами-утилизаторами камер дожигания топлива, но дожигание топлива приводит к снижению КПД ПГУ.

Рост экономики страны и увеличение потребности в электроэнергии потребует предотвращения возникновения дефицита в электроснабжении потребителей, экономии топливно-энергетических ресурсов и повышения рабочей мощности и топливной экономичности электростанций. Энергетической стратегией России на период до 2010 года предусматривается ограниченный ввод новых крупных энергетических мощностей. Основное внимание РАО «ЕЭС России» направлено на создание мощных высокоэкономичных парогазовых электростанций. В связи с задержкой с созданием мощных отечественных энергетических ГТУ при строительстве парогазовых энергоблоков приходится ориентироваться на использование импортных агрегатов: V93.2, V84.3А, GT8С.

Удельная стоимость мощности парогазовых электростанций с импортными ГТУ превышает 850 \$/кВт, а сроки окупаемости капиталовложений - 12 ... 14 лет.

Поэтому при модернизации ТЭС парогазовыми установками целесообразно ориентироваться на существующее или подготавливаемое к серийному производству отечественное газотурбинное оборудование. ОАО «Рыбинские моторы» и НПО «Машпроект» (Украина) создали перспективную энергетическую газотурбинную установку ГТЭ-110 электрической мощностью 114 МВт. На её базе в НПО «Сатурн» для технического перевооружения и реконструкции действующих электростанций разработаны проекты парогазовых установок «Сатурн ПГУ-170», «Сатурн ПГУ-325». По данным РАО «ЕЭС России» до 2015 года потребность в ГТЭ-110 оценивается в 103 комплекта для 20 российских электростанций.

В то же время имеется необходимость не только ввода новых энергетических мощностей при строительстве новых ПГУ, но и повышения располагаемой мощности и экономичности региональных ТЭЦ. Установленная электрическая мощность ТЭЦ составляет около 30% (65 млн.кВт) от суммарной мощности электростанций страны. Но в результате спада присоединенных тепловых нагрузок и сокращения конденсационной выработки электроэнергии значительная часть имеющихся на ТЭЦ мощностей не используется, их средний электрический КПД в основном не превышает 28 ... 30%. Состояние генерирующего оборудования большинства региональных ТЭЦ имеет высокий уровень физического и морального износа. Общая наработка парка турбоагрегатов на ТЭЦ составляет от 65 до 75% от их нормативного ресурса. Эти факторы убедительно подчеркивают необходимость технического перевооружения существующих ТЭЦ по парогазовым технологиям.

При модернизации ТЭЦ могут применяться как импортные ГТУ типов V93.2, V84.3A, GT8C, так и готовящиеся к серийному выпуску мощные отечественные ГТУ на базе ГТЭ-110 и ГТЭ-65. Удельные капиталовложения при строительстве на ТЭЦ

ПГУ с использованием импортных ГТУ составят 900...1200 \$/кВт, ПГУ с мощными отечественными ГТУ – 500...600 \$ /кВт.

Для сокращения затрат на модернизацию ТЭЦ по парогазовым технологиям следует стремиться к максимальному использованию существующего паротурбинного оборудования ТЭЦ. Предпочтительно в котлах-утилизаторах ГТУ вырабатывать острый пар стандартных параметров, что позволит при неизменной мощности паротурбинных агрегатов снизить паропроизводительность энергетических котлов и повысить КПД ТЭЦ. Возможны несколько путей модернизации региональных ТЭЦ с применением ГТУ.

На ТЭЦ могут устанавливаться ГТУ с паровыми котлами-утилизаторами (КУ) одного давления, вырабатывающими острый пар, подаваемый в главный паропровод станции. Для повышения параметров пара КУ снабжаются камерами дожигания топлива.

Возможен вариант модернизации промышленных и промышленно – отопительных ТЭЦ с подачей пара от КУ в паропровод промышленного отбора. По этой схеме работает на БТЭЦ газотурбинная установка на базе двигателя НК-37.

Парогазовые установки этого типа можно применять для модернизации ТЭЦ с турбоагрегатами типов ПТ-60-130/13 и ПТ-80-130/13.

Кроме того, модернизация ТЭЦ с давлением пара 13 МПа может быть также осуществлена с подачей пара от КУ в перепускной паропровод между цилиндрами высокого и среднего давления теплофикационных турбин типа Т-110/120-130. При этом будет осуществляться промежуточный перегрев пара между ЦСД и ЦНД этих турбин, благодаря чему наряду с повышением экономичности ТЭЦ уменьшится влажность пара и эрозионный износ рабочих лопаток ЦНД. Для ТЭЦ с начальными параметрами 13 МПа перспективны варианты с выработкой пара, подаваемого в промышленные отборы паровых турбин типа ПТ и в перепускные паропроводы между ЦВД и ЦСД турбин типа Т.

Для модернизации ТЭЦ эффективно применение контактных теплофикационных

ПГУ. Строительство головного образца энергетической установки этого типа - ПГУ-60С, спроектированного ММПП «Салют», ведется на ТЭЦ-28 «Мосэнерго». Эта ПГУ имеет электрическую мощность 60 МВт и эффективный КПД - 52% при малой эмиссии NO_x в выбросах.

Представляется реальным создание подобной энергетической контактной ПГУ на базе модернизированной ГТУ НК-37-1 с новой силовой турбиной и температурой на

входе порядка 900°C . Перед силовой турбиной устанавливается камера дожигания топлива. Установка снабжается паровым котлом – утилизатором двух давлений пара. Пар высокого давления подается в главный паропровод ТЭЦ, а пар низкого давления поступает в камеру дожигания. Силовая турбина работает на парогазовой смеси. КУ имеет контактный конденсатор и сепаратор влаги. При необходимости, также может быть применена теплонасосная установка (рис. 1).

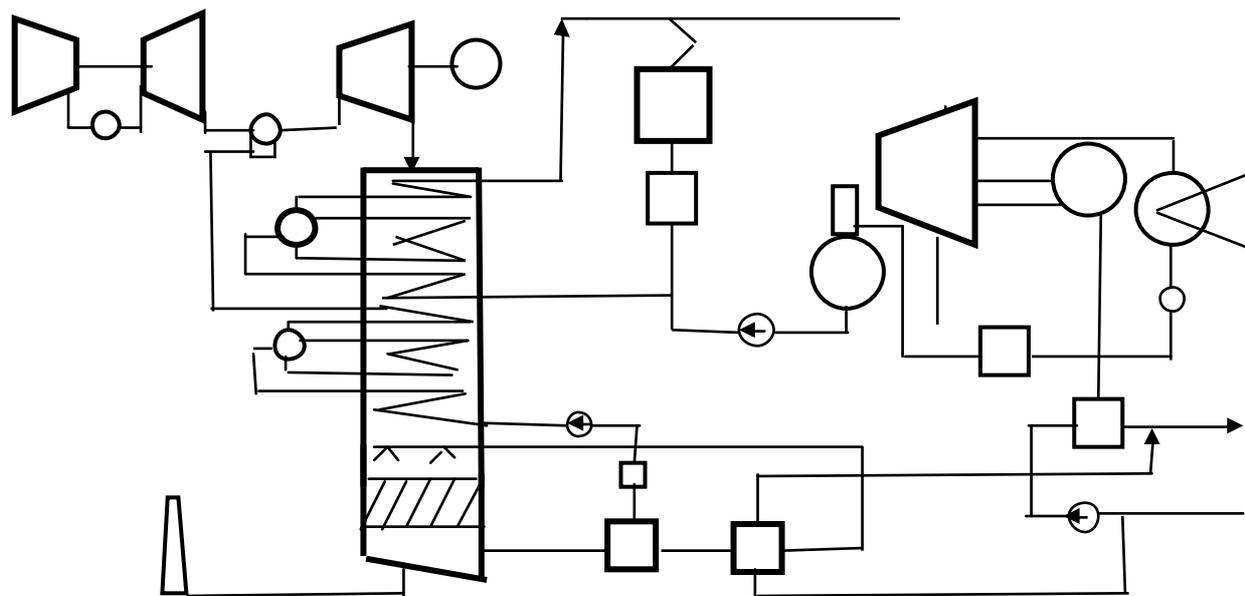


Рис.1. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ надстроенной контактной газопаровой ГТУ. КУ двух давлений пара с конденсацией пара из парогазовой смеси и теплонасосной установкой для подогрева сетевой воды

Анализ показывает, что реконструкцию региональных ТЭЦ экономически целесообразно проводить путем их надстройки конвертированными энергетическими ГТУ мощностью 25 ... 30 МВт с паровыми котлами – утилизаторами, при максимальном использовании существующего котельного, турбинного и электротехнического оборудования. По уровню стоимости, мощности и экономичности энергетические газотурбинные установки НК-37 и НК-37-1 в наибольшей степени подходят для модернизации электростанций с давлением пара 9,0 и 13,0 МПа.

Наибольший интерес представляет вариант модернизации ТЭЦ с применением модифицированных ГТУ НК-37-1 (условно названных НК-37-2) снабженных камерами дожигания топлива перед силовыми турбинами (рис 2). Проведен анализ сравнитель-

ной эффективности надстройки ТЭЦ модернизированной газовой турбиной имеющей камеру дожигания перед свободной турбиной и НК-37-1 с камерой дожигания, установленной перед КУ.

Проведены расчеты этих газотурбинных установок и тепловых схем ТЭЦ, работающих с давлением и температурой пара 10МПа, 540°C при температурах наружного воздуха от -15 до $+15^\circ\text{C}$. Расход пара на турбоагрегаты модернизированной ТЭЦ не изменяется. За счет генерации пара в КУ снижается паропроизводительность и расход топлива энергетических котлов. Подогрев сетевой воды в ГВП приводит к частичному вытеснению теплофикационных отборов турбин. Вытесненный пар расширяется в турбоагрегатах ТЭЦ, увеличивая их электрическую мощность (рис.3) и КПД (рис. 4).

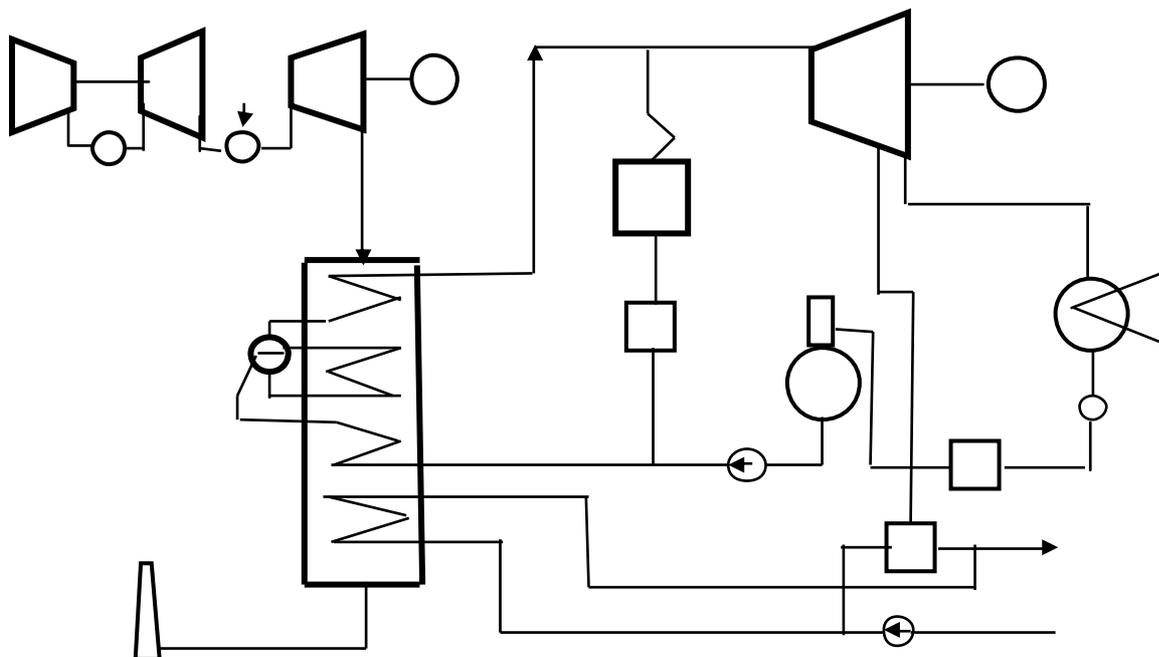


Рис.2. Тепловая схема ТЭЦ надстроенной ГТУ с камерой дожигания перед силовой турбиной и КВ высокого давления

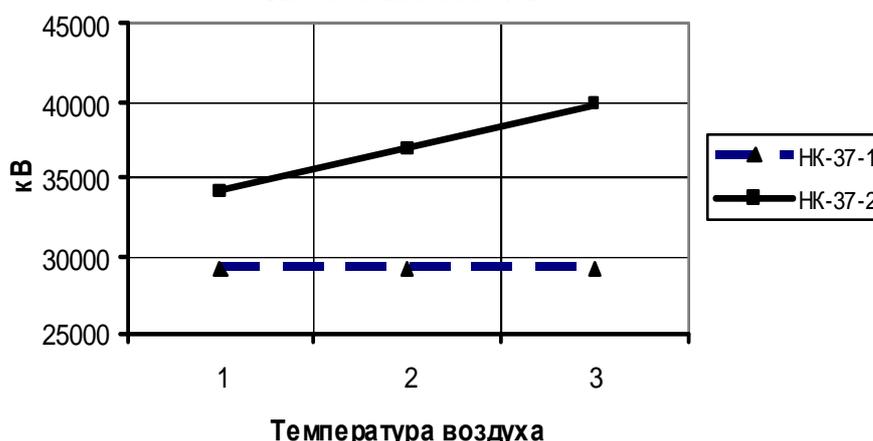


Рис.3. Дополнительная электрическая мощность ТЭЦ надстроенной ГТУ НК-37-1 и НК-37-2 при температуре воздуха: 1 - $+15^{\circ}\text{C}$; 2 - 0°C ; 3 - -15°C .

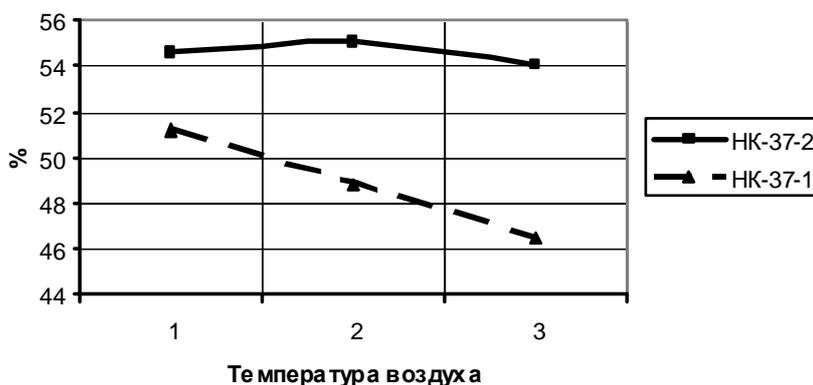


Рис.4. Электрические КПД дополнительной мощности ТЭЦ надстроенной НК-37-1 и НК-37-2

Полученные результаты сравнительного анализа подтверждают, что модернизация ТЭЦ с использованием модернизированной НК-37-1 обеспечивает значительное повышение мощности и экономичности как в

летние, так и в зимние периоды работы ТЭЦ. При этом по предварительной оценке удельные капиталовложения в дополнительную мощность ТЭЦ окажутся на 10 ... 15% ниже, относительно варианта с использовани-

ем НК-37-1. Удельные капиталовложения в дополнительную мощность будут в 1,5...2 раза ниже по сравнению с применением импортных ГТУ.

Учитывая, что в настоящее время необходимо проведение технического пере-

вооружения по парогазовому циклу нескольких десятков региональных ТЭЦ, скорейшее проведение работ по модернизации НК-37-1 в НК-37-2 должно обеспечить потребность в них на энергетическом рынке до 100 штук.

NK-37-1 WITH THE CHAMBER OF CONCLUSIVE INCINERATION OF FUEL IN FRONT OF THE POWER TURBINE – THERE IS THE MOST CONVENIENT WAY OF MODERNIZATION OF ELECTRIC STATIONS

© 2006 V.A. Nikishin, L.I. Peshkov, L.P. Sheludko

Here is taken the analysis of the most efficient ways of the development of thermal power plants and regional electric stations in particular. There is shown the most convenient way of modernization of electric stations according to the vapour gas scheme on the basis of the developed energetic gas turbine plants НК-37-1, which is provided with the chamber of conclusive incineration of fuel in front of the power turbine and with the steam boilers making recovery and generating steam for turbine units of the electric station.

In the article also emphasized that using the developed gas turbine plants comparing to НК – 37-1 conduces to increase electric power to 10 MW.

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ПУЛЬСИРУЮЩЕГО РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ, ПРЕДНАЗНАЧЕННОГО ДЛЯ РАЗГОНА ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА ДО ЧИСЛА МАХА $M = 0,9...1,2$

© 2006 В.И. Панченко, А.В. Борисоглебский

Казанский государственный технический университет

В настоящей работе предлагается относительно простая, но в то же время достаточно точная методика расчета нестационарных процессов в пульсирующем двигателе стандартной конфигурации.

В последние годы в авиационном и аэрокосмическом двигателестроении существенно повысился интерес к пульсирующим реактивным двигателям. Связано это не только с низкой стоимостью подобных двигателей, но и с большим потенциалом цикла с подводом теплоты при постоянном объеме, реализуемого в пульсирующих двигателях.

Показано [1], что теоретический КПД цикла с подводом тепла при постоянном объеме может быть до 2 раз больше, чем термический КПД стандартного цикла Брайтона, реализуемого в газотурбинных двигателях, 49% против 27%, в том случае, когда оба процесса сгорания начинаются при одних и тех же начальных условиях.

В настоящее время стоимость запуска полезных грузов на околоземную орбиту составляет примерно 22000 \$/кг. [2]

Для осуществления более дешевого доступа в космос NASA объявило новую цель в программе аэрокосмических транспортировок (программа ASTP). Этой целью является уменьшение стоимости запуска полезных грузов на околоземную орбиту до 2200 \$/кг до 2007 года и до 220 \$/кг до 2025 года с одновременным увеличением надежности запусков. Одной из областей исследований NASA является исследование пульсирующих детонационных двигателей для аэрокосмического применения с целью повышения экономичности и существенного уменьшения массы аппарата, по сравнению с применением ракетных двигателей. [2]

Оптимальным было бы использование пульсирующего детонационного двигателя, который разгоняет аппарат до числа Маха 2,5...3. Дальнейший разгон аппарата до скорости полета с числом Маха 5...6 может осуществляться прямоточным двигателем. В случае необходимости дальнейшего разгона

летательного аппарата в работу вступают ракетные двигатели. [3]

Однако в настоящее время удалось создать пульсирующие детонационные двигатели, работающие лишь в лабораторных условиях. При установке таких двигателей на летательный аппарат возникает ряд проблем, которые в настоящее время решены лишь частично. В то же время пульсирующий двигатель "Argus" для крылатой ракеты "ФАУ-1" с подводом теплоты без детонации был выпущен в количестве около 10 тысяч единиц и доказал свою работоспособность. Поэтому в ходе работы была изучена возможность усовершенствования этого пульсирующего двигателя с использованием современных вычислительных средств.

В настоящей работе предлагается относительно простая, но в то же время достаточно точная методика расчета нестационарных процессов в пульсирующем двигателе стандартной конфигурации (типа "Argus" для "ФАУ-1").

Как и в [4,5,6] была получена зависимость полного давления газа в двигателе в процессе расширения от времени:

$$p^*(t) = \left[(p_{нач}^*)^{\frac{1-k}{2k}} + \frac{t \cdot (k-1)}{2 \cdot k \cdot A} \right]^{\frac{2k}{1-k}}, \quad (1)$$

где k – показатель изоэнтропы, $p_{нач}^*$ – давление торможения газа в начале процесса расширения; A – постоянная (зависит только от начальных условий):

$$A = \frac{m_{нач}}{(p_{нач}^*)^{\frac{1}{2k}} \cdot k^{\frac{3}{2}}} \cdot \frac{1}{F_c} \times \frac{1}{(p_{нач}^*)^{\frac{1}{2}}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2k-2}}, \quad (2)$$

где $m_{нач}$ - масса газа в двигателе в начале процесса расширения; $\rho_{нач}^*$ - плотность торможения газа в начале процесса расширения, F_c - площадь сопла двигателя.

Однако в предлагаемых ранее упрощенных методиках расчета [4, 5, 6] было сделано допущение, что расширение газа все время является критическим. В предлагаемой методике удалось достаточно точно рассчитать докритический режим расширения газа. Необходимость расчета докритического режима расширения была обусловлена тем, что критический перепад давлений на сопле обеспечивается лишь для 30...40% времени от всего времени расширения. А, поскольку тяга двигателя создается в период расширения газа, нельзя говорить о достаточной точности результатов, получаемых по методикам расчета [4, 5, 6].

Зависимость полного давления газа в процессе расширения от времени может быть представлена как:

$$p^*(t) = p_{нач}^* \cdot \left[1 - \frac{1}{m_{нач}} \cdot \int_0^t G(t) dt \right]^k, \quad (3)$$

где $m_{нач}$ - масса газа в двигателе в начале процесса расширения; $G(t)$ - расход газа через сопло двигателя.

В свою очередь, расход газа $G(t)$ зависит от давления газа в камере сгорания двигателя:

$$G(t) = \left[\frac{p_0}{p_{нач}^*} \right]^{\frac{1}{k}} \cdot \rho_{нач}^* \cdot F_c \times \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{(p_{нач}^*)^{\frac{1}{k}}}{\rho_{нач}^*} \cdot \left[p^*(t)^{\frac{k-1}{k}} - p_c^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (4)$$

где p_0 - атмосферное давление на данной высоте полета, R - удельная газовая постоянная, F_c - площадь сопла двигателя, p_c - статическое давление на срезе сопла.

Для случая докритического расширения газа уравнение (3) необходимо решать приближенным методом. Предлагается следующий способ решения уравнения (3):

Этап 1. Задается зависимость расхода газа через сопло от времени в виде:

$$G(t) = \frac{a}{(t - t_{кр})^b},$$

где a и b - некоторые постоянные, которые подбираются исходя из начальных условий расчета, $t_{кр}$ - время, в течение которого перепад давлений на сопле является критическим. **Этап 2.** Подставляя эту функцию $G=G(t)$ в уравнение (3), получаем зависимость давления в двигателе от времени, соответствующую заданному закону изменению расхода. **Этап 3.** Подставляя полученную зависимость давления от времени в уравнение (4), получим новую зависимость расхода газа через сопло от времени.

Повторяя далее последовательность этапов 2-3, можно получить зависимость давления и расхода от времени с требуемой точностью.

Используя такой способ, можно рассчитать изменение газодинамических параметров с течением времени, после чего можно определить тягу и другие характеристики двигателя.

Было произведено сравнение расчетных данных, полученных по разработанной методике, с экспериментальными данными, приведенными в [7]. Расхождение расчетных тягово-скоростных характеристик с экспериментальными составило около 20%. Полученные результаты позволяют использовать разработанную методику при расчете и оптимизации характеристик пульсирующих реактивных двигателей.

Разработанная методика была использована для расчета двигателя, предназначенного для разгона летательного аппарата до звуковых и небольших сверхзвуковых скоростей. Оптимизация параметров двигателя была проведена в предположении, что крейсерская скорость летательного аппарата, на который он будет устанавливаться должна составлять около 500 км/ч на высоте 5 км.

Расчет зависимости тяги от площади сопла производится при неизменных остальных параметрах. Вычисляем тягу при различных площадь х сопла. (рис.1.)

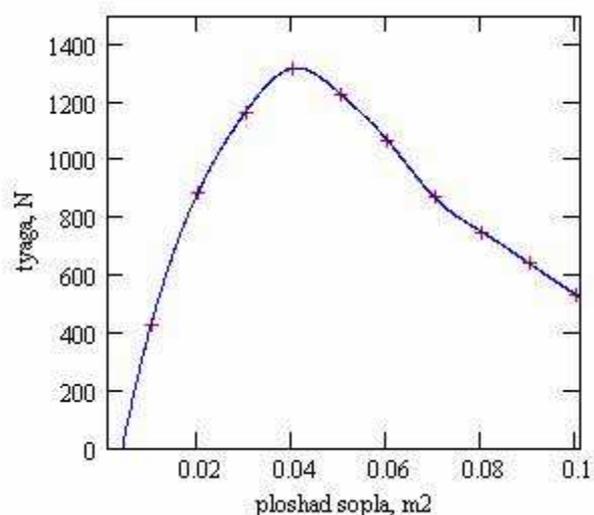


Рис.1. Зависимость тяги от площади сопла

Вид кривой тяги с максимумом ($F_c = 0,04 \text{ м}^2$) можно объяснить тем, что с увеличением площади сопла увеличивается расход газа на срезе сопла двигателя. Однако количество топливно-воздушной смеси, поступающей в двигатель за единицу времени зависит от скорости полета и ограничивается этой скоростью. После окончания расширения рабочего тела, пульсирующий двигатель не только не создает тягу, а, напротив, является сопротивлением. Поэтому для каждой скорости полета существует оптимальное соотношение площади сопла и тяги двигателя.

Для выбранной площади сопла рассчитываем зависимость тяги от площади входного устройства двигателя (рис. 2).

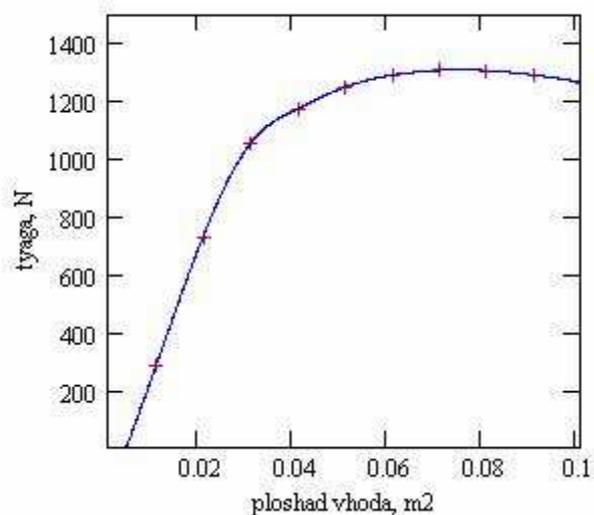


Рис. 2. Зависимость тяги от площади входного устройства

Видно, что при увеличении площади входного устройства тяга ПуВРД увеличивается

ется, причем в достаточно широком диапазоне изменения площади (до $F_{вх}=0,07 \text{ м}^2$). Это объясняется тем, что при увеличении площади входного устройства уменьшается время наполнения камеры сгорания свежей ТВС, значит, увеличивается частота циклов работы двигателя.

После выбора площадей входного устройства и сопла рассчитываем зависимость тяги от приведенной длины камеры сгорания, представляющей отношение объема камеры сгорания к площади сопла. Расчет выполнен в широком диапазоне изменения приведенной длины: от 1 до 45 м. (рис.3)

Из графика видно, что с увеличением приведенной длины камеры сгорания тяга пульсирующего двигателя уменьшается. Это уменьшение находится в пределах 20...30% при широком изменении приведенной длины камеры сгорания.

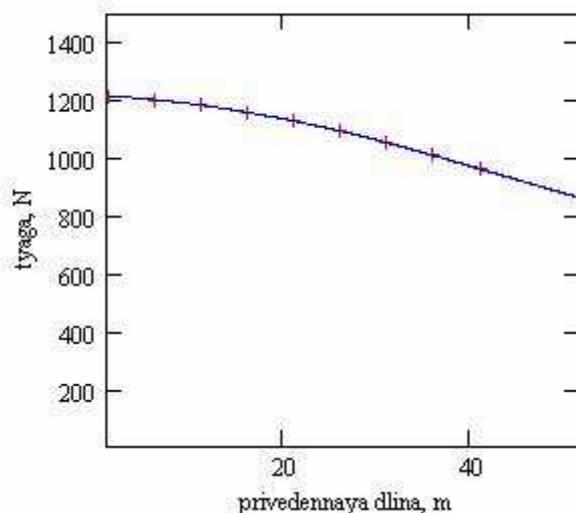


Рис.3. Зависимость тяги от приведенной длины камеры сгорания

Это объясняется тем, что с увеличением приведенной длины камеры сгорания происходит увеличение времени наполнения, что уменьшает частоту циклов работы двигателя. Поэтому, несмотря на увеличение цикловой массы рабочего тела, тяга двигателя уменьшается.

Однако следует отметить, что в расчетах не учитывается инерционность воздуха. В реальном двигателе при увеличении приведенной длины камеры сгорания увеличивается длина столба топливно-воздушной смеси в момент начала подвода теплоты. Поэтому подвод теплоты будет

осуществляться в условиях, приближающихся к условию $V=\text{const}$, что будет увеличивать максимальное давление цикла. За счет этого характеристики пульсирующего двигателя могут несколько увеличиться относительно рассчитанных в работе. (В расчетах заложены 30% потери теоретического давления из-за отклонения реального цикла от условия $V=\text{const}$).

При расчете зависимости тяги от скорости движения воздуха в камере сгорания рассматривался диапазон изменения скоростей воздуха после входного диффузора от 1 до 90 м/с (3,6...320 км/ч).

В расчетах предполагалось, что если скорость воздуха после входного диффузора будет слишком большая, это приведет к уменьшению статической плотности воздуха, поэтому начальная масса рабочего тела на момент начала расширения газа может уменьшаться. Однако результаты расчета показали, что тяга практически не меняется в широком диапазоне изменения скоростей движения воздуха после входного устройства.

Для исследуемого двигателя были рас-

считаны основные рабочие характеристики при скорости 500 км/ч (140 м/с), высоте полета 5000 м:

коэффициент избытка воздуха -	1,4;
частота работы двигателя -	114 Гц;
расход воздуха -	2 кг/с;
расход топлива -	0,1 кг/с;
удельная тяга -	59 Н/(кг/с);
эффективный КПД двигателя -	0,18;
полетный КПД двигателя -	0,31
удельный расход топлива -	0,3 кг/Нчас;
тяга двигателя -	1220 Н

Для этого двигателя была рассчитана зависимость тяги от высоты и скорости полета: (рис. 4). Расчеты выполнены для высот полета: 0; 2,7; 5,4; 8 км.

Из рис.4 видно, что необходимую тягу для разгона летательного аппарата двигатель может развить, только если его предварительно разогнать до скорости 220 км/ч. (Напомним, что требуемую тягу пульсирующий двигатель "ФАУ-1" развивал при скорости 240 км/ч, что подтверждает полученные результаты).

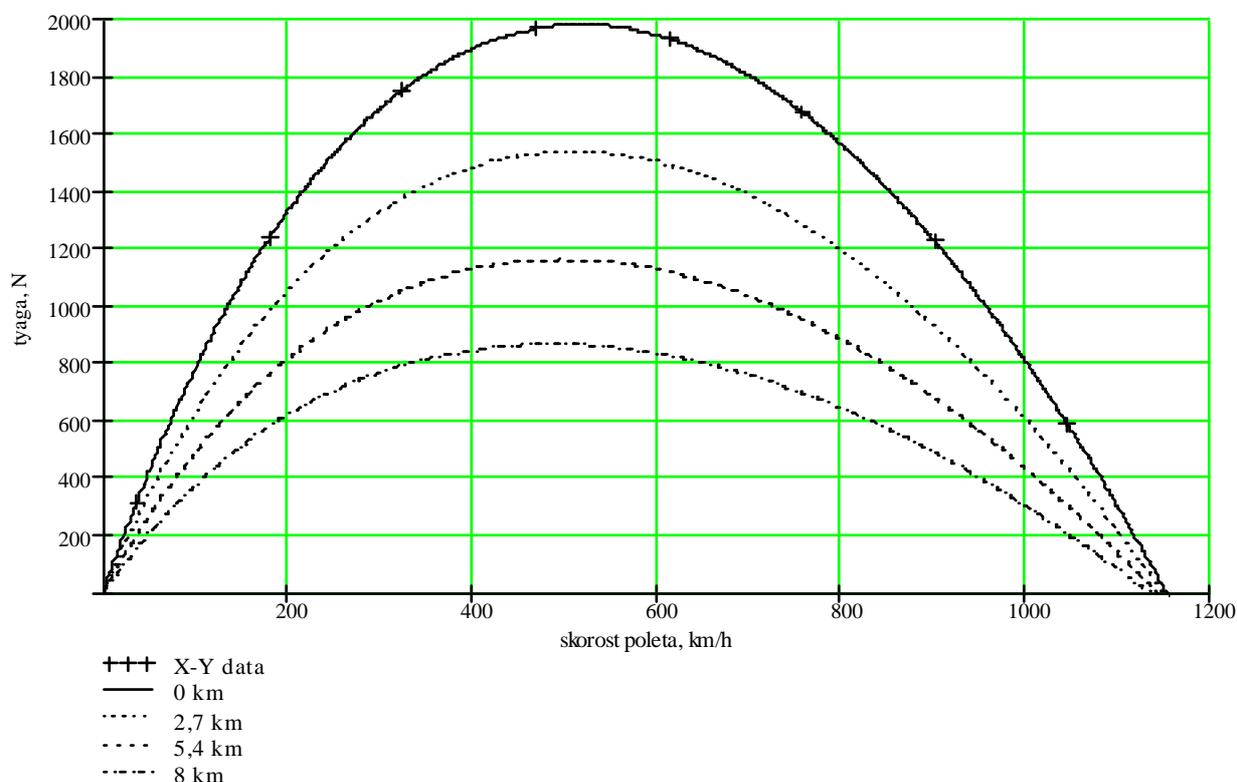


Рис 4. Зависимость тяги от скорости полета для высоты: 0 км; 2,7 км; 5,4 км; 8 км

Однако нужно отметить, что в расчетах инерционные свойства воздуха не учитываются, и считается, что наполнение камеры может осуществляться только за счет наличия скоростного напора. На самом деле, за счет эффекта "продувки", можно осуществлять наполнение камеры сгорания свежей топливовоздушной смесью (ТВС) даже при нулевой скорости полета, что позволяет пульсирующему двигателю давать небольшую тягу на старте. Это означает, что в реальном двигателе тяга на небольших скоростях полета будет несколько выше рассчитанной.

Поскольку по расчетам было показано, что для запуска летательного аппарата с рассматриваемым пульсирующим двигателем необходимо предварительно разогнать его до скорости 200...300 км/ч, была изучена возможность форсирования тяги проектируемого двигателя на старте, чтобы при запуске летательного аппарата можно было обойтись без использования пусковой установки.

Для рассматриваемого двигателя был предложен способ форсирования тяги за счет установки на борту нескольких легких углепластиковых воздушных баллонов. Расчеты показали, что для проектируемого двигателя трех баллонов со сжатым воздухом будет достаточно, чтобы обеспечить ускоренное наполнение камеры сгорания в течение 21 с. Этого времени будет достаточно, чтобы разогнать летательный аппарат до скорости около 200 км/ч. После разгона аппарата до этой скорости воздушные баллоны могут быть сброшены с небольшой высоты или при отрыве летательного аппарата от земли вместе с дополнительным топливным баком, топливо из которого было выработано на старте. Поскольку воздушные баллоны способны выдерживать попадание пули, то после падения их можно будет использовать снова без ремонта.

Из рис. 4 видно, что максимальная скорость летательного аппарата при установке на него исследуемого пульсирующего двигателя должна составить 1000...1100 км/ч (0,9 М). Однако при этом следует отметить то, что в полученные результаты намеренно закладывались большие потери. В расчеты были заложены 25% потери полного давления во входном устройстве; 30% потери

полного давления при подводе теплоты (учитывает то, что подвод теплоты осуществляется не при постоянном объеме); 20% потери подводимого количества теплоты из-за неполноты сгорания топлива. В случае дальнейшего совершенствования разработанного двигателя при более полном сгорании топлива, при уменьшении потерь полного давления можно ожидать, что исследуемый пульсирующий двигатель сможет разогнать летательный аппарат до числа Маха полета порядка 1,2 М. Это является очень большой скоростью для двигателей такой стоимости.

Ранее уже были попытки создать высокоскоростной пульсирующий двигатель. Но известно, что пульсирующий двигатель "Argus" крылатой ракеты "ФАУ-1" позволял развить максимальную скорость не более 620...650 км/ч.

В ходе данной работы были проведены проверочные расчеты по разработанной методике, которые подтвердили, что максимальная скорость летательного аппарата "ФАУ-1" с пульсирующим двигателем "Argus" не превышает 650...680 км/ч.

Разработанная методика расчета показала достаточно высокую точность при оценке скоростных характеристик пульсирующего двигателя "Argus", поэтому можно утверждать, что полученные результаты обладают высокой степенью достоверности.

Главным результатом проделанной работы является то, что в результате оптимизации характеристик была получена схема пульсирующего двигателя, который, в отличие от известных летающих аналогов, способен разогнать летательный аппарат до числа Маха полета $M=0,9-1,2$ (рис.4).

Рассчитанный пульсирующий двигатель может использоваться в качестве силовой установки высокоскоростного беспилотного летательного аппарата. Батарея, состоящая из нескольких двигателей, может использоваться в качестве разгонной ступени космического аппарата.

Список литературы

1. Effects of Fuel Distribution on Detonation Tube Performance. Hugh Douglas Perkins. NASA/TM-2002-211712, 2002. P. 67.

2. Innovative Airbreathing Propulsion Concepts for Access to Space. Woodrow Whitlow, Jr., Richard A. Blech, and Isaiah M. Blankson. Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, NASA/TM—2001-210564, 2001. P. 14.

3. Role of Air-Breathing Pulse Detonation Engines in High Speed Propulsion. Louis A. Povinelli and Jin-Ho Lee; Glenn Research Center, Cleveland, Ohio. Michael O. Anderberg; Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts. NASA/TM—2001-211163, 2001.

4. М.А. Мамонтов «Некоторые случаи течения газа по трубам, насадкам и проточным сосудам». М: Государственное издательство оборонной промышленности, 1951.

5. Е.К. Мошкин «Нестационарные режимы работы ЖРД». М.: «Машиностроение», 1970.

6. «Предварительная оценка пульсирующего двигателя». М.: НИИ-1, 1945.

7. Маликов В. Ракетные работы "третьего рейха". Техника - молодёжи. 2002. №5. С. 26-28.

A PERFORMANCE ANALYSIS OF THE PULSEJET INTENDED FOR AIRCRAFT ACCELERATION UP TO MACH NUMBER 0,9...1,2

© 2006 V.I. Panchenko, A.V. Borisoglebskij

Kazan State Technical University

It was investigated and optimized pulsejet`s performances. As compared with other flying analogues the engine is available flying up to 0,9...1,2 Mach number. The pulsejet could be used as propulsion system for high-speed unmanned aircraft, as space vehicle`s first-stage engine.

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКОГО ЖЕЛЕЗНЕНИЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ

© 2006 Д.Г. Громаковский, А.Н. Ганин, А.И. Потапкин, С.В. Шигин,
В.А. Николаев, В.И. Хаустов

Самарский государственный технический университет,

В статье описывается процесс железнения, технология которого может быть применена к деталям технологического оборудования при капитальном ремонте.

В последние годы в практике машиностроительных и ремонтных предприятий наблюдается все больший интерес к опыту использования технологии электролитического железнения [1, 5] и др.

Эта технология позволяет получать высококачественные износостойкие покрытия твердого железа на деталях различной конфигурации.

Для технологий электролитического железнения определены условия получения воспроизводимых структур покрытия, разработаны средства стабилизации состава электролита, регулирования конвективных потоков и объемной плотности тока, созданы основы расчета параметров гальванического оборудования, проектирования технологических процессов и др.

На базе решения отмеченных вопросов способ электролитического железнения оказался востребованным в современном производстве как конкурентоспособный в сопоставлении с технологиями наплавки, металлизации, хромирования и др.

При железнении по сравнению с другими гальваническими технологиями, например с хромированием, не требуется дорогостоящих очистных сооружений, не создаются вредные для здоровья условия труда, весьма проста утилизация отходов производства, уменьшено электропотребление, используются более дешевые химикаты и др.

Однако при разработке технологических процессов и оборудования для электролитического железнения возникает немало сложных технических вопросов, обусловленных спецификой, конфигурацией и размерами деталей, на которые должны наноситься покрытия.

Среди разработок, отвечающих на требования современного производства, может быть рассмотрена технология и установка для электролитического железнения посадочных поверхностей подшипников, выполненная на ОАО «Самарский подшипниковый завод» совместно с Самарским государственным техническим университетом в соответствии с ГОСТ 520-2002 п. 8.33.3. (ИСО 492-943, ИСО 199-97), допускающим хромирование или железнение поверхностей отверстий и наружных поверхностей подшипников по согласованию с основными потребителями. Фото установки приведено на рис. 1., схема – на рис. 2.



Рис. 1. Фото установки для электролитического железнения посадочных поверхностей крупногабаритных подшипников

Потребность восстановления посадочных поверхностей возникает как при производстве крупногабаритных подшипников так и в эксплуатации, а разработка основных технических задач по ее созданию связана с

их габаритами и формой, что потребовало разработки или использования оригинальных технических решений.

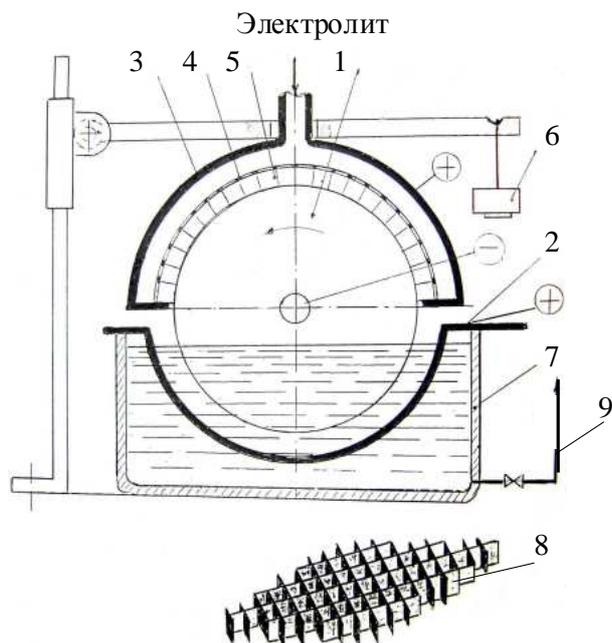


Рис. 2. Схема устройства для железнения наружных посадочных поверхностей крупногабаритных подшипников:

1 – обрабатываемая поверхность детали, 2 – основной анод, 3 – дополнительный анод, 4 – конструкция из стеклопластика, 5 – рычаг нагружающего устройства, 6 – тарированный груз, 7 – ванна с электролитом, 8 – возможная структура конструкции из стеклопластика, 9 – магистраль подачи электролита

В частности, при компоновке установки была использована схема расположения колец подшипника с частичным погружением его сегмента в ванну. Обрабатываемая поверхность, погруженная в электролит, движется со скоростью 20...40 м/мин. Вертикальное расположение детали позволило также уменьшить площадь, занимаемую оборудованием, и предоставило возможность визуально наблюдать за ходом процесса железнения. Созданная установка позволяет выполнять железнение на крупногабаритных кольцах подшипников до $\varnothing 1000$ мм, а достижение высокого качества и производительности наносимых покрытий базируется на усовершенствовании известного нестационарного электроконтактного способа [3], при котором перенос частиц металла осуществляется с помощью адсорбирующего тампона.

Недостаток известного решения состоит в изготовлении тампона из войлока, фетра и тому подобных материалов, которые быстро загрязняются и теряют свою адсорбционную способность.

В нашей разработке тампон заменён конструкцией из стеклопластика, имеющего сотовую структуру, что исключает не только засорение, но и загазованность зоны покрытия. Конструкция из стеклопластика непрерывно взаимодействует с образующимся покрытием, препятствует образованию пор и росту кристаллических дендритов, обеспечивает структурную однородность и низкий уровень остаточных напряжений. Используемая нами конструкция сотовой конструкции не только препятствует росту дендритов, но и формирует покрытия с твёрдостью до HRC 64.

С помощью новой конструкции тампона появилась возможность наложить слой электролитического железа неограниченной величины, что лимитирует лишь время процесса при использованной плотности тока. Структура тампона показана на рис. 2.

Важным элементом технологии является применение хлористого электролита с концентрацией 600 г/литр, что позволило производить травление, активацию и железнение в одном растворе и исключило промежуточные операции промывки.

В решении этой задачи были согласованы путем подбора плотность тока скорость растворения стальных анодов со скоростью осаждения железа из электролита.

Вторая задача состояла в стабилизации равновесия электролиза по соли железа. Был получен псевдостационарный электролит путем изменения его кислотности и плотности тока.

В результате отработки были установлены следующие параметры процесса. После погружения в электролит на деталь подаётся положительный потенциал, а на аноды – отрицательный и производится активация поверхности под железнение при плотности тока 60 А/дм^2 в течение 2...3 минут. Деталь приобретает серебристо белый цвет, шлам легко снимается тампоном.

После завершения активации полюса переключаются на противоположные для выполнения операции «Железнение».

В операции «Железнение» используют асимметричный переменный ток с катодно-анодным соотношением 10:1 и плотностью тока 15...40 А/дм².

Получение необходимой амплитуды и асимметрии токов осуществляют от силовой электроустановки, содержащей мощный (100 кВт) трансформатор, выходы вторичной обмотки которого, коммутируются силовыми тиристорами в соответствии с необходимым режимом технологии с помощью кнопок и переключателей на лицевой панели. Уровень асимметрии тока определяют по показаниям двух амперметров, расположенных также на лицевой панели.

Железнение ведётся в электролите концентрацией 600 г/литр с рН = 0,8... 1,0.

Для получения качественного покрытия методом холодного электролитического железнения необходимо согласование токовых режимов с давлением со стороны конструкции из стеклопластика на деталь (катод), которая выбирается из условия необходимой твёрдости восстанавливаемой поверхности. Регулирование твёрдости производится подбором значения плотности катодного тока и производительности насосно-фильтровальной установки опытным путём. При этом повышение удельного давления тампона из стеклопластика и плотности катодного тока согласовывается с производительностью насосно-фильтровальной установки, таким образом, чтобы обеспечить гарантированное вымывание из стеклопластика продуктов его износа, срезанных микродендритов и других твердых частиц. При оптимальных соотношениях этих параметров твёрдость наносимого покрытия до HRC64.

Одним из элементов модернизации схемы [3] является нагружающее устройство, обеспечивающее стабильность давления тампона из стеклопластика на образующееся покрытие и устойчивость стационарного гидродинамического режима электролита в зазоре на дополнительном аноде. Этот результат достигается применением постоянной навески в нагружающем рычажном механизме.

Для колец подшипников больших размеров является сложной операция обезжиривания их поверхностей. Наиболее приемлемым оказался способ, основанный на ис-

пользовании водно-щелочного – мелового раствора. Деталь (её обрабатываемая поверхность) покрывается меловым раствором успешно поглощающим все жировые отложения. Обезжиривание выполняют натиранием восстанавливаемых поверхностей кольца с помощью капроновых щеток с последующей промывкой водой. Процедуру повторяют 2...3 раза до тех пор, пока вода не будет равномерно смачивать поверхность без следов сухих пятен.

Запуск всех операций по железнению деталей производят в следующей последовательности.

После обезжиривания деталь 1 (катод) устанавливают и закрепляют в катододержателе (рис. 2), поверх детали устанавливают собранный с тампоном из стеклопластика анод 3 и нагружающий механизм 5 и 6, включают механизм вращения детали и насосно-фильтровальную установку (на рисунке не показана), которая по магистрали 9 подаёт электролит из ванны 7 в анодный узел 3 и 4.

После выполнения подготовительных операций включается блок питания гальванической установки и выполняются операции «Травление», «Активация», а затем «Железнение».

Качественные покрытия получаются при температуре электролита около 60°C.

При отработке технологии и конструктивных решений была достигнута устойчивость процессов «Травления», «Активации» и «Железнения»; необходимая однородность и плотность наносимого покрытия.

О качестве нанесённого покрытия можно судить по внешнему виду поверхностей рис. 3. Как видно после шлифования визуально пористость покрытия не наблюдается.

По сечению покрытие имеет характерные для железнения микродефекты (рис. 4), но их оцененная энергетика не представляет опасности для работоспособности покрытий в сопряжениях с натягом колец подшипников и корпусных деталей.

Высокая прочность сцепления нанесенного покрытия на посадочные поверхности подшипников была обеспечена подбором электрохимических параметров процесса, которые обеспечили высокие значения сил сцепления.

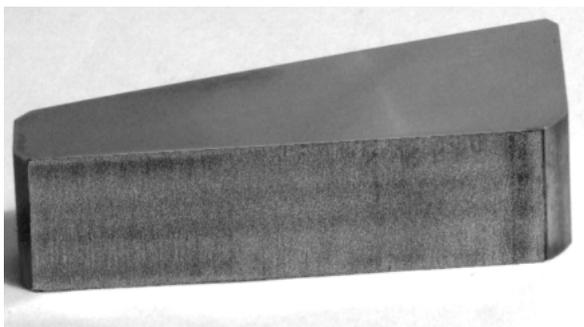


Рис. 3. Фото вырезанного из кольца подшипника ($\Phi 480$ мм и шириной 80 мм) образца с наложенным электролитическим железом (0,5 мм после шлифования)



Рис. 4. Характерные микродефекты покрытия (цена деления прибора 30 мкм)

Были достигнуты условия, благоприятствующие физическому сцеплению переносимых ионов металла с кристаллической решеткой, образования металлургического «сплава» и соответствующих интерметаллических соединений, осаждаемого металла с

подложкой и механических сил сцепления за счет взаимодействия нанесенного слоя с шероховатой поверхностью детали.

Заключительная операция восстановления посадочных поверхностей подшипников производится шлифованием по требованиям к точности и шероховатости указанным в технических требованиях на конкретные подшипники.

Экономичность применения разработанной технологии оценивалась отношением стоимости восстановления к цене на деталь и составляет порядка 10...15%.

Созданная технология будет применена к деталям при капитальном ремонте технологического оборудования.

Список литературы

1. Мелков М.П., Швецов А.Н., Мелкова И.М. Восстановление автомобильных деталей твердым железом. – М.: Транспорт. 1982. 197 с.
2. Инженерная гальванотехника в приборостроении. Под ред. А.М. Гринберга. – М.: Машиностроение. 1977. С. 512...612.
3. Митряков А.В. Получение прочносцепляющихся электролитических железных покрытий. – Саратов: Саратовский университет. 1985.
3. Батищев А.Н. Пособие гальванщика-ремонтника. - М.: Агропромиздат. 1986.
4. Эпштейн А.А., Дрейдлин А.С. Восстановление деталей машин холодным гальваническим железением. – Киев: Техника. 1981.

EXPERIENCE OF USING THE TECHNOLOGY OF ELECTROLYTIC IRONING ON MANUFACTURING THE HEAVY-LOADED BEARINGS

© 2006 D.G. Gromakovskij, A.N. Ganin, A.I. Potapkin, S.V. Shigin,
B.A. Nikolaev, V.I. Haustov

Samara State Technical University

In the report results of development and application of technology electrolytic ironing are presented on manufacture heavy-loaded bearings. The design of the equipment for covering is described and modes of processing are resulted.

КИНЕТИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ И РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ, ДЕФОРМИРУЕМЫХ ТРЕНИЕМ

© 2006 И.Д. Ибатуллин

Самарский государственный технический университет

В докладе приведена физическая интерпретация развития усталостной повреждаемости материалов при трении и представлены результаты разработки энергетического критерия прочности поверхностных слоев. Показана область применимости полученного критерия.

Совершенствование расчетных моделей изнашивания требует постоянного углубления знаний о природе и кинетике протекания физических механизмов повреждаемости и разрушения поверхностных слоев. Подавляющее большинство видов изнашивания имеет в своей основе усталостную природу повреждаемости и разрушения поверхностных слоев, которая проявляется в периодическом отслаивании, выкрашивании и отшелушивании тонких поверхностных слоев. К ним относятся бринеллирование, фреттинг, кавитационная эрозия, окислительное и усталостное изнашивание и др.

Современная физика прочности рассматривает разрушение материалов как заключительную фазу, закономерно развивающегося во времени многомасштабного и многоэтапного процесса повреждаемости, сопровождаемого, в общем случае, различными синергетическими эффектами [1]. Поэтому адекватное представление о поверхностном слое, деформируемом трением можно получить, рассматривая его как синергетическую систему. К таким системам относятся открытые термодинамические системы, находящиеся вдали от равновесного состояния, фундаментальными свойствами которых являются способность к саморегулированию, самоорганизации, гомеостазу и адаптации к внешним условиям. Саморегулирование основано на принципе минимума производства энтропии Гленсдорфа-Пригожина и направлено на оптимизацию состояния системы в энергетическом фазовом пространстве за счет приоритетной активации малоэнергоемких диссипативных механизмов. Это позволяет системе максимально сохранять устойчивость при поступлении в нее больших потоков энергии. Этот принцип ранжирует диссипативные механизмы и создает последовательно возрас-

тающую в пространственных и временных масштабах иерархию диссипативных структур, определяющую их эволюцию в поверхностных слоях при трении (рис. 1) [2].

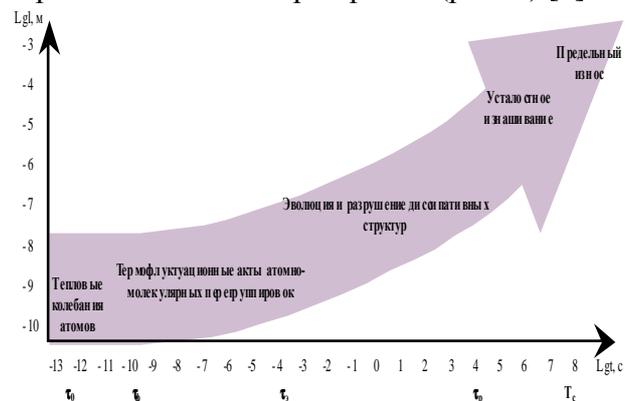


Рис. 1. Схема развития усталостного процесса в поверхностных слоях при трении

В качестве теоретической основы разработки кинетической модели примем структурно-энергетическую теорию [3], связывающую накопление повреждаемости и разрушение материала с его состоянием в энергетическом фазовом пространстве. Энергетическое представление состояния деформируемого твердого тела целесообразно по следующим причинам.

1. Энергия – универсальная характеристика объекта. Любые внешние воздействия и внутренние условия на любых масштабных уровнях сводимы к соответствующему энергетическому описанию.

2. Энергия системы является однозначным параметром ее состояния. Любые изменения, происходящие с материалом в процессе деформации, взаимодействия со средой и т.д. можно представить как перемещение фазовой точки (ФТ) системы в одномерном энергетическом фазовом пространстве.

3. Энергия обладает свойством аддитивности. Любую энергетическую

характеристику можно представить как алгебраическую сумму составляющих ее компонентов, выделенных по определенному признаку.

4. Энергия подчиняется фундаментальному закону сохранения при любых превращениях, справедливо как для отдельных частиц, так и для системы в целом. При этом для каждого процесса, в т.ч. повреждаемости, справедливы уравнения энергетического баланса.

5. Энергия имеет четкий физический смысл и лучше всего соответствует сущности понятий о прочности как о потенциальных энергетических барьерах, препятствующих протеканию в системе кинетических (необратимых) процессов.

6. Энергия не изменяет свои смысл и значение при любом представлении объекта, т.е. обладает свойством транзитивности. Оперирование энергией позволяет использовать хорошо математизированные методы квантовой механики, статистической физики, неравновесной термодинамики, теории упругости и др. фундаментальных наук.

Для формализации энергетического критерия прочности материалов сделаем ряд предварительных замечаний.

- Для возможности применения расчетного аппарата и теоретических принципов классической термодинамики для систем, находящихся вдали от равновесия, будем опираться на принцип локального равновесия [1], т.е. будем считать, что термодинамические свойства в каждом элементарном объеме материала вполне определены. При таком описании под термином «энергия» будем подразумевать интенсивную мольную характеристику физически бесконечно малого (элементарного) объема деформируемого материала с метрической размерностью [кДж/моль].

- Кинетика протекания повреждаемости и разрушения материала зависит не от средних действующих, а от фактических напряжений, неравномерно распределенных в объеме реальных деформируемых твердых тел. Концентрация напряжений прежде всего обусловлена формой детали и неоднородностью структуры материала, а на поверхностях еще и дискретностью фактического контакта, различием коэффи-

циента перекрытия и др. причин. Неравномерность механической нагрузки может наблюдаться не только в пространстве, но и во времени, вследствие, например, динамических вибрационных и ударных воздействий. Поэтому при разработке критерия прочности будем учитывать пространственную и временную концентрацию напряжений соответствующими коэффициентами

- Критерий должен учитывать всю существенную совокупность происходящих явлений. В этом смысле критерии, учитывающие один, даже и ведущий вид дефектов, например, дислокации при пластической деформации, не могут считаться исчерпывающими. Кроме дислокаций в процессе деформации материалов участвуют вакансии, примесные атомы, дефекты упаковки (их вклад может быть значителен при низкотемпературной деформации), двойники, разупорядочивание сплавов и др. микроскажения [3].

- Бездефектных материалов не существует, поэтому исходное состояние материала не может рассматриваться как имеющее нулевую запасенную энергию без учета той степени повреждаемости, которую он изначально имел в заготовке и дополнительно приобрел в результате различных технологических операций. Прочность материалов имеет фундаментальную связь с фактором времени. Любые кажущиеся мгновенными явления, происходящие при разрушении – суть процессы, развивающиеся во времени. При этом нельзя пренебрегать даже самыми малыми временными интервалами, сопоставимыми с периодом атомных колебаний, которые «квантуют» многие макроскопические процессы. С учетом развития в последние годы фононной теории прочности, когда межатомные связи рассматриваются с позиций взаимодействия электронных оболочек, возможно, придется оперировать и более мелкими интервалами времени. В этом плане возникает сложность применения многих континуальных моделей, в которых используются идеализированные бесконечно малые интервалы dt , которые для реальных процессов не имеют физического смысла.

- Разрушение является сугубо стохастическим процессом, поэтому любой критерий

рий прочности является справедливым только статистически. Более того, как показал И.Р. Пригожин, вероятностная природа и наличие флуктуаций является фундаментальным свойством всех физических характеристик материальных объектов. Поэтому для их оценки будем обращаться к методам, разработанным в рамках статистической физики, к одним из них относится фактор Больцмана выражающий вероятность появления флуктуаций. Согласно энергетической концепции прочности, разрушение наступает в результате неустойчивости материала при достижении плотности его внутренней энергии определенного критического значения. Рассматривая физически бесконечно малый объем твердого тела как открытую термодинамическую систему, находящуюся при установившихся внешних условиях в состоянии локального равновесия, т.е. обладающую совокупностью интенсивных (мольных) свойств, словие разрушения материала может быть записано в виде

$$\Delta u = u_0 \quad (1)$$

где Δu и u_0 - соответственно изменение мольной внутренней энергии системы и ее мольная энергия активации разрушения, кДж/моль. Справедливость условия (1) подтверждается экспериментальными исследованиями изменения энергии активации пластической деформации в процессе усталостного изнашивания деталей (рис. 2).

Изменение внутренней энергии системы, согласно фундаментальному уравнению Гиббса, записанному в локальной форме [4] равно

$$\Delta u = Tds + pdv + \sum \bar{\mu}_i dw_i \quad (2)$$

где $s, v, \bar{\mu}_i$ - соответственно мольные значения энтропии, объема и химического потенциала; w_i - мольная доля i -го компонента.

Первое слагаемое в уравнении (2) является элементарным мольным приращением связанной энергии Δl , в котором, согласно Больцмановской интерпретации, элементарное изменение мольной энтропии можно представить в виде

$$ds = R \ln(W_2/W_1) \quad (3)$$



Рис.2. Рост энергии активации пластической деформации в процессе трения поршневых колец. Цикл изнашивания 2,5 мин.

где W_1 и W_2 - термодинамические вероятности начального и конечного состояний системы соответственно. В работе [5] на основе анализа производства энтропии в системе на различных масштабных уровнях показано, что при любых механизмах повреждаемости в произвольный момент времени t справедливо выражение

$$W_2/W_1 \approx t/\tau_0 \quad (4)$$

В уравнении (2) подразумевается, что система совершает работу против сил внешнего давления, поэтому элементарная работа pdv здесь является положительной. Вклад механических сил в приращение внутренней энергии материала обусловлен действием совокупности внешних и внутренних упругих напряжений E_y , а также энергией, переданной при пластической деформации E_n . Мольная потенциальная энергия, обусловленная упругими деформациями при одноосном напряженном состоянии с учетом требований размерности составляет

$$E_y = V_m 10^{-6} \frac{\tau^2}{2G}, \quad (5)$$

где V_m - молярный объем, мм³/моль; τ - касательное напряжение, МПа; G - модуль сдвига, МПа. Упругая энергия не накапливается в материале с течением времени, поэтому E_y является функцией мгновенного значения напряжений $\tau(t)$, однако, при наличии периодических динамических воздействий, например, гармоническом колебании, напряжение τ можно представить как максимальное (амплитудное) за период значение напряжений. При комбинирован-

ном статическом и динамическом воздействии, а также наличии концентраторов напряжений с учетом коэффициента динамичности n_0 перенапряжение τ в (5) можно представить как произведение $\tau_{cm} n_0 k_n$, где τ_{cm} - статическое напряжение, а k_n - коэффициент перенапряжений.

В отличие от E_y изотермически затраченная работа на пластическую деформацию материала E_n с течением времени может накапливаться в материале до значительных величин, намного превышающих потенциальную энергию. В общем случае энергия E_n равна площади под истинной кривой «напряжение-деформация». Отметим, что при упругих деформациях E_n не равна нулю, так как в этом случае имеет место микропластическая деформация, а затраченная работа равна площади петли гистерезиса.

При произвольной степени пластической деформации материала необратимо и изотермически переданная системе механическая энергия будет равна мольной работе неупругих сил

$$E_n = \int_{\gamma_n}^{\gamma_k} \tau V_m 10^{-6} d\gamma = V_m 10^{-6} \tau (\gamma_k - \gamma_n) + \Delta u_n = V_m 10^{-6} \sigma \bar{\gamma} + \Delta u_n \quad (6)$$

где γ_n и γ_k - соответственно относительные значения начальной и критической деформации сдвига материала поверхностного слоя; $\bar{\gamma}$ - средняя скорость неупругой деформации поверхностного слоя при трении, c^{-1} ; t - время наработки, с. Результат интегрирования в (6) известен с точностью до постоянной составляющей Δu_n , отражающей исходную повреждаемость материала. В выражении (6) учтено, что начальное состояние материала в общем случае нельзя рассматривать как недеформированное, поскольку получение заготовки и последующая технологическая обработка деталей всегда связана с появлением остаточных деформаций.

Изменение во времени действующего напряжения и частичный переход энергии деформирования в тепло можно учесть при помощи коэффициентов формы k_ϕ и аккумуля-

мулирования энергии k_a . Первый коэффициент определяется отношением $k_\phi = D/\tau\gamma$, где D - фактическая необратимо затраченная работа (площадь под кривой «касательное напряжение – деформация сдвига»). Вторым коэффициентом показывает долю запасаемой энергии, относительно всей затраченной работы D . Практика показывает, что для пластичных материалов, например, отожженных сталей k_a , как правило, не превышает 0,3. В этом случае

$$E_n = k_\phi k_a V_m 10^{-6} \tau \bar{\gamma} t + \Delta u_n \quad (7)$$

С учетом (5) и (6) можно записать

$$pdv = E_y + E_n = V_m 10^{-6} \frac{\tau^2}{2G} + V_m 10^{-6} \tau \bar{\gamma} t + \Delta u_n = V_m 10^{-6} \left(\frac{\tau^2}{2G} + \tau \bar{\gamma} t \right) + \Delta u_n \quad (8)$$

Как было отмечено, анализ энергий вносимых упругими силами и накопленными в результате пластической деформации показывает, что первое слагаемое в (8) значительно меньше второго. Поэтому энергией упругих напряжений (внутренних и внешних) при анализе разрушения пластичных материалов (при больших степенях пластической деформации) часто пренебрегают.

В общем случае изменение внутренней энергии системы происходит под действием комплексного влияния различных термодинамических сил: тепловых, механических, химических, диффузионных, электромагнитных и др. Выше в явном виде были рассмотрены только первые два фактора, а остальные можно учесть переменной Δg , имеющей размерность энергии и характеризующей вклад немеханических обратимых сил в преодолении энергетического барьера u_0 . Эти силы, согласно принципу наименьшего принуждения Лешателье – Брауна, появляются в результате взаимодействия свободной поверхности со средой и направлены на уменьшение разрушающих воздействий. В общем случае Δg можно выразить через обобщенные силы и обобщенные координаты или же посредством химических потенциалов и массовых долей компонентов, т.е.

$$\Delta g = \sum \bar{\mu}_i dw_i \quad (9)$$

При этом параметр Δg может принимать как положительные, так и отрицательные значения.

С учетом (1-9) и принимая во внимание принятую размерность величин ($R \approx 0,008314 \text{ кДж/К}\cdot\text{моль}$; T , К; $u_0, \Delta g$, кДж/моль; t, τ_0 , с; $\bar{\gamma}$, с^{-1} ; τ , МПа), условие разрушения можно записать в виде равенства

$$TR \ln \left(\frac{t}{\tau_0} \right) + V_m 10^{-6} \left(\frac{\tau^2}{2G} + \tau \bar{\gamma} \right) + \Delta u_n + \Delta g = u_0 \quad (10)$$

Левая часть условия (10), представленная в виде функции времени является кинетической моделью повреждаемости материалов, которая при значениях $t < t_p$, где t_p - долговечность материала, описывает процесс роста внутренней энергии системы, а в момент времени $t = t_p$ вызывает достижение условия разрушения. Правая часть условия разрушения (10), представляющая собой потенциальный барьер, препятствующий разрушению материалов, складывается из энергии межатомного взаимодействия u_{0BA} , а также энергии взаимодействия дефектов $u_{0ВД}$. Прочность межатомных связей преимущественно зависит от их природы и структуры кристаллической решетки. Дефекты вносят в существующие плоскости скольжения кристаллической решетки дополнительные потенциальные ямы и барьеры, затрудняющие скольжение атомных плоскостей и, как следствие, пластическую деформацию материала, что вызывает эффект упрочнения. Особенностью энергетического параметра $u_{0ВД}$ является его зависимость от изменяющейся в процессе наработки степени повреждаемости материала и стадии эволюции диссипативных структур. Таким образом, энергия $u_{0ВД}$, в отличие от значения u_{0BA} , является функцией времени наработки. Величина u_{0BA} определяется как начальное значение внутренней энергии материала в отсутствие запасенной энергии повреждаемости.

С учетом вышесказанного, пренебрегая упругой деформацией материалов и

считая малой их начальную пластическую деформацию условие (10) можно упрощенно записать в виде

$$TR \ln \left(\frac{t}{\tau_0} \right) + V_m 10^{-6} \sigma \bar{\epsilon} t + \Delta g = u_0. \quad (11)$$

В исходном состоянии конструкционных материалов запасенная энергия, представленная суммой мольных энергий в левой части выражения (11) не достигает энергии активации, чем обеспечивается устойчивость системы. Однако с течением времени условие разрушения может выполняться при любых значениях нагрузки и температуры, за счет роста первых двух слагаемых. В момент достижения равенства (11) длительность приложения нагрузки становится эквивалентной времени до разрушения (долговечности) материала, т.е. $t = t_p$, а пластическая деформация становится критической для данного состояния материала $\Delta \gamma = \bar{\gamma} t_p = \Delta \gamma_{крит}$, отсюда, выразив t_p , получим уравнение долговечности.

$$t_p = \tau_0 \exp \left(\frac{u_0 - V_m 10^6 \tau \Delta \gamma_{крит} - \Delta g}{RT} \right), \quad (12)$$

Если в выражении (12) пренебречь влиянием взаимодействия материалов со средой $\Delta g = 0$, а также принять равенство

$$\gamma = \mu V_m 10^6 \Delta \gamma_{крит}, \quad (13)$$

где μ - коэффициент трения, то в результате из (13) получим известное эмпирическое уравнение С.Н. Журкова [6] для оценки долговечности твердых тел.

$$t_p = \tau_0 \exp(U_0 - \gamma \sigma / RT), \quad (14)$$

где σ - нормальное напряжение.

Выражение (14) раскрывает физический смысл структурно-чувствительного коэффициента γ , который ранее использовался как подгоночный коэффициент в модели (14).

Анализ функции накопления повреждаемости показал, что она может с высокой степенью корреляции аппроксимироваться линейной функцией роста внутренней энергии. Таким образом, долговечность материала поверхностного слоя может быть выражена следующим образом

$$t_p = \frac{U_0 \partial t}{\partial(\Delta U)} \cong \frac{U_0 \Delta t}{(\Delta U_2 - \Delta U_1)}. \quad (15)$$

Полученный кинетический критерий повреждаемости и разрушения поверхностных слоев, деформируемых трением имеет эвристическую ценность. На основе его анализа получен ряд кинетических зависимостей для прогнозирования ресурсных характеристик материалов [5], выбора режимов ускоренных испытаний; оценки активационных характеристик разрушения поверхностных слоев [7,8], исследования влияния смазочных материалов на прочность поверхностных слоев и др.

Список литературы

1. Иванова В.С., Баланкин А.С., Бунин И.Ж. Оксогоев А.А. Синергетика и фракталы в материаловедении. -М.: Наука, 1994.-383с.
2. Громаковский Д.Г., Ибатуллин И.Д. Опора надежности и качества //В ж. «Оборудование и инструмент для профессионалов».
3. Иванова В.С., Гуревич С.Е., Копьев И.М., Кудряшов В.Г., Степанов В.Н., Марьяновская Т.С., Никонов А.Г., Устинов Л.М.

Усталость и хрупкость металлических материалов. -М: Наука, 1968.-216с.

4. Агеев Е.П. Неравновесная термодинамика в вопросах и ответах.-М.: Эдиториал УРСС, 2001.-136с.

5. Ибатуллин И.Д. Применение энергетического критерия прочности при анализе кинетики усталостного разрушения поверхностных слоев.

6. Журков С.Н., Нарзуллаев Б.Н. Временная зависимость прочности твердого тела//”ЖТФ”.-Т.23. -вып.10 1953. -С.1677-1689.

7. Громаковский Д.Г., Ибатуллин И.Д., Прилуцкий В.А., Дынников А.В., Овчинников И.Н., Бакиров М.Б. Новый способ оценки пластичности конструкционных материалов и прогнозирования ресурсных характеристик деталей машин и конструкций// Тяжелое машиностроение, №10, 2004.-с.2-6.

8. Патент №2166745 от 2001.05.10, G01N3/56. Способ оценки энергии активации разрушения материала поверхностного слоя, деформированного трением //Д.Г. Громаковский, Е.В. Беленьких, И.Д. Ибатуллин И.Д. и др.

KINETIC CRITERION OF DAMAGING AND DESTRUCTION OF SURFACE LAYERS ON FRICTION

© 2006 I.D. Ibatullin

Samara State Technical University

In the paper an interpretation of fatigue damaging the surface layers on friction are given. Results of working out a kinetic criteria of durability of surface layers is presented. Received criterion may be used for estimation of activation characteristics of destruction of materials, modeling the damageability and destruction of materials, and wear calculation.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИК И СРЕДСТВ СКЛЕРОМЕТРИЧЕСКОЙ ОЦЕНКИ АКТИВАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ

© 2006 И.Д. Ибатуллин, Д.Г. Громаковский, В.Е. Барынкин

Самарский государственный технический университет

В статье описаны методики и технические средства для оценки активационных параметров разрушения поверхностных слоев при использовании метода склерометрии. Полученные результаты могут использоваться для экспериментальной оценки параметров кинетических моделей для расчетов скорости усталостного изнашивания.

В основе достоверного прогнозирования долговечности узлов трения машин лежит корректный выбор расчетной модели изнашивания. В настоящее время создано множество различных подходов к разработке таких моделей: от эмпирических, являющихся простейшими математическими аппроксимациями экспериментальных результатов, до кинетических – основанных на методах термодинамики и статистической физики. Широкое применение последних сдерживается отсутствием доступных средств и методов оценки активационных характеристик разрушения поверхностных слоев: энергии активации пластической деформации u_0 и структурно-чувствительного коэффициента γ . В данной статье рассмотрен ряд склерометрических устройств и методов идентификации параметров расчетных моделей изнашивания, разработанные в НТЦ «Надежность» СамГТУ [1].

Склерометрия (микроцарапание) является одним из старейших и наиболее ценных методов испытаний механических свойств материалов, более чем на сто лет опередивший появление традиционных способов контроля прочностных характеристик. С появлением в начале XX века современных микротвердомеров склерометры, как средство механических испытаний, были почти полностью вытеснены. Однако в последнее время в России и за рубежом интерес к методу склерометрии, как способу исследования характеристик поверхностей трения, стал возрастать. Преимуществами метода склерометрии являются следующие: за счет выбора нагрузки на индентор возможна деформация материала поверхностного слоя на любой глубине: от нанометров до сотен мик-

рометров; выбором формы индентора можно реализовать различные механизмы повреждаемости и разрушения поверхностных слоев: от микрорезания до усталостного выкрашивания; изменяя направления царапания можно исследовать анизотропию механических свойств текстурированных поверхностных слоев; вместе с тем склерометрия – неразрушающий и экспрессный метод исследования поверхностных слоев, совместимый с другими методами физических исследований. Для склерометрической оценки энергии активации пластической деформации материала поверхностного слоя разработано два способа, основанных на кинетической интерпретации энергетической модели повреждаемости и разрушения материалов [2].

$$\Delta u = 2,3RT \ln \left(\frac{t}{\tau_0} \right) + 10^{-5} V_m \sigma n_0 \dot{\epsilon} + \Delta g \quad (1)$$

где Δu – мольное изменение внутренней энергии материала, кДж/моль; R – универсальная газовая постоянная, кДж/моль·К; T – абсолютная температура, К; t – текущее время от начала нагружения, с; $\tau_0 \approx 10^{-12}$ – период атомных колебаний, с; V_m – молярный объем, мм³/моль; σ – напряжение, кгс/мм²; $\dot{\epsilon}$ – средняя скорость пластической деформации, с⁻¹; n_0 – динамический коэффициент; Δg – изменение свободной энергии под действием внешней среды, кДж/моль. Модель (1) позволяет рассчитать кинетику накопления внутренней энергии Δu материалов, обусловленную работой термических флуктуаций, механического напряжения и влиянием в внешней среды.

Как видно из выражения со временем происходит непрерывный рост внутренней энергии. Разрушение, согласно этой модели, полученной в рамках структурно-энергетической теории прочности, наступает в момент достижения равенства $\Delta u = u_0$.

В случае приложения высоких механических нагрузок, когда $\sigma \rightarrow HB$, механизм разрушения материалов, близок к атермическому. При этом время до возникновения пластической неустойчивости приближается $\tau \rightarrow \tau_0$, следовательно первое слагаемое выражения (1) стремится к нулю и основной вклад в разрушение будет вноситься вторым слагаемым, представляющим собой по сути удельную механическую энергию, затрачиваемую на активацию разрушения материала количеством в 1 моль.

Первый способ оценки энергии активации пластической деформации (рис. 1а) заключается в оттеснении материала поверхностного слоя индентором Виккерса и оценке количества выдавленного материала за один проход индентора и затраченной работы, по которым рассчитывается значение u_0 :

$$u_0 = \frac{14,286 \cdot V_m \cdot (P-1) \cdot N \cdot f}{D_5^2 - D_1^2}$$

где V_m - молярный объем; P - число проходов индентора; N и f - нормальная нагрузка и сопротивление пластической деформации.

Более практичным является второй способ оценки энергии активации (см. рис. 1б), при котором механизм деформирования поверхности обеспечивает постоянную величину заглубления индентора h и, соответственно, - постоянное, заданное количество вытесненного из поверхности материала. Тогда с учетом геометрии алмазного индентора u_0 можно оценить из выражения:

$$u_0 = \frac{F_\tau}{S} \cong \frac{0,28 F_\tau}{h^2}, \text{ кДж/моль}$$

Как показали эксперименты, энергия активации пластической деформации является параметром, чувствительным к степени усталостной деградации материалов, независимо от механизмов, вызывающих усталость (трибоздействия, термические и механические знакопеременные нагрузки, радиация, хемомеханические процессы и т.д.). Чувст-

вительность проявляется в постепенном повышении значения энергии активации с приростом в материале плотности упругих микроскажений кристаллической решетки (дефектов), которые неизбежно накапливаются в материале в процессе эксплуатации элементов машин и оборудования.

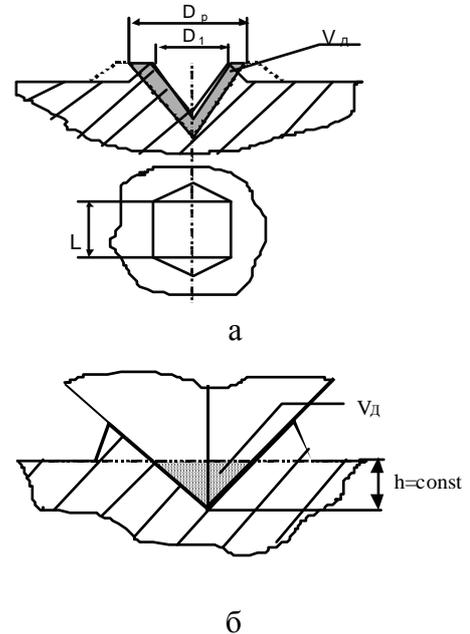


Рис. 1. Форма борозды: L - длина царапины, D_1 , D_p - ширина борозды после 1 и P проходов индентора соответственно, V_d - активируемый объем материала поверхностного слоя (выделен темным цветом)

Для реализации первого способа оценки энергии активации был разработан программно-аппаратурный комплекс, показанный на рис. 2а.

Для реализации второго способа разработан и в настоящее время испытывается в ОАО «СПЗ» диагностический программно-аппаратурный модуль, изображенный на рис. 2 б.

В НТЦ «Надежность» СамГТУ совместно с ОАО «Волгабурмаш» была разработана еще одна конструкция переносного склерометра для контроля качества элементов машин и оборудования (рис.3). Склерометр позволяет деформировать исследуемый поверхностный слой на заданной глубине в режиме пластического пропахивания (без микрорезания).

Конструкция склерометра обеспечивает фиксированное заглубление индентора независимо от отклонений формы поверхности, что позволяет использовать прибор

без специальной подготовки поверхности. С целью максимального упрощения пользования прибором его кинематика позволяет за одно действие оператора (нажатие на кнопку прибора) производить: плавное опускание индентора на поверхность, его внедрение на заданную величину, пропахивание поверхностного слоя и возврат



а



б

Рис. 2. Лабораторный (а) и переносной (б) варианты программно-аппаратурного диагностического комплекса. Описание основных узлов:

1 – блок подготовки шлифа; 2 – блок деформирования материала поверхностного слоя; 3 – оптико-электронный измерительный блок; 4 – блок сбора данных и обработки информации

в исходное положение. Склерометр оснащен магнитной опорой, позволяющей производить базирование прибора на плоской, цилиндрической и конической поверхностях; тензометрическим датчиком сопротивления материала пропахиванию; микроконтроллерной системой сбора данных, выполняющей автоматизированную оценку энергии активации пластической деформации поверхностного слоя по определяемому значению сопротивления пластической деформации

и выполнять тарировку прибора. Получаемые экспериментальные значения отображаются на дисплее. Прибор имеет следующие характеристики: глубина царапины 2...10 мкм; длина борозды - 0,5 мм; скорость пропахивания - 0,2...0,5 мм/с, в качестве индентора используется алмазная пирамидка Виккерса с межгранным углом при вершине 136°; габариты склерометрического модуля - 50×50×120 мм; вес – 0,8 кг; длительность испытаний с учетом подготовки поверхности – 2...3 минуты.

При лабораторной оценке микротвердости и активационных параметров разрушения конструкционных материалов (по первому методу) сначала при помощи шлифовального узла комплекса выполняется подготовка поверхности путем удаления тонкого дефектного слоя, не отражающего объективное состояние материала в объеме. Затем на подготовленную поверхность, алмазным индентором деформирующего узла наносят ряд наколов (рис. 4а) для оценки микротвердости по Виккерсу, а также подвергают склерометрированию (рис.4б). Изображения полученных отпечатков при помощи электронно-оптического узла передаются в персональный компьютер и сохраняются в базе данных. Далее полученные изображения обрабатываются при помощи программы ВМР (рис.4). Программа позволяет произвести оценку микротвердости по Виккерсу и рассчитать значение энергии активации пластической деформации U_0 . Все расчеты выполняются с одновременной статистической обработкой результатов по критерию Стьюдента при трех возможных уровнях доверительной вероятности 0,95; 0,9 и 0,99.

В настоящее время область применимости методики оценки энергии активации пластической деформации весьма обширна. Самыми важными приложениями склерометрических приборов и методик являются: прогнозирование долговечности узлов трения по критерию усталостного охрупчивания, создание ускоренных методов испытаний материалов, экспериментальное исследование кинетики повреждаемости и разрушения поверхностных слоев деталей пар трения, оценка пластифицирующего или охрупчивающего действия граничных

личина $[100 - \delta]$ характеризует текущую степень деградации материала (выработанный ресурс) в %.

Таким образом, используя склерометрические методы оценки накопления повреждаемости в поверхностных слоях испытанные детали пар трения можно свести к следующей последовательности операций. Вначале для каждого материала исследуемой пары трения создается база данных по исходным и критическим значениям энергии активации. Затем, при испытаниях или во время эксплуатации узла трения через определенные промежутки времени по росту энергии активации пластической деформации оценивают накопление повреждаемости материалов. Далее, на базе полученных экспериментальных данных осуществляют прогнозирование технического ресурса до наступления усталостного разрушения материала поверхностного слоя. На основе применения данной методики можно организовать систему управления сроком службы ответственных элементов машин, этим существенно повышая надежность их эксплуатации.

Время наработки t в условии разрушения материала поверхностного слоя (1) можно интерпретировать как псевдоразрушающий фактор, опосредованный термофлуктуационным механизмом повреждаемости поверхностного слоя. Если ввести коэффициент ускорения испытаний в виде $k_y = t_{p_3} / t_{pu}$, где t_{p_3} - время до разрушения при эксплуатационных режимах, t_{pu} - время до разрушения при ускоренных испытаниях. То из модели повреждаемости можно вывести условие для выбора режимов ускоренных испытаний в виде

$$\ln k_y RT_3 T_u - u_0 T_u - \gamma \sigma_3 T_u - u_0 T_3 + \gamma \sigma_u T_3 = 0,$$

где T_3 и T_u - абсолютные температуры при эксплуатации и ускоренных испытаниях соответственно, σ_3 и σ_u - эквивалентные напряжения при эксплуатации и ускоренных испытаниях соответственно, γ - структурно-чувствительный коэффициент. Из вышеприведенного выражения можно получить соотношения для выбора температуры и нагрузки для частных случаев, соответствующих различным способам форсирования испытаний:

- за счет температурного фактора

$$T_u = \frac{T_3 u_0 - \gamma \sigma T_3}{\ln k_y RT_3 - u_0 - \gamma \sigma}$$

- за счет механических напряжений

$$\sigma_u = \frac{2U_0 - R \ln k_y}{\gamma} + \sigma_3$$

Расчетные модели для оценки скорости изнашивания материалов зависят от того, какой из разрушающих факторов вносит больший вклад в достижение неустойчивости поверхностного слоя при достижении условия разрушения (1).

Рассмотрим два полярных случая. Первый соответствует усталостным формам изнашивания, при которых механические усилия в зоне фактического контакта не могут самостоятельно вызвать неустойчивость материала и рост повреждаемости происходит за счет совместного действия упругих напряжений и термических флуктуаций. Усталостное изнашивание происходит циклически, с характерными для выбранного режима трения длительностью цикла t_u и количеством разрушаемого материала I_u . При трении каждый локальный участок поверхностного слоя циклически контактирует с контрповерхностью. Эта длительность за один кинетический цикл изнашивания, с учетом вероятности фактического контакта, в среднем составляет $t_p A_r / A_n \approx t_p \sigma / HB$. При усталостном изнашивании формируются две области накопления повреждаемости: первая сосредоточена в тонком поверхностном слое - т.н. debris-слое; вторая - распространяется на значительно большую глубину и отвечает за кинетику развития контактной фрикционной усталости. Исходя из этого, скорость усталостного изнашивания можно оценить следующим образом:

$$\gamma_{yu} = \frac{I_u}{t_u} = \frac{I_u}{t_p \frac{HB}{\sigma}} = \frac{I_u \sigma}{HB \tau_0 \exp\left(\frac{u_0 - \sigma \gamma - \Delta g}{RT}\right)}$$

Данное выражение аналогично расчетной модели изнашивания Д.Г. Громаковского и показало удовлетворительное совпадение с результатами экспериментальных испытаний на усталостное изна-

шивание бронзовых, стальных и чугунных образцов при возвратно-поступательном движении. Характерной особенностью этой и других кинетических расчетных зависимостей для оценки скорости изнашивания материалов является наличие в их структуре фактора Больцмана, который указывает на долю работы разрушения, совершенной энергией термических флуктуаций. Однако возможно представление γ_{yu} в ином виде

$$\gamma_{yu} = \frac{I_u \dot{i}_0}{u_{0кр} - u_{0н}}$$

Данное выражение учитывает циклический рост энергии активации пластической деформации поверхностного слоя от начального $u_{0н}$ до критического $u_{0кр}$ значения со скоростью \dot{i}_0 , зависящей от многих внешних и внутренних факторов, которые требуют в каждом конкретном случае эмпирической оценки. Полученные выражения справедливы и для изнашивания при контактной фрикционной усталости. При этом в них достаточно изменить значения I_u , \dot{i}_0 на величины, соответствующие области, подвергаемой данному виду усталости, а также вместо фактических давлений в зоне пятен касания σ_t необходимо взять контурные напряжения σ_e .

Второй случай соответствует абразивному изнашиванию, когда механические напряжения практически сразу вызывают пластическую неустойчивость поверхностного слоя, а скорость разрушения поверхностного слоя контролируется, в основном, не кинетикой термофлуктуационных процессов, а скоростью относительного перемещения деталей при трении. Для этого случая условие разрушения можно записать в виде $\sigma_u = u_0 - \Delta g$. Левая часть данного выражения имеет физический смысл удельной механической работы сил трения A_{mp} , необходимой для пластического отнесения с поверхности объема вещества V_{au} количеством в один моль, т.е. $\frac{A_{mp}}{V_{au}} = u_0 - \Delta g$. Умножив числитель и знаменатель дроби в левой части на dt данное выражение можно записать в виде

$$\frac{A_{mp}}{dt} \frac{dt}{V_{au}} = \frac{W_{mp}}{\gamma_{au}} = u_0 - \Delta g,$$

где W_{mp} - мощность трения, кДж/с; γ_{au} - скорость абразивного изнашивания, моль/с; $u_0 - \Delta g$ - отнесенная к молю энергия активации пластической деформации поверхностного слоя. Таким образом, для оценки скорости и интенсивности абразивного изнашивания, можно вывести следующие зависимости

$$\gamma_{au} = \frac{V_m W_{mp}}{u_0(T)} = \frac{V_m \mu P V_{ck}}{u_0(T)}, [\text{мм}^3/\text{с}]$$

$$J_{au} = \frac{1}{u_0(T)} = \frac{V_{au}}{A_{mp}} = \frac{V_{au}}{\mu PL}, [\text{мм}^3/\text{кДж}].$$

Первое выражение идентично зависимости для оценки скорости объемного изнашивания полученной В.В. Федоровым для абразивного изнашивания - шлифования.

В настоящее время сформировались следующие области применения нового программно-аппаратурного комплекса для оценки кинетических характеристик разрушения материалов методом склерометрии.

1. Оценка микротвердости, энергии активации пластической деформации, накопленной энергии повреждаемости и структурно-чувствительного коэффициента подшипниковых материалов.
2. Диагностика находящихся в эксплуатации машин и оборудования с целью оценки остаточного ресурса по критерию исчерпания пластичности при изнашивании и усталости.
3. Неразрушающий контроль качества и оптимизация технологических режимов при всех видах механических, химико-термических и термических обработок поверхностей деталей подшипников.
4. Выбор конструктивных и смазочных материалов для подшипников качения.

Список литературы

1. Патент РФ №2166745. Способ оценки энергии активации разрушения поверхностных слоев, деформированных трением //Громаковский Д.Г. и др.
2. Ибатуллин И.Д. Применение энергетического критерия прочности при анализе

кинетики усталостного разрушения поверхностных слоев //«Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей машин»: Межвуз. сб. науч. тр./Под ред. Н.Б. Демкина, Тверь: ТГТУ, 2006.-с.152-159.

3. Журков С.Н. К вопросу о физической основе прочности//Физика твердого тела. Т.22. Вып. 11, -с.3344-3349.

4. Иванова В.С., Баланкин А.С., Бунин И.Ж., Оксогоев А.А. Синергетика и фракталы в материаловедении. М.: Наука, 1994. – 383 с.

5. Федоров В.В. Термодинамические аспекты прочности и разрушения твердых тел. Ташкент: Изд. ФАН, Уз. ССР, 1979. – 168 с.

6. Громаковский Д.Г., Ибатуллин И.Д., Прилуцкий В.А., Дынников А.В., Овчинников И.Н., Бакиров М.Б. Новый способ оценки пластичности конструктивных материалов и прогнозирование ресурсных характеристик деталей машин и конструкций // Тяжелое машиностроение, №10, М.: Машиностроение, 2004. – с. 13-17.

DEVELOPMENT OF TECHNIQUES AND MEANS OF ESTIMATING THE ACTIVATION PARAMETERS OF DESTRUCTION OF SURFACE LAYERS BY SCRATCHING METHOD

© 2006 I.D. Ibatullin, D.G. Gromakovsky, V.E. Barynkin

Samara State Technical University

In the article results of development of methods and apparatus for estimating the activation parameters of destruction of surface layers are described. Techniques are based on activating the plastic instability of a surface layer by the scratching method. The received results can be used for an experimental estimation of parameters of kinetic model for calculation of speed of fatigue wearing.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КИНЕТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УСТАЛОСТНОГО ИЗНАШИВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ

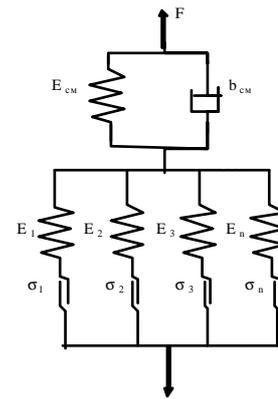
© 2006 И.Д. Ибатуллин, Д.Г. Громаковский, А.Г.Ковшов

Самарский государственный технический университет

В статье представлены результаты лабораторных исследований кинетики процесса изнашивания пары трения «бронза-сталь» с приложенной на контакт гармонической вибрацией. Описаны оригинальный стенд и методика испытаний на изнашивание и показаны способы оценки собственных частот фрикционного стыка. Приведены результаты совершенствования кинетической модели для расчета усталостного изнашивания с учетом влияния наложенных вибраций.

Наличие вибрации в тяжело нагруженных узлах трения ставится в один ряд с основными разрушающими факторами [1], лимитирующими их долговечность и поэтому требует тщательного изучения. В решении задачи управления собственными динамическими характеристиками стыков пар трения кроется скрытый ресурс повышения их эксплуатационной надежности. В статье приводятся результаты исследований влияния нормальной вибрации на кинетику изнашивания бронзы БрАЖН 10-4-4 при трении по стали 30 ХГСНА. В ходе экспериментов производилась оценка износа, микротвердости и энергии активации пластической деформации поверхностных слоев образцов бронзы в зависимости от длительности приработки на стенде, позволяющем проводить испытание образцов материалов на изнашивание в широком диапазоне динамического нагружения. Известно, что любые узлы трения представляют собой локальные динамические системы, имеющие собственные динамические характеристики, зависящие от материала, форм и размеров деталей пар трения, а также от внешней нагрузки, скорости скольжения, температуры поверхностей трения и свойств смазочного слоя. В теории трения и изнашивания фрикционных пар при наличии вибраций важное место отводится построению адекватной реологической модели, описывающей динамические свойства узлов трения.

Для реалистичного описания элементов пар трения необходимо учесть влияние смазочного слоя, разделяющего поверхности трения, обладающего кинематической и объемной вязкостями.



*Рис.1. Реологическая модель
фрикционного контакта со смазкой*

Уточненная модель стыка получается, добавлением в модель Ишлинского А.Ю. элемента Кельвина-Фойгта для вязких тел, состоящего из параллельно соединенных элементов Гука - $E_{см}$ и Ньютона - $b_{см}$ (рис. 1). Если энергия, переносимая волнами, будет ниже энергии внутреннего трения, произойдет полное демпфирование колебаний. Поскольку время релаксации адгезионных связей может быть достаточно велико, деформация вязких тел имеет ограниченную скорость. Параметр b/E – характеризует время запаздывания элемента Кельвина-Фойгта, причем если $b/E \gg t$, где t – время приложения нагрузки, то элемент ведет себя как вязкое тело, а при $b/E \ll t$ тело можно считать упругим.

Вибрации, близкие к гармоническим, через вязкие тела передаются с запаздыванием во времени и уменьшением амплитуды, вследствие чего проявляется демпфирующий эффект. С повышением крутизны волны вибраций, например, при увеличении амплитуды или частоты колебаний, элемент Ньютона становится жестче, а ударные нагрузки

через элемент вязкости передаются, как через жесткое тело.

Таким образом, данная модель показывает, что в зависимости от конструкторской реализации и условий работы, опора бурового долота при эксплуатации может генерировать (или усиливать) колебания, а также демпфировать их. Последнее дает возможность снижать вредное воздействие вибраций на долговечность долот.

Для проведения испытаний был изготовлен стенд для виброиспытаний «ВИ-1», в котором реализовано скольжение по схеме "плоскость-плоскость" при возвратно-поступательном движении с наложенной по нормали к поверхности синусоидальной вибрацией. Стенд содержит узел возвратно-поступательного движения, блок статического и динамического нагружения, а также вибрационный электродинамический стенд ВЭДС-10а. Испытания проводились при следующих показателях: материалы пары трения – сталь 30ХГСНА, бронза БрАЖН 10-4-4; смазка И-20А; удельное статическое давление 5 МПа; температура – комнатная. Перед началом испытаний на изнашивание проводилась приработка образцов до появления установившегося режима, характеризующегося появлением следов износа на всей поверхности трения, а также стабилизацией средней температуры и момента трения.

При испытаниях оценивались следующие динамические характеристики: резонансная частота стыка; виброускорение; амплитуды динамических сил и перемещений образцов; динамический коэффициент. Эти параметры общеприняты и позволяют провести полный анализ влияния вибрации на характеристики контактирования и изнашивания пары трения.

В качестве критерия при поиске собственных частот стыка использовалось явление резкого повышения амплитуд сил и перемещений элементов колебательной системы при резонансе. Для этого были апробированы два метода: метод сравнений виброускорений и метод измерений амплитуд колебаний.

Метод сравнений является косвенным методом оценки резонансных частот стыка, заключающийся в том, что последовательно производят измерение виброускорений в

широком диапазоне частот при непосредственном контакте образцов, а затем при изоляции контакта демпфирующей прокладкой. Результаты испытаний приведены на рис. 2. В качестве прокладки использовалась полоса резины толщиной 0,5мм. Из эшюры видно, что на общем фоне выделяются пики на частотах 68 Гц и 136Гц. Эти частоты кратны друг другу и по сути являются гармониками одной частоты, основной из которых является 136Гц. Исчезновение этих пиков при изоляции контакта резиновой прокладкой указывает на непосредственное отношение найденных частот к свойствам самого стыка, а повышение амплитуды виброускорений на частоте 136Гц в 5,4 раз относительно амплитуд при других частотах указывает на наличие резонанса.

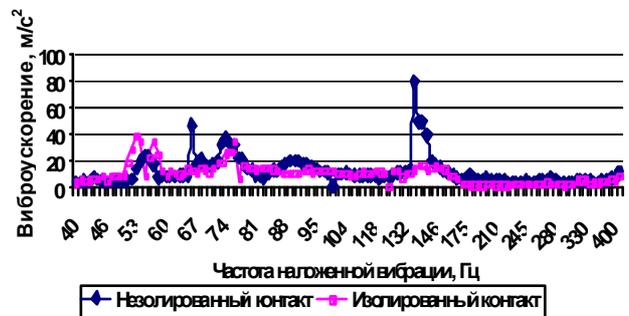


Рис.2. Зависимость виброускорения от частоты колебаний

Второй метод оценки собственных частот стыка, основанный на поиске пиков амплитуд динамических сил и перемещений в стыке при наложении вибрации различных частот, также показал, что резонанс возникает на частоте 136Гц, что подтверждает результаты, полученные предыдущим методом.

Исследование кинетики изнашивания материалов при виброн нагружении было направлено на оценку изменения параметров, характеризующих состояние поверхностных слоев по мере их изнашивания, а также установлению общей картины изнашивания материалов при различных динамических нагрузках. Для этого в ходе испытаний определяли: величину линейного износа h , микротвердость H_{μ} и энергию активации пластической деформации поверхностного слоя U_0 [1].

Чтобы установить характер изнашивания при наложенной вибрации и оценить

длительность кинетического цикла разрушения поверхностного слоя выполняли оценку всех параметров через равные интервалы наработки образцов ($t = 3 \dots 4$ мин) на стенде ВИ-1. Основным параметром, характеризующим виброн нагруженность узлов трения является динамический коэффициент - μ . Динамическое нагружение виброн нагруженных узлов трения как правило находится в пределах значений $\mu=1 \dots 2$. Исследования проводились при значениях μ равных 1,5 и 2, а также для сравнения скорости изнашивания материалов производили испытания образцов без наложенной вибрации, т.е. при $\mu=1$. На рис.3 представлены результаты изнашивания бронзы при коэффициентах динамичности $\mu=1,5$ (а) и $\mu=2$ (б).

Полученная эпюра износа показывают, что в условиях наложенной вибрации проявляется циклический характер изнашивания, характерный для усталостного механизма разрушения материалов при трении, т.е. через приблизительно равные промежутки времени, соответствующие продолжительности кинетического цикла изнашивания, происходит разрушение поверхностного слоя на глубину debris-слоя - h_d .

Общим для обоих режимов виброн нагружения является чувствительность значений микротвердости и энергии активации к фазе кинетических циклов изнашивания. Так, с увеличением времени наработки образцов при фазе латентного (скрытого) накопления повреждаемости (на рисунках этой фазе соответствует пологая часть эпюры изнашивания) значения энергии активации постепенно увеличиваются, что обусловлено процессами наклепа и текстурирования поверхностных слоев. Фаза разрушения поверхностного слоя сопровождается резким понижением значений U_0 на 20%. Это объясняется появлением на поверхности неприработанного слоя. Указанные эффекты проявляются наиболее отчетливо при $\mu=1,5$, в то время как при $\mu=2$ корреляция фазы износа и значениями параметров H_μ и U_0 становится "размытой", что свидетельствует о начале неустойчивости состояния поверхностного слоя при высоких динамических нагрузках, приближающихся к ударным.

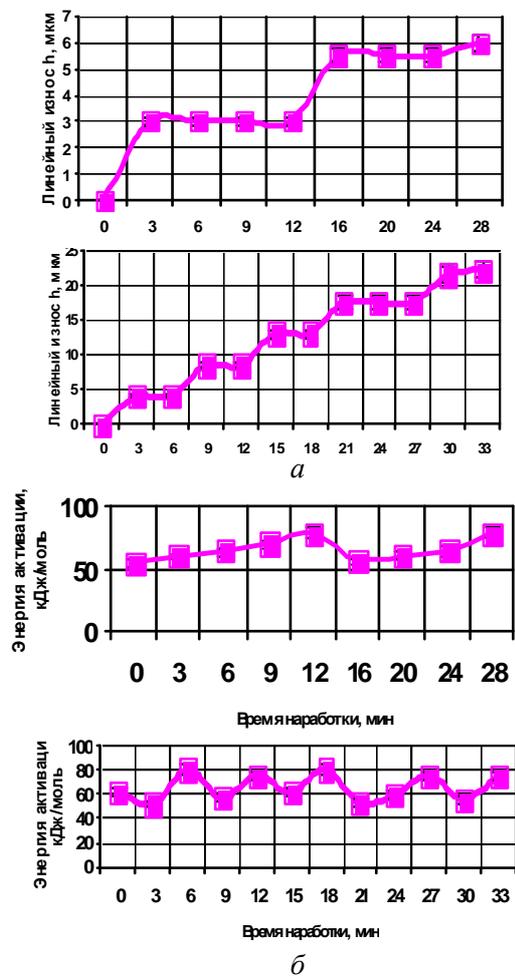


Рис. 3. Кинетика изнашивания бронзы; а) при $\mu=1,5$, б) при $\mu=2$

Можно отметить, что с ростом динамической нагрузки существенно повышается скорость изнашивания, при этом длительность кинетических циклов уменьшается от $T_{ц}^{\mu=1,5} = 9$ мин до $T_{ц}^{\mu=2} = 6$ мин, а толщина слоя, подверженного усталости и разрушению увеличивается от $h_d^{\mu=1,5} = 2,7$ мкм до $h_d^{\mu=2} = 4,2$ мкм. При этом видно, что среднее значение микротвердости $H_\mu=328$ кг/мм² при $\mu=1,5$, превышают средние значения 276 кг/мм² при $\mu=2$, в то время как значения энергии активации почти не изменились. Это позволяет констатировать, что рост динамической составляющей нагружения вызывает пластическую деформацию поверхностного слоя на большей глубине, при этом образующиеся дислокации рассредоточиваются по большему объему, вследствие чего за время кинетического цикла не успевает произойти необходимый наклеп и текстурирование поверхностей трения. Таким образом, поверхностный слой разрыхляется и разрушается при трении более интенсивно.

Величина средних значений энергии активации $U_0^{cp}=69$ кДж/моль и ее неизменность при варьировании μ показывает, что ведущий механизм разрушения поверхностных слоев при наличии или отсутствии наложенных динамических нагрузок остается один и тот же - малоцикловая усталость, вызванная пластической деформацией поверхностей при трении.

Как показали исследования кинетики усталостного изнашивания деталей пар трения наложение гармонической вибрации [1] существенно влияет на интенсивность разрушения поверхностей при трении, но основной механизм повреждаемости материала поверхностного слоя – малоцикловая усталость - остается неизменным. Усталостный характер изнашивания, как известно, проявляется в существовании двух последовательных этапов деградации поверхностного слоя. На первом этапе происходит латентное накопление дефектов в тонком поверхностном слое, толщина которого, как правило, не превышает нескольких микрометров.

В течение этой фазы основные процессы диссипации энергии трения сосредоточены на микро- и мезоуровнях, происходят структурные и микрогеометрические изменения поверхностного слоя. При этом на макроуровне, видимых изменений не происходит, а на эпюре изнашивания наблюдается пологая часть (кажущаяся безызносность). Второй этап характеризуется быстрым диспергированием накопившего микроповреждения поверхностного слоя, после чего обнажается нижележащий, неприработанный участок поверхностного слоя, который вновь подвергается указанным циклическим изменениям. При стабильных условиях трения длительность циклов и толщина разрушаемого слоя в среднем остаются неизменными. Подобная пространственно-временная локализация процесса разрушения поверхностного слоя является следствием фундаментальных свойств диссипативных систем и требует привлечения энергетических представлений к описанию состояния поверхности трения.

В качестве базовой расчетной модели скорости изнашивания материалов была рассмотрена одна из наиболее проработанных

моделей кинетического типа, предложенных Громаковский Д.Г. [2] в виде:

$$J_V = \frac{V_0}{T_u} = \frac{\Delta A_r \cdot n_r \cdot h_0}{n_p \cdot \xi \cdot \lambda \cdot \tau_0 \cdot \exp\left(\frac{U_0 - \psi \cdot \gamma \cdot \sigma}{R \cdot T}\right)}, \quad (1)$$

где V_0 – активируемый объем поверхностного слоя, m^3 ; T_u – длительность кинетического цикла изнашивания, с; P_p – коэффициент релаксации повреждений, ξ – коэффициент исходной повреждаемости материала, ψ – коэффициент поглощения, $\Delta A_r \cdot n_r$ – фактическая площадь касания поверхностей трения, τ_0 – постоянная времени, $\approx 10^{-12} \dots 10^{-13}$ с, U_0 – энергия активации разрушения межатомной связи при отсутствии внешних напряжений, кДж/моль; γ – структурно-чувствительный коэффициент, R – универсальная газовая постоянная, T и σ – соответственно абсолютная температура и действующая эквивалентная нагрузка.

Нужно отметить, что представленная модель единственная, в которой нашел отражение динамический параметр ψ – коэффициент поглощения, отражающий диссипативность контакта. Однако модель требует дополнения в плане отражения виброактивности контакта, когда энергия динамических процессов преобладает над демпфирующим действием стыка.

Для удобства расчетной оценки и сопоставления их с экспериментальными результатами преобразуем данную модель в выражение для оценки скорости линейного изнашивания J_l , принимая следующие допущения.

1. Давление в зоне фактического пятна касания, приблизительно равно твердости материала, $p_r = N_s/A_\phi \approx H_w$, где A_ϕ – площадь фактического контакта, $[mm^2]$; N_s – эквивалентная нагрузка, $[кгс]$.

2. Эквивалентная нагрузка, действующая на поверхностях деталей при трении составляет, согласно энергетической теории прочности, $N_s = \sqrt{F_N^2 + 3 \cdot F_\tau^2}$, где F_N – нормальная, а F_τ – касательная составляющая действующей нагрузки.

3. Касательная нагрузка в зоне контакта составляет $F_\tau = f \cdot F_N$.

Принимая допущения 1÷3, выразим площадь фактического контакта через нормальную нагрузку, коэффициент трения и

твердость более мягкого материала рассчитываемой пары трения

$$A_{\text{тм}} = \frac{F_N \sqrt{(1 + 3 \cdot f^2)}}{H_{\mu}} \quad (2)$$

С учетом данного выражения запишем выражение (1) в виде

$$J_V = \frac{h \cdot F_N \sqrt{(1 + 3 \cdot f^2)} \cdot 3600}{H_{\mu} \cdot \tau_0 \cdot \exp\left[\frac{U_0 - \gamma \cdot \sigma}{R \cdot T}\right]} \quad (3)$$

Из полученного выражения видно, что для выполнения инженерных расчетов на износ необходимо задать действующие значения внешних факторов: температуры и нагрузки $-T$, σ , F_N ; а также экспериментальным путем, после приработки поверхностей, оценить коэффициент трения $-f$; толщину debris-слоя $-h$, и собственные характеристики изнашиваемого материала $-U_0$, γ , H_{μ} . При использовании следующих размерностей параметров модели: h [мкм]; N [кгс]; H_{μ} , σ [кгс/мм²]; ρ [кг/м³]; U_0 [кдж/моль]; γ [кдж·мм²/моль·кгс], выражение (3) будет иметь размерность [мм³/ч]. На основе данной расчетной модели можно получить модель для оценки скорости линейного J_h изнашивания

Для успешного применения приведенной модели необходимо решить задачу оценки влияния наложенной вибрации на скорость изнашивания, а также в идентификации параметров кинетической модели (4) чувствительных к вибрации.

$$J_h = \frac{h \cdot \sigma \sqrt{(1 + 3 \cdot f^2)} \cdot 3600}{H_{\mu} \cdot \tau_0 \cdot \exp\left[\frac{U_0 - \gamma \cdot \psi \cdot \sigma}{R \cdot T}\right]}, \text{ [мкм/ч]} \quad (4)$$

Результаты проведенных исследований свидетельствуют о пропорциональном влиянии суммарной, статической и динамической, нагрузок на глубину протекания усталостных процессов. Таким образом, при постоянной величине статического компонента нагрузки можно записать

$$h_0 = h_{00} \cdot \mu, \quad (5)$$

где h_{00} – глубина debris-слоя в отсутствие наложенных вибраций.

Выражение (5) подтверждается экспериментальными данными по изнашиванию пары трения, при удельных статических нагрузках $\sigma=10$ МПа. Сопоставление результатов показало, что при изнашивании бронзы

БрАЖН 10-4-4 толщина разрушаемого слоя при динамическом коэффициенте $\mu = 2$ и статическом напряжении $\sigma = 5$ МПа оказалась равной толщине изнашиваемого слоя при отсутствии динамической нагрузки, но при более высоком статическом напряжении $\sigma = 10$ МПа. В обоих случаях она составляла 4 мкм. Следовательно, можно утверждать, что влияние на h_d приращения статической нагрузки за счет динамической можно рассматривать как действие только статической нагрузки, но с величиной равной сумме амплитуды динамической и статической нагрузок.

Поскольку давления на площадках фактического контакта почти в три раза превышают предел текучести материалов даже небольшие приращения амплитуды при виброн нагружении будут приводить к ускоренному наклепу поверхностей трения, а, учитывая, что пластическая деформация может достигать скоростей, приближающихся к скорости звука в металлах, то частота вынужденных колебаний не играет значительной роли, т.к. деформация успеет произойти за время прохождения волны колебаний.

Длительность кинетического цикла изнашивания определяется активационными параметрами: энергией активации пластической деформации $-U_0$, и структурно-чувствительным коэффициентом $- \gamma$, характеризующими соответственно ведущий механизм разрушения и исходную повреждаемость материала. Как было показано, энергия активации не изменяет своего значения при различных параметрах вибрации, что свидетельствует о неизменности механизма разрушения.

Повышение микротвердости при пониженных амплитудах вибраций, обусловленное быстрым наклепом и текстурированием тонкого поверхностного слоя в течение одного кинетического цикла вызывает понижение структурно-чувствительного коэффициента. Таким образом, наклепанный материал становится менее чувствительным к величине действующих напряжений, а время до его разрушения соответственно возрастает. Кроме того, с повышением микротвердости материала уменьшается площадь фактического касания поверхностей трения согласно зависимости

$$A_r = N / HB. \quad (6)$$

Однако, поскольку значения $\gamma < U_0$, то изменение γ , как правило, не оказывает заметного влияния на длительность кинетического цикла. Эксперименты показали, что изменение параметров вибраций не вызвало значительных изменений значений остальных параметров модели – коэффициента трения, температуры саморазогрева образцов и др. Однако необходимо указать, что в ряде частных случаев эти изменения возможны.

Таким образом, установлено, что наиболее чувствительными к изменению виброн нагруженности пары трения являются следующие параметры кинетической модели: h_d , H_μ и γ . Причем изменение h_d имеет линейную корреляцию с динамическим коэффициентом в диапазоне $\mu=1\dots 2$.

В результате проведенной идентификации вибросочувствительных параметров модель можно представить в виде

$$J_h = \frac{h_{d0} \cdot \mu \cdot \sigma \sqrt{(1 + 3 \cdot f^2)} \cdot 3600}{H_\mu^* \cdot \tau_0 \cdot \exp\left[\frac{U_0 - \gamma^* \cdot \psi \cdot \sigma}{R \cdot T}\right]} \quad (8)$$

В данной модели параметры, отмеченные звездочками, требуют экспериментальной оценки после этапа приработки образцов.

Проверку адекватности полученной модели (8) проводили путем сравнения расчетных и экспериментальных данных. Испытания на изнашивание при наложенной вибрации проходили в НТЦ «Надежность» на стенде ВИ-1, разработанном в рамках работ по программе «Интеграция».

В таблице 1 представлены экспериментальные и расчетные значения скорости линейного изнашивания, полученные при $\sigma=5$ МПа; $h_{d0}=1,8$ мкм; $f=0,1$; $U_0=69$ кДж/моль; $T=300$ К; $\psi=1,2$; смазочное масло – И-12А.

Таблица.1. Скорость изнашивания бронзы БрАЖН 10-4-4 при наложенной вибрации

Динамический коэффициент, μ	Скорость изнашивания J_h , мкм/час	
	эксперимент	расчет
1 (без вибрации)	$12,3 \pm 3$	9,9
1,5	$15,9 \pm 3$	15,4
2	$23,5 \pm 3$	24,6

Как видно из таблицы, расчетные данные хорошо соотносятся с экспериментальными результатами, что свидетельствует о возможности использования этой модели в инженерной практике при разработке узлов трения, работающих в условиях интенсивных вибронгрузок.

Список литературы

1. Алексеев Г.Ф. О трении и износе фрикционных пар при вибрационных нагрузках. /В сб. Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин. –М.: Наука, 1982г. – 285с.
2. Громаковский Д.Г. Система понятий и структура моделей изнашивания // Трение и износ. 1997г., том 18, №1.- С.53-62.

PERFECTION OF KINETIC MODEL OF FATIGUE WEARING OF SURFACES ON FRICTION

© 2006 I.D. Ibatullin, D.G. Gromakovskiy, A.G.Kovshov
Samara State Technical University

In the article results of laboratory research of wear process of pair friction «bronze - steel» with the imposed normal vibration are described. The technique and the stand for wear tests at the imposed vibration are presented. Ways of an estimation of own frequency of a frictional joint are shown. Results of development of calculation model of kinetic type for an estimation of speed of wear process are resulted in view of influence of dynamic loadings.

ДИНАМИЧЕСКИЙ ПОДХОД К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ В СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫХ УПРУГИХ СИСТЕМАХ НА ПРИМЕРЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

© 2006 М.И. Курушин, А.М. Курушин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Если по принципу Даламбера динамику упругих систем можно рассматривать как статику с учетом сил инерции, то можно и наоборот, статику рассматривать как динамику, но при нулевом значении сил инерции. Что мы и предлагаем в данном исследовании на примере статически неопределимых резьбовых соединений. Такой обобщенный подход помогает находить усилия и напряжения в очень сложных упругих системах, в том числе и при динамическом их нагружении.

Рассмотрим двухмассовую статически неопределимую упругую систему в условиях динамического нагружения обеих масс (рис. 1). На обе массы одновременно независимо действуют усилия $F_1(t)$ и $F_2(t)$. Дифференциальные уравнения движения масс в упругой системе

$$m_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = F_1(t) - (c_1 + c_2) \cdot y_1 + c_2 \cdot y_2,$$

$$m_2 \cdot \frac{d^2 y_2}{dt^2} = F_2(t) - (c_2 + c_3) \cdot y_2 + c_2 \cdot y_1.$$

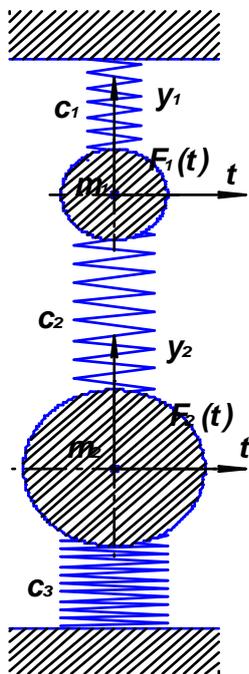


Рис. 1. Двухмассовая статически неопределимая упругая модель

$$\begin{aligned} F_{10} - (c_1 + c_2) \cdot y_1 + c_2 \cdot y_2 &= 0, \\ F_{20} - (c_2 + c_3) \cdot y_2 + c_2 \cdot y_1 &= 0 \end{aligned}$$

и решать систему линейных уравнений с двумя неизвестными перемещениями масс. В результате решения находим

$$\begin{aligned} y_1 &= \frac{F_{10} \cdot (c_2 + c_3) + F_{20} \cdot c_2}{c_1 \cdot c_2 + c_1 \cdot c_3 + c_2 \cdot c_3}, \\ y_2 &= \frac{F_{10} \cdot (c_2 + c_3) + F_{20} \cdot c_2}{c_1 \cdot c_2 + c_1 \cdot c_3 + c_2 \cdot c_3} \cdot \frac{c_1 + c_2}{c_2} - \frac{F_{10}}{c_2}. \end{aligned}$$

Соответственно усилия в элементах упругой системы: между первой массой и корпусом $F_1 = c_1 \cdot y_1$, между первой и второй массами $F_{12} = c_2 \cdot (y_1 - y_2)$, между второй массой и корпусом $F_3 = c_3 \cdot y_2$.

Аналогично удобно применять этот принцип (обратный принципу Даламбера) и в задачах по определению усилий в сложных упругих моделях с резьбовыми соединениями. На рис. 2 показан конструкторский эскиз резьбового соединения цилиндра под давлением, а на рис. 3 показана упругая модель этого соединения. Разрушение резьбы происходило в сечении С-С рис. 2. На упругой модели это место соответствует жесткости C_4 . Составим дифференциальные уравнения движения выделенных в упругой модели масс

$$m_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = F(t) - c_1 \cdot y_1 - c_2 \cdot y_2 + c_2 \cdot y_2,$$

$$m_2 \cdot \frac{d^2 y_2}{dt^2} = c_2 \cdot y_1 - c_2 \cdot y_2 - c_3 \cdot y_2 + c_2 \cdot y_3,$$

$$m_3 \cdot \frac{d^2 y_3}{dt^2} = c_2 \cdot y_2 - c_2 \cdot y_3 - c_4 \cdot y_3.$$

Согласно принятому принципу, приравнявая силы инерции движения масс ну-

лю, получим статические уравнения равновесия масс

$$F - c_2 \cdot y - (c_2 + c_2) \cdot y_2 + c_2 \cdot y_3 = 0.$$

$$c_2 \cdot y_1 - c_2 \cdot y_2 - c_3 \cdot y_2 + c_2 \cdot y_3 = 0.$$

$$c_2 \cdot y_2 - (c_2 + c_4) \cdot y_3 = 0.$$

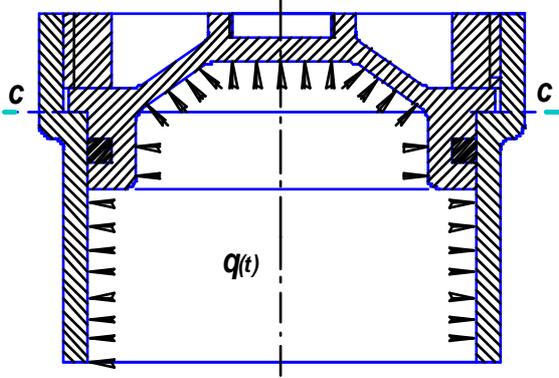


Рис.2. Эскиз резьбового соединения цилиндра под давлением

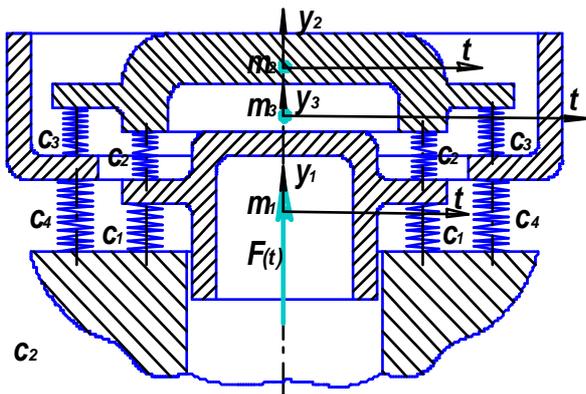


Рис.3. Упругая модель резьбового соединения цилиндра под давлением

Решая уравнения равновесия относительно смещения масс элементов упругой модели под действием статической нагрузки F , находим значения этих смещений

$$y_1 = \frac{F}{c_1 + c_2 - \frac{c_2^2}{c_2 + c_3 - \frac{c_2^2}{c_2 + c_4}}},$$

$$y_2 = \frac{F}{c_1 + c_2 - \frac{c_2^2}{c_2 + c_3 - \frac{c_2^2}{c_2 + c_4}}},$$

$$y_3 = \frac{F}{c_1 + c_2 - \frac{c_2^2}{c_2 + c_3 - \frac{c_2^2}{c_2 + c_4}}},$$

$$F_4 = c_4 \cdot y_3 = \frac{F}{c_1 + c_2 - \frac{c_2^2}{c_2 + c_3 - \frac{c_2^2}{c_2 + c_4}}} \cdot \frac{c_2}{c_2 + c_3 - \frac{c_2^2}{c_2 + c_4}} \cdot \frac{c_2}{c_2 + c_4} \cdot c_4.$$

В резьбе $F_3 = c_3 \cdot (y_2 - y_3)$, в стыке 2

$$F_2 = c_2 \cdot (y_1 - y_2), \text{ в стыке 1 } F_1 = c_1 \cdot y_1.$$

Если принять значения жесткостей $c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 1$, получим

$$F_1 = \frac{3}{4} \cdot F; F_2 = \frac{1}{4} \cdot F; F_3 = \frac{1}{4} \cdot F; F_4 = \frac{1}{4} \cdot F.$$

Естественно, при действии переменного по времени давления в цилиндре, необходимо непосредственно решать исходную систему дифференциальных уравнений движения элементов упругой системы, определяя одновременно ее собственные частоты.

На рис. 4 показано туго затянутое одиночное резьбовое соединение под действием усилия $F(t)$, а на рис. 5 - его упругая модель в довольно сложном (подробном) изображении. Усилие приложено к массе m_1 . Масса m_5 неподвижна и является опорой конструкции при внешнем воздействии на нее.

Согласно принятой концепции динамического подхода к решению статически неопределимых задач составляем систему дифференциальных уравнений движения элементов упругой системы

$$m_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = F(t) - c_3 \cdot y_1 - c_2 \cdot y_1 + c_3 \cdot y_2,$$

$$m_2 \cdot \frac{d^2 y_2}{dt^2} = c_3 \cdot y_1 + c_4 \cdot y_3 - c_3 \cdot y_2 - c_4 \cdot y_2,$$

$$m_3 \cdot \frac{d^2 y_3}{dt^2} = c_4 \cdot y_2 + c_5 \cdot y_4 - c_4 \cdot y_3 - c_5 \cdot y_3,$$

$$m_4 \cdot \frac{d^2 y_4}{dt^2} = c_5 \cdot y_3 - c_1 \cdot y_4 - c_5 \cdot y_4.$$

Система статических уравнений равновесия выделенных элементов

$$F(t) - c_3 \cdot y_1 - c_2 \cdot y_1 + c_3 \cdot y_2 = 0.$$

$$c_3 \cdot y_1 + c_4 \cdot y_3 - c_3 \cdot y_2 - c_4 \cdot y_2 = 0.$$

$$c_4 \cdot y_2 + c_5 \cdot y_4 - c_4 \cdot y_3 - c_5 \cdot y_3 = 0$$

$$c_5 \cdot y_3 - c_1 \cdot y_4 - c_5 \cdot y_4 = 0.$$

Решая эту систему относительно статических перемещений масс под действием

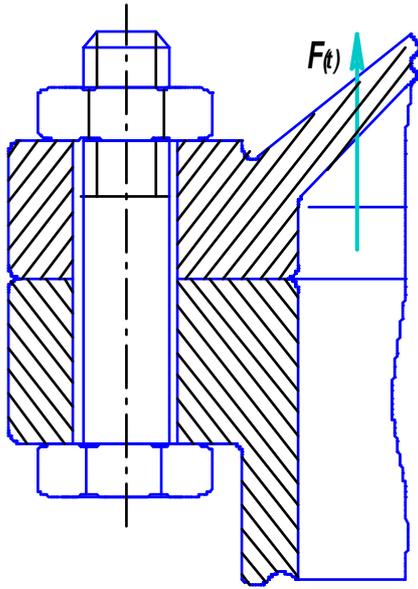


Рис. 4. Туго затянутое одиночное резьбовое соединение

статически приложенного усилия F , например, методом исключений, начиная с последнего уравнения, находим смещения элементов упругой модели

$$y_1 = F \cdot \frac{1}{c_2 + c_3 - \frac{c_2 \cdot c_3}{c_3 + c_4 - \frac{c_4^2}{c_4 + \frac{c_1 \cdot c_5}{c_1 + c_6}}}}$$

$$y_2 = y_1 \cdot \frac{c_3}{c_3 + c_4 - \frac{c_4^2}{c_4 + \frac{c_1 \cdot c_5}{c_1 + c_6}}}$$

$$y_3 = y_2 \cdot \frac{c_4}{c_4 + \frac{c_1 \cdot c_5}{c_1 + c_6}}$$

$$y_4 = y_3 \cdot \frac{c_5}{c_1 + c_6}$$

Усилия в элементах между массами упругой системы резьбового соединения:

в контакте головки болта с корпусом $F_1 = c_4 \cdot y_4$, в контакте крышки корпуса с корпусом $F_2 = c_2 \cdot y_1$, в контакте бобышки крышки корпуса с самой крышкой $F_3 = c_3 \cdot (y_2 - y_1)$, в контакте гайки с бобыш-

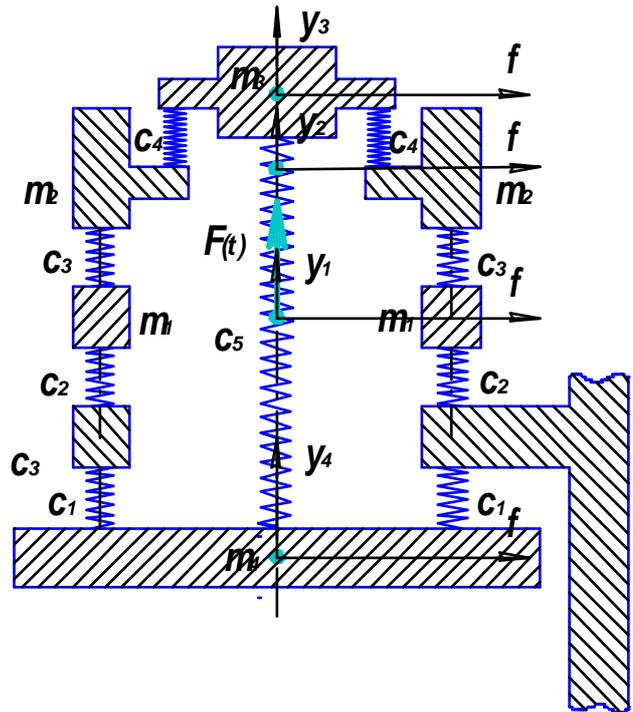


Рис. 5. Упругая модель резьбового соединения по рис. 4 в подробном разбиении на элементы

кой крышки корпуса $F_4 = c_4 \cdot (y_3 - y_2)$, в стержне болта $F_5 = c_5 \cdot (y_3 - y_4)$.

Если принять для примера

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = c_5 = 1,$$

то получим: деформации упругих элементов системы

$$y_1 = \frac{4}{5} \cdot F; y_2 = \frac{3}{5} \cdot F; y_3 = \frac{2}{5} \cdot F; y_4 = \frac{1}{5} \cdot F.$$

Соответственно усилия в контактах элементов упругой системы резьбового соединения

$$F_1 = \frac{1}{5} \cdot F; F_2 = \frac{4}{5} \cdot F; F_3 = -\frac{1}{5} \cdot F; F_4 = -\frac{1}{5} \cdot F; F_5 = \frac{1}{5} \cdot F.$$

Если принять $c_1 = c_2 = c_4 = c_5 = 1$, а $c_3 = 2$, то получим: деформации упругих элементов системы

$$y_1 = \frac{7}{9} \cdot F; y_2 = \frac{6}{9} \cdot F; y_3 = \frac{4}{5} \cdot F; y_4 = \frac{2}{9} \cdot F.$$

Усилия в контактах элементов упругой системы резьбового соединения

$$F_1 = \frac{2}{9} \cdot F; F_2 = \frac{7}{9} \cdot F; F_3 = -\frac{2}{9} \cdot F; F_4 = -\frac{2}{9} \cdot F; F_5 = \frac{2}{9} \cdot F.$$

При менее простом разбиении этого же резьбового соединения на упругие элементы,

как показано на рис. 6, задачу решаем аналогичным же образом.

Дифференциальные уравнения движения элементов упругой системы

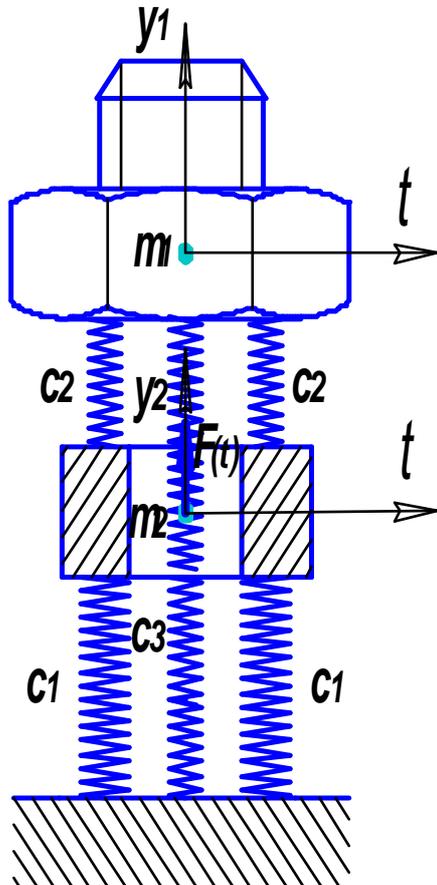


Рис. 6. Упругая модель резьбового соединения по рис. 4 в более простом разбиении

$$m_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -c_3 \cdot y_1 - c_2 \cdot y_1 + c_3 \cdot y_2,$$

$$m_2 \cdot \frac{d^2 y_2}{dt^2} = F(t) + c_2 \cdot y_1 - c_2 \cdot y_2 - c_1 \cdot y_2.$$

Условия статического равновесия

$$-c_3 \cdot y_1 - c_2 \cdot y_1 + c_3 \cdot y_2 = 0.$$

$$F + c_2 \cdot y_1 - c_2 \cdot y_2 - c_1 \cdot y_2 = 0$$

Решая их, находим перемещения масс упругой системы под действием статически приложенного усилия F ко второй массе.

Смещения первой массы (гайки с прилежащим у частком стержня болта)

$$y_1 = F \cdot \frac{c_2}{c_1 \cdot (c_2 + c_3) + c_2 \cdot c_3};$$

фланца корпуса и фланца его крышки

$$y_2 = F \cdot \frac{c_2 + c_3}{c_1 \cdot (c_2 + c_3) + c_2 \cdot c_3}.$$

Усилия в стыках масс:

$$\text{болт} - F_3 = c_3 \cdot y_1 = F \cdot \frac{c_2 \cdot c_3}{c_1 \cdot (c_2 + c_3) + c_2 \cdot c_3};$$

фланец крышки

$$F_2 = c_2 \cdot (y_1 - y_2) = F \cdot \frac{c_2 \cdot c_3}{c_1 \cdot (c_2 + c_3) + c_2 \cdot c_3};$$

фланец корпуса

$$F_1 = c_1 \cdot y_2 = F \cdot \frac{c_2 + c_3}{c_1 \cdot (c_2 + c_3) + c_2 \cdot c_3}.$$

Таким образом, усилия на гайку со стороны стержня болта и фланца крышки корпуса равны и противоположны, т.е.

$F_2 = -F_3$, а отношение усилий во фланце крышки и фланце корпуса

$$\frac{F_1}{F_2} = - \frac{c_2 + c_3}{c_2 \cdot c_3}$$

И наконец, рассмотрим самый тривиальный случай, который приводится во всех учебниках и справочниках по расчету резьбовых соединений типа изображенного на рис. 4, когда стягиваемые болтом детали рассматриваются как единое целое. Упрощенную упругую модель при нашем подходе к решению задачи можно изобразить как на рис. 7. Дифференциальные уравнения масс гайки с частью стержня болта

$$m_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = F(t) - c_6 \cdot y - c_d \cdot y.$$

Уравнение равновесия при отсутствии сил инерции $F - c_6 \cdot y - c_d \cdot y = 0$. Отсюда находим величину перемещения массы в статике

$$y = \frac{F}{c_6 + c_d}.$$

Усилие в стержне болта

$$F_6 = c_6 \cdot y = F \cdot \frac{c_6}{c_6 + c_d}.$$

Усилие в детали

$$F_d = c_d \cdot y = F \cdot \frac{c_d}{c_6 + c_d}.$$

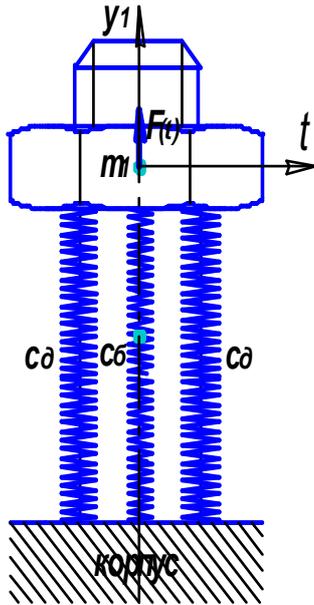


Рис. 7. Упругая модель туго затянутого резьбового соединения при действии на стержень болта внешнего усилия F в самом простом случае моделирования как обычно принято в учебной литературе

Если же усилие на болт гармонически изменяется по закону

$$F(t) = F_0 \cdot \cos(\omega \cdot t),$$

то перемещение массы в установившемся режиме с учетом затухания колебаний будет совершаться по закону гармонических колебаний

$$y(t) = \frac{y_{ст}}{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2} \cdot \cos(\omega \cdot t),$$

где собственная частота колебаний упругой

$$\text{системы } p = \sqrt{\frac{c_b + c_d}{m_1}}.$$

и усилия в стержне болта необходимо определять по

$$F_b(t) = c_b \cdot \frac{y_{ст}}{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2} \cdot \cos(\omega \cdot t) =$$

$$= \frac{F_0 \cdot c_b}{(c_b + c_d) \cdot \left(1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right)} \cdot \cos(\omega \cdot t).$$

В этом случае возможны уже резонансы и динамическое изменение усилий в упругой системе по сравнению с решением, полученным при статическом нагружении, может совершенно не соответствовать действительности.

В заключение необходимо отметить, что при определении усилий в туго затянутых резьбовых соединениях, как в статически неопределимых системах, всегда приходится определять жесткости или податливости элементов упругих систем, в которые входят эти резьбовые соединения. Поэтому удобнее и правильнее при определении усилий на элементы резьбовых соединений определять не в статике, а в динамике, решая системы дифференциальных уравнений движения элементов упругих систем, в которые они входят. При современных возможностях вычислительных методов и средств это не представляет трудностей. Требуется только в совершенстве знать рассчитываемое изделие, обладать умением составлять динамические модели, составлять дифференциальные уравнения движения таких систем и решать их.

THE DYNAMIC APPROACH TO THE PROBLEM SOLVING IN STATICALLY INDEFINABLE ELASTIC-SYSTEMS ON THE EXAMPLE OF THREADED CONNECTIONS

© 2006 M.I. Kurushin, A.M. Kurushin

Samara State Aerospace University

If on a d'Alembert principle dynamics of elastic-systems can be viewed as a statics taking into consideration of inertial forces it is possible on the contrary, a statics to view as dynamics but at a zero value of inertial forces. We offer it in this examination on an example of statically indefinable threaded connections. Such generalized approach helps to find efforts and stresses in very complex elastic-systems including at their dynamic loading.

© Н.С. Нассиф¹, И.Д. Ибатуллин²¹ОАО «Волгабурмаш», г. Самара²Самарский государственный технический университет

В докладе представлены результаты усталостных испытаний твердосплавных зубков. Разработаны кинетические модели повреждаемости зубков из твердых сплавов ВК10, ВК16, основанные на структурно-энергетическом подходе, удовлетворительно описывающие экспериментальные результаты.

Применяемые в заводских лабораториях методы испытаний материалов породоразрушающих зубков направлены в основном на оценку их соответствия стандартным критериям качества, определение разброса механических свойств зубков в пределах одной партии, а также на отбраковку партий зубков, показавших недостаточную стойкость к циклическим ударным нагрузкам. Однако в последние годы стало очевидным, что применяемые методики испытаний и критерии оценки прочности твердых сплавов устарели и не соответствуют современным темпам роста производства и расширению номенклатуры выпускаемых буровых долот. Назрела острая необходимость в разработке новых, наукоемких, неразрушающих и ускоренных методах оценки качества твердосплавных зубков. Приблизиться к проблеме прогнозирования их прочностных свойств можно только на основе тщательного исследования процесса усталостного разрушения твердых сплавов, с целью идентификации кинетического критерия их повреждаемости и разрушения при циклических ударных испытаниях.

В практике производства современных буровых долот ОАО «Волгабурмаш» значительный объем изготавливаемых породоразрушающих зубков представлен двумя марками твердых сплавов – ВК-10 и ВК-16. В данной статье представлены результаты исследования кинетики накопления повреждаемости в зубках при малоцикловой усталости под действием циклических ударных нагрузок и идентификации параметров расчетной модели их разрушения и прогнозирования их долговечности при эксплуатации.

Фрактографический анализ большого числа разрушенных при ударных испытаниях зубков показал, что в подавляющем большинстве случаев очаг разрушения локали-

зован в их вершине, где сосредоточены максимальные напряжения и деформации. Как показали исследования, в пределах усталостного механизма повреждаемости материала, данный характер локализации диссипативной системы инвариантен к маркам сплавов, размерам зубков и форме их вершин. На рис. 1. видна область локализации диссипативной системы в вершине зубка, в которой при ударах сосредотачивается зона пластической деформации и происходит зарождение усталостной трещины. Исследования показали, что разрушение вершин зубков лимитирует долговечность самих зубков и предвещает все другие формы разрушения, что делает этот участок поверхности пригодным для анализа кинетики повреждаемости твердых сплавов.



Рис. 1. Локализация диссипативной системы в вершине приработанного на стенде зубка

Методика экспериментального исследования кинетики повреждаемости заключалась в периодической оценке относительной деформации, микротвердости и энергии активации пластической деформации зубков через равные интервалы их наработки на стенде для циклических ударных испытаний. Периодичность наблюдения была выбрана в 2 минуты, соответствующая приблизительно 500 циклам наработки (ударам). Энергия ак-

тивации оценивалась по методике, разработанной в НТЦ «Надежность» СамГТУ [1].

На рис. 2 представлены результаты исследования кинетики накопления энергии повреждаемости в зубках типоразмера R4704 из твердого сплава ВК-10. Циклические испытания проводили при давлении в гидросистеме 18...20 атм. На рис. 3 представлены результаты аналогичных исследований, выполненных с клиновидными зубками типоразмера R0073 из твердого сплава ВК-16. Циклические испытания проводили при давлении в гидросистеме 23...24 атм.

Исследование кинетики повреждаемости твердосплавных зубков показало, что разрушению зубков предшествует постепенный рост энергии активации пластической деформации. При этом закономерен близкий к линейному рост энергии активации, что позволяет использовать для описания кинетики повреждаемости твердых сплавов известную гипотезу о линейном накоплении повреждаемости. Отклонения экспериментальных данных от линейной зависимости не превышают 20%, что является приемлемым учитывая стохастический характер разрушения и разброс свойств твердых сплавов.

Полученные результаты позволяют выделить два характерных значения энергии активации пластической деформации – исходное и критическое. Исходные значения энергии активации всегда ниже критических, имеют несколько больший разброс и характеризуют только начальное состояние материалов зубков в энергетическом фазовом пространстве. В целом, они не коррелируют с циклической долговечностью зубков, но при равных скоростях усталостной повреждаемости более долговечны материалы с меньшим исходным значением энергии активации.

Экспериментально установлено, что начальные значения энергии активации для сплавов ВК-10 и ВК-16 соответственно составляют 72...102 кДж/моль и 60...90 кДж/моль. Разрушение твердых сплавов происходит при достижении в них критического уровня запасенной энергии – энергии активации разрушения. Для сплава ВК-10 энергия активации разрушения составляет около 250 кДж/моль, а для сплава ВК-16 – приблизительно 230 кДж/моль.

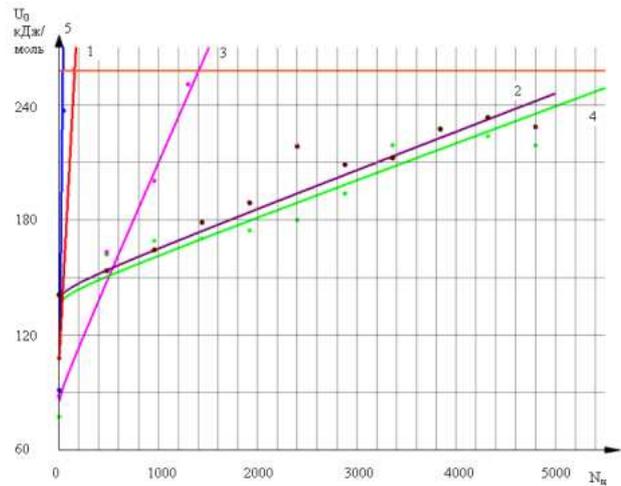


Рис. 2. Зависимость энергии активации пластической деформации от числа циклов наработки на стенде для ударных испытаний зубков R4704 из твердого сплава ВК 10. Точки – экспериментальные данные, линии – соответствующий расчет по теоретическим моделям

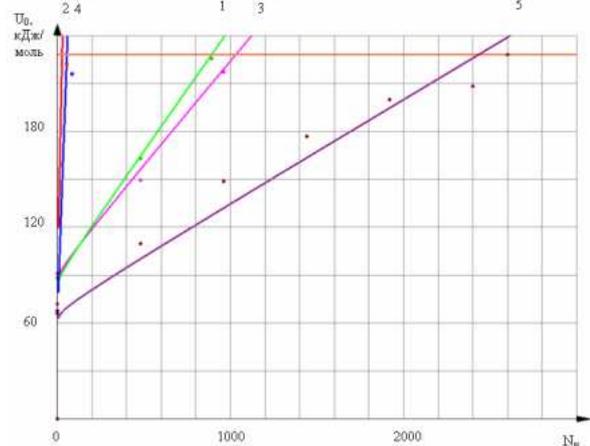


Рис. 3. Зависимость энергии активации пластической деформации от числа циклов наработки на стенде для ударных испытаний зубков R0073 из твердого сплава ВК 16. Точки – экспериментальные данные, линии – соответствующий расчет по теоретическим моделям

Скорость роста энергии активации пластической деформации является индивидуальным показателем каждого зубка, который, в совокупности с начальным и критическим значениями запасенной энергии, определяет их долговечность (число циклов до разрушения). Более высокая скорость накопления запасенной энергии соответствует меньшей долговечности зубков. Это можно объяснить изначальным наличием в них большего количества концентраторов напряжений (микротрещин, пор, сегрегации и т.д.), способных при равных условиях генерировать больше дефектов. Скорость роста энергии активации с доста-

точной степенью точности можно принять стабильной на протяжении всего периода испытаний, что свидетельствует о сохранении величины запасаемой энергии пластической деформации в материалах зубков за один тарированный удар.

Эксперименты показали, что в процессе циклических ударных нагрузок зубков происходит их пластическая деформация, которая выражается уменьшением высоты зубков. Повышенную пластичность твердых сплавов при испытаниях можно объяснить высокими напряжениями сжатия (в т.ч. и гидростатического), локализуемых в вершинах зубков в момент их удара о стальную плиту. На кривой «остаточная деформация – число циклов» можно выделить два характерных участка: первый - начальный, длительностью в 1...2 минуты, на протяжении которого наблюдается быстрая деформация зубков; второй – характеризуется последующим замедленным ростом остаточной деформации. Наличие этих участков можно объяснить сменой ведущего физического механизма накопления повреждаемости. Можно предположить, что первая фаза характеризуется объемной пластической деформацией кобальтового (пластичного) каркаса в материале зубков; вторая фаза протекает в режиме гистерезисного накопления повреждаемости за счет упругопластической деформации металла-связки. Наличие второй фазы свидетельствует об активации в материале аккомодационных процессов, направленных на приспособление зубков к ударным нагрузкам. Скорость деформации зубков, не отвечающих требованиям качества, характеризуется повышенными значениями. Эти зубки, как правило, не переходят во вторую фазу и разрушаются на стадии интенсивного роста деформации, что может быть обусловлено страгиванием в них одновременно большого количества микротрещин, металлургического происхождения. В отдельных случаях при испытаниях качественных зубков наблюдается почти полное прекращение роста остаточной деформации, что свидетельствует о смене упругопластического характера деформации упругой реакцией материала, и переходом от малоциклового усталости к многоциклового. При этом ударная стойкость зубков резко возрастает (в

этих случаях их испытания на стенде прекращают после ~4800 циклов наработки).

Исследование микротвердости показало, что зубки их твердого сплава ВК-10 имеют изначально более высокую твердость ~1500 кгс/мм², и в процессе наработки они менее склонны к наклепу. Зубки из твердого сплава ВК-16 более пластичны, имеют начальную микротвердость менее 1000 кгс/мм² и почти во всех случаях отмечается некоторый рост микротвердости в процессе повреждаемости зубков до 1300...1600 кгс/мм². Относительно низкая начальная твердость зубков из сплава ВК-16 может быть объяснена более высоким содержанием в них пластичной фазы – кобальта. Причиной повышения твердости этих зубков может служить как наклеп кобальта, так и изменение в локальных участках материала их вершин в процессе наработки начального соотношения пластичной и твердой фазы, с образованием зон повышенной и пониженной твердости, о чем свидетельствует разброс экспериментальных данных, полученных на различных участках поверхности зубков. В результате испытаний можно констатировать, что ни начальные, ни конечные значения микротвердости, ни кинетика изменения этого параметра не коррелируют с долговечностью материала зубков. Поэтому микротвердость сама по себе не является адекватной характеристикой поврежденного состояния материала. Более показательна, получаемая на основе оценки микротвердости и энергии активации кинетическая характеристика – структурно-чувствительный коэффициент γ , который в процессе наработки твердосплавных зубков возрастает от 0,06..0,09 до 0,15.

Расчетные методы прогнозирования состояния зубков могут быть построены на базе кинетической модели, приведенной в [1], полученной при использовании структурно-энергетического подхода к анализу процесса повреждаемости и разрушения конструкционных материалов. Обобщенная расчетная модель повышения мольной внутренней энергии металлов и сплавов имеет вид

$$\Delta u = \Delta l + \Delta a = T\Delta s + \Delta e_{\text{упр}} + \Delta e_{\text{нл}}. \quad (1)$$

Условием разрушения является

$$\Delta u = u_0^*. \quad (2)$$

Для возможности ее использования при анализе результатов ударных циклических испытаний зубков необходимо осуществить идентификацию и привязку параметров модели, а именно связанную энергию $\Delta l = T\Delta s$, энергию упругой $\Delta e_{упр}$ и пластической $\Delta e_{пл}$ деформаций к режимам динамических испытаний. При этом удобно пользоваться цикловые приращениями мольных энергий.

Цикловая связанная энергия Δl_u может быть определена с учетом абсолютной температуры T , числа циклов наработки N_u и длительности ударного взаимодействия t_y (с) за цикл по формуле

$$\Delta l_u = RT \ln\left(\frac{t_u N_u}{\tau_0}\right), \text{ кДж/моль} \quad (3)$$

Исследования показали, что существенного разогрева зубков при испытаниях не происходит. Разница в начальных и конечных температурах не превышает нескольких градусов. Это позволяет считать данный процесс изотермическим и не учитывать в уравнениях энергетического баланса изменение внутренней энергии материала за счет теплопередачи. Поэтому в выражении (2.3) будем использовать среднюю температуру при испытаниях, равную комнатной $T \approx 293\text{К}$.

Цикловая энергия упругой деформации зубков $\Delta e_{u\text{упр}}$ (кДж/моль), в теории сопротивления материалов определяемая как потенциальная энергия, не накапливается в материале (т.е. равна нулю между ударами) и поэтому не зависит от N_u . В момент удара, с учетом размерности величин V_m (мм³/моль), σ_y (кгс/мм²), E (МПа) она составляет [2]

$$\Delta e_{u\text{упр}} = \frac{V_m \sigma_y^2}{2E} 10^{-4} = \frac{V_m F_y^2}{2ES_y^2} 10^{-4}, \quad (4)$$

Мольный объем V_m твердых сплавов находится из процентного содержания в них основных компонентов: углерода, вольфрама и кобальта, мольные объемы которых составляют соответственно 3420 мм³/моль, 9530 мм³/моль и 6620 мм³/моль. Для твердых сплавов можно принять $V_m \approx 6,5 \cdot \text{мм}^3/\text{моль}$.

Для оценки напряжения в зубке при ударе σ_y учтем, что при ударных воздейст-

виях на эюре нагружения можно обнаружить кратковременные динамические скачкообразные всплески с амплитудой F_y (рис. 4). Появление этих выбросов обусловлено гашением, в результате ударного взаимодействия поверхностей, инерционных сил, возникающих в телах при резком торможении.

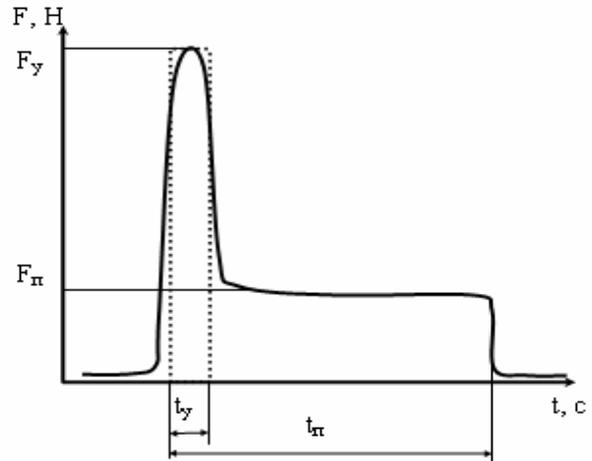


Рис. 4. Эюра нагружения при циклических ударных воздействиях.

Энергия удара, рассеиваемая в течение времени t_y , равна кинетической энергии $E_k = mv^2/2$ (где m и v — соответственно масса и скорость перемещения) подвижной части установки, накопленной к моменту удара. Сближение поверхностей зубка и плиты при испытаниях происходит под действием постоянной силы F_n , создаваемой на штоке гидроцилиндра давлением гидросистемы установки. После удара следует прижатие зубка к плите в течение времени t_n со средней силой F_n .

Давление, действующее на зубки при испытаниях, сильно зависит от их типоразмера и формы вершины. Даже при $F_y = \text{const}$ σ_y для разных зубков может существенно различаться. Для перехода от силы F_y (кгс) к давлению σ_y (кгс/мм²) необходимо определить площадь контакта зубка с плитой в момент удара S_y (мм²). Однако разрушение материалов происходит не под действием критических нагрузок, а под действием пропорциональных им величин напряжений при ударе.

Приращение внутренней энергии за счет мольной работы, затраченной на пла-

стическую деформацию $\Delta e_{пл}$ зубков можно оценить при упругопластических напряжениях выше предела пропорциональности как площадь под кривой «напряжение-деформация», при упругих напряжениях – как площадь петли гистерезиса (рис. 5). В первом случае будет действовать механизм малоциклового усталости, во втором – многоциклового. В практике испытаний зубков в ОАО «Волгабурмаш» средняя база ударных испытаний составляет около 4000...5000 циклов, что соответствует режиму малоцикловых испытаний. При этом ударная нагрузка F_y заведомо превышает предел пропорциональности, и затраченную работу можно оценить как

$$\Delta e_{пл} = 10^{-5} \varepsilon_{ц} \sigma_y N_{ц} V_m k_3 \quad (5)$$

где $\varepsilon_{ц}$ - средняя цикловая относительная деформация зубка за один удар. Произведение $\varepsilon_{ц} N_{ц}$ составляет суммарную пластическую деформацию зубка.

Работу пластической деформации можно представить как площадь прямоугольника, показанного пунктиром на рис. 5, умноженную на некоторый коэффициент заполнения диаграммы k_3 . С учетом упругопластического характера ударного нагружения примем $k_3 \approx 1$. Надо отметить, что в процессе циклической наработки возможен постепенный переход от упругопластической деформации зубков к чисто упругой, без существенного изменения значения средней цикловой работы пластической деформации. В этом случае после определенного числа циклов возможно резкое снижение скорости пластической деформации, но накопление внутренней энергии продолжит сохранять линейную зависимость от числа циклов наработки. Следует также отметить, что до начала наработки на стенде материал имеет исходную поврежденность, что можно учесть дополнительным слагаемым $\Delta e_{пл}$, которую можно определить как разность между начальным значением энергии активации пластической деформации материала и минимальным начальным значением энергии активации непроработанных образцов данной марки сплава.

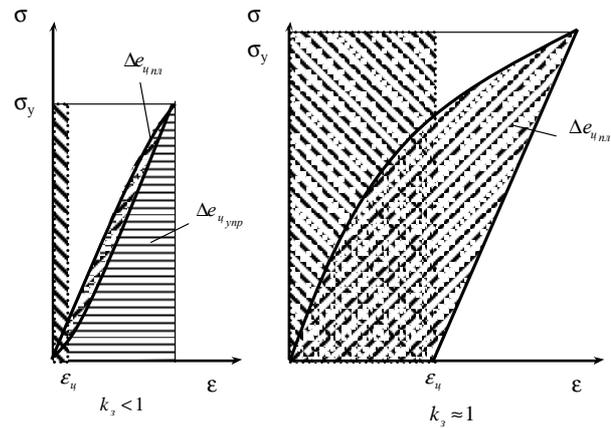


Рис. 5. Иллюстрация к оценке затраченной работы на пластическую деформацию материала.

Энергию активации разрушения u_0^* можно определить как величину энергии активации пластической деформации твердых сплавов, достигших состояния предразрушения. Практически величину u_0^* можно определять на разрушенных образцах вблизи места излома.

На основе проведенной идентификации получим модель накопления повреждаемости в зубках при ударных циклических испытаниях в виде

$$\Delta u = RT \ln \left(\frac{t_{ц} N_{ц}}{\tau_0} \right) + \frac{V_m F_y^2}{2 E S_y^2} 10^{-4} + \quad (6)$$

$$+ 10^{-5} \varepsilon_{ц} \sigma_y N_{ц} V_m + (u_{0н} - u_{0i})$$

Разрушения можно ожидать, когда приращение внутренней энергии достигнет критической величины.

Вклад каждого слагаемого при циклических испытаниях схематично проиллюстрирован на рис. 6. Как видно из рисунка, основной вклад в процесс разрушения вносит третье (деформационное) слагаемое, которое обуславливает постоянное, близкое к линейному, цикловое приращение внутренней энергии материала. За счет первого и третьего слагаемого в (6) можно утверждать, что существует некоторое конечное число $N_{ц}$, при котором условие разрушения (2) будет выполнено.

По результатам проведенных в предыдущем разделе экспериментов можно осуществить идентификацию обобщенной модели повреждаемости и разрушения конструкционных материалов. Необходимые данные

были собраны и систематизированы в таблице 1.

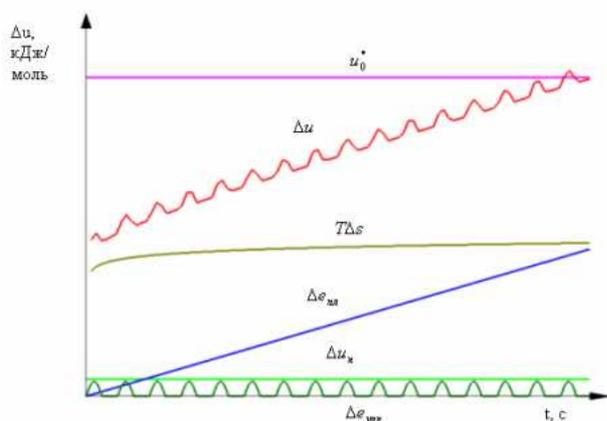


Рис. 6. Схема накопления энергии повреждаемости в материалах

При составлении моделей повреждаемости было учтено, что в выбранной системе размерностей значение универсальной газовой постоянной составляет $R = 0.008314$ кДж/моль·К, температура образцов

в процессе наработки на стенде существенно не изменялась и составляла $T \approx 293\text{K}$ (20°C), значение постоянной времени было принято $\tau = 10^{-12}$ с, начальная запасенная энергия пластической деформации для всех твердых сплавов на основании анализа экспериментальных данных была принята равной $U_{из} = 60$ кДж/моль, среднее локальное давление в зоне вершины зубков при испытаниях составляло $\sigma = 600$ кгс/мм², анализ эпюр нагружения показал, что длительность ударной динамической нагрузки составляет около 0,001 с при длительности одного цикла $t_{ц} \approx 0,25$ с, что соответствует частоте ударов ~ 4 Гц. Расчетный молярный объем для сплава ВК-10 составляет ~ 10500 мм³/моль, для сплава ВК-16 – 10800 мм³/моль.

Таблица 1. Данные усталостных испытаний твердосплавных зубков

Типоразмер зубка	Марка твердого сплава	№ образца	Исходная энергия активации U_n , кДж/моль	Энергия активации разрушения, кДж/моль	Средняя пластическая деформация зубка за цикл испытаний ϵ_4 , %
R4704	ВК-10	1	108	250	0,02500
		2	141		0,00052
		3	88		0,00310
		4	138		0,00050
		5	91		0,11620
R0073	ВК-16	1	88	230	0,00388
		2	99		0,12540
		3	91		0,00340
		4	68		0,07719
		5	66		0,00170

Приведенные в таблице экспериментальные данные подставлялись в кинетическую модель повреждаемости. Полученные частные кинетические модели повреждаемости и построенные по ним расчетные кривые для зубков типоразмеров R4704 (сплав ВК 10) и R0073 (сплав ВК 16) приведены соответственно на рис. 2 и 3. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показало их хорошее соответствие, что

подтверждает возможность применения для описания повреждаемости твердых сплавов приведенной кинетической модели.

Список литературы

1. Патент №2166745 от 2001.05.10, G01N3/56. Способ оценки энергии активации разрушения материала поверхностного слоя, деформированного трением // Д.Г. Громаковский, И.Д. Ибатуллин И.Д. и др.

KINETICS OF FATIGUE FAILURE OF HARD ALLOYS

© 2006 N.S. Nassif, I.D. Ibatullin

In the paper results of an experimental researching the kinetics of fatigue failure of hard alloy teeth of chisels are described at cyclic shock influence. It is shown, that kinetics of damaging the teeth may be described by calculation models, received on the basis of structure-energetic theory.

СТЕНД И МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ЗУБКОВ БУРОВЫХ ДОЛОТ НА УДАРНУЮ СТОЙКОСТЬ

© 2006 Н.С. Нассиф, Р.М. Богомолов, И.Д. Ибатуллин, В.И. Кремлев

ОАО «Волгабурмаш», г. Самара
Самарский государственный технический университет

В докладе представлено решение задачи вывода производственных испытаний зубков буровых долот на новый уровень, позволяющий вплотную приблизиться к проблеме прогнозирования их прочностных свойств, одновременно обеспечив ускоренный и неразрушающий характер испытаний.

Современная нефтегазодобывающая промышленность идет по пути интенсификации силовых и скоростных режимов бурения, что требует постоянного совершенствования породоразрушающих твердосплавных элементов буровых долот и предъявляет более жесткие требования к методам оценки их качества. Последнее усугубляется тем, что большинство существующих методик ресурсных испытаний материалов основаны на устаревших концепциях прочности, не отвечающих современным представлениям физики разрушения твердых тел. В результате получаемые характеристики зачастую не отражают эксплуатационные свойства изделий. Так, многолетние исследования не позволили установить однозначной корреляции эксплуатационной стойкости зубков с данными лабораторных оценок твердости, коэрцитивности, предела прочности на изгиб и др. характеристик твердого сплава.

Повышение адекватности результатов лабораторных испытаний возможно на основе идентификации и моделирования ведущих физических механизмов разрушения материалов возникающих при эксплуатации. Твердосплавные зубки шарошечных долот при бурении подвергаются в основном двум видам разрушающего воздействия – трению в абразивной среде и циклическому ударному воздействию о породу, вызывающих соответственно абразивное изнашивание и усталостное разрушение (хрупкие сколы), лимитирующие долговечность долот.

Поэтому повышение эксплуатационной долговечности зубков связано с задачей повышения износостойкости и трещиностойкости твердого сплава. Эти свойства необходимо контролировать в совокупности, поскольку основной метод повышения износостойкости – повышение твердости, как пра-

вило, уменьшают сопротивление хрупкому разрушению, и, наоборот, с уменьшением твердости (ростом пластичности) увеличивается трещиностойкость, а износостойкость при этом падает. Таким образом, указанные свойства конкурируют в материале и для решения проблемы важно регламентировать значения каждого из параметров.

Другой проблемой является большая продолжительность испытаний на надежность зубков. Так при испытаниях на циклическое сжатие зубков число циклов составляет более 10^6 . Повышение производительности испытаний возможно при форсировании режимов нагружения, при которых, тем не менее, действующие механизмы разрушения материалов идентичны эксплуатационным. Форсирование часто осуществляют путем повышения динамичности нагружения. При ударных испытаниях таким фактором является скачок силы при ударе зубка о стальную плиту. Поскольку ударное взаимодействие протекает достаточно быстро, контроль динамической силы требует специальной аппаратуры, способной регистрировать данные с периодом, намного меньшим длительности удара. Повышение динамичности позволяет существенно ускорить исследования без значительного снижения качества сравнительного анализа с достаточной степенью сопоставимости результатов экспериментов и данных эксплуатации.

Другой, более эффективный способ ускорения испытаний на прочность основан на идентификации и анализе кинетических моделей повреждаемости материалов. Основоположителем такого подхода является В.В. Федоров, впервые показавший, что разрушение материала является заключитель-

ной стадией накопления энергии повреждаемости [1]. В данной статье описаны результаты модернизации стенда и совершенствования методики испытаний зубков буровых долот, а также описан новый способ ускоренных испытаний зубков, основанный на прогнозировании их долговечности при использовании кинетической модели повреждаемости твердых сплавов.

Стенд, установленный в научно-исследовательской лаборатории ОАО «Волгабурмаш», позволяет производить следующие виды испытаний: оценку сравнительной ударной стойкости зубков; оценку сравнительной износостойкости зубков при трении скольжения о стальную плиту и оценку сравнительной стойкости зубков к изнашиванию при ударе. Несмотря на то, что указанные испытания не позволяют в полной мере отразить все условия работы зубка на забое при эксплуатации, они отражают косвенные характеристики прочности твердосплавных материалов зубков буровых долот и позволяют определить степень влияния вносимых технологических или конструктивных изменений, на качество получаемых изделий.

Рабочее место оператора обеспечено дистанционным управлением стенда (запуск, остановка, настройка), мониторинга параметров испытаний в режиме реального времени и сохранения экспериментальных результатов в базе данных. При испытаниях микроконтроллерная система сбора данных, подключенная к компьютеру, с частотой выборок 1кГц отображает действующие значения: температуры гидравлической жидкости в нагружающих гидроцилиндрах, нормальных и касательных сил, действующих на зубок, а также числа циклов нагружения.

Принцип действия стенда заключается в следующем. Перед испытанием исследуемый зубок запрессовывается с натягом в специальную оправку на глубину его крепления в шарошке. Оправка, через датчик силы, устанавливается на штоке гидроцилиндра ударного механизма. Шток, совершая вертикальные возвратно-поступательные перемещения, при опускании долбит вершиной закрепленного на нем зубка металлическую плиту с заданным усилием удара, контролируемым датчиком силы и отображаемым на

экране компьютера в виде развернутой во времени эпюры нагружения зубка.

При каждом ударе плита принудительно перемещается относительно ударного механизма на 1 шаг, регулируемый в диапазоне 1...5мм. После прохождения всей длины плиты (300×300мм) удары повторяются в обратном направлении с боковым смещением на один шаг в сторону гладкой поверхности. Удары по плите и ее перемещение осуществляются в автоматическом режиме. В качестве критерия стойкости зубка к ударным воздействиям принимают количество циклов нагружения до разрушения зубка. Количество ударов фиксируется счетчиком. При появлении трещины или разрушении зубка стенд отключается.

Режимы испытаний на удар имеют следующие общие параметры: частота циклов ударного нагружения - 4...6 Гц; твердость рабочей плиты, HRC₃ - 62...64; шероховатость поверхности рабочей плиты, R_z - 0,16...0,32; твердость материала оправки HRC₃ - 35...45; величина натяга при запрессовке 0,09...0,14 мм.

Для обеспечения сопоставимости результатов при ударных испытаниях зубков различного типоразмера важно, чтобы каждый цикл нагружения был строго тарифован. Последовательные удары, независимо от типоразмера зубков, должны нести в себе определенное и эквивалентное для всех испытываемых образцов одного сплава количество разрушающего воздействия, выражаемого определенным значением некоторого физического параметра. В качестве таких параметров ранее принимались экстенсивные величины, такие как энергия и сила удара. Стабильность этих показателей при испытаниях не могла обеспечить сопоставимость результатов испытаний зубков из одного сплава, при варьировании формы и размеров зубков, изменении материала и твердости плиты, точки приложения силы на плите, эпюры нагружения и др. факторов, не имеющих прямого отношения к прочности испытываемого материала.

Более обоснованным является тарифовка ударного воздействия по интенсивным, удельным характеристикам, таким как, например, удельная энергия разрушения, вязкость разрушения, локальное давление и др.

Последний показатель был выбран для тарирования удара, для чего его величина была пронормирована для каждого типоразмера зубков. Уровень локального давления выбирается ниже предела прочности твердого сплава, вследствие чего разрушение имеет усталостный характер и происходит после определенного числа циклов нагружения. Этим обеспечивается адекватность результатов сравнительных испытаний эксплуатационным показателям надежности.

Анализ картины хрупкого разрушения твердосплавных зубков при ударных испытаниях показывает, что очаг разрушения формируется в верхней части зубка, где поперечное сечение зубка, воспринимающее нагрузку, минимально и, соответственно развиваются максимальные локальные давления. При испытаниях задаются постоянно для каждого типоразмера и материала зубка величиной локального давления действующего в области вершины зубка P_3 , составляющей около 30% от статической прочности твердых сплавов на сжатие (от 2800 до 6000 МПа), и такого давления, при котором число циклов нагружения до разрушения зубка находится в пределах от $10^3 \dots 10^4$. В процессе испытаний давление в гидросистеме и температура рабочей жидкости сохраняются стабильными и постоянно контролируются.

Сила удара зубка о плиту, контролируемая по эпюрам нагружения, в основном зависит от давления в гидросистеме и высоты подъема зубка над плитой и устанавливается в зависимости от площади контакта зубка с плитой. Эта площадь, зависящая от типоразмера зубка, марки материала, его пластических свойств, давления и др. факторов, оценивается экспериментально. Таким образом, стабилизация давления P_3 , возникающего в области вершины зубка в момент удара, обеспечивается стабильностью площади контакта и силы ударного нагружения.

Для определения требуемой величины силы удара для каждого типоразмера зубков строится эпюра «нормальная нагрузка – давление» (рис.1а). Сила ударного нагружения F_y находится по эпюре в точке, соответствующей величине давления P_3 . Для построения эпюры $P=f(F_N)$ экспериментально оценивают площади контакта S_i вершины зубка и

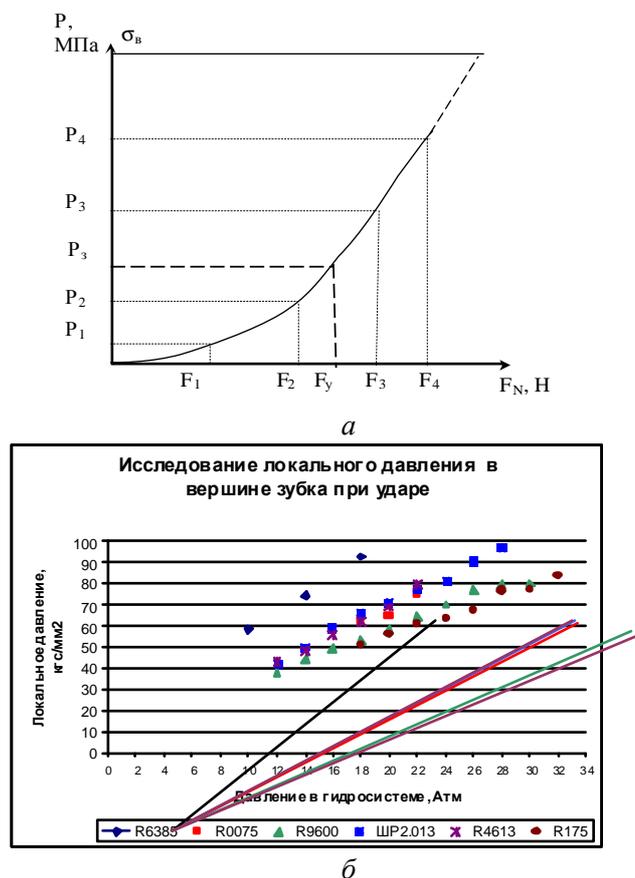


Рис. 1. Зависимость локального давления в вершине зубка от давления в гидросистеме

величину нормальной ударной нагрузки F_{Ni} при 3...4 значениях давления в гидросистеме, затем рассчитывают соответствующие величины давления на вершине зубка $P_i = F_{Ni} / S_i$ и строят эпюру в координатах «давление - нагрузка». Пример исследования зависимости локального давления в вершине зубков при ударных испытаниях от давления в гидросистеме ударного механизма для различных типоразмеров зубков приведен на рис.1б. При локальном давлении в вершине зубка 800 МПа ударная стойкость испытанных зубков составила около 4000 циклов.

После определения величины необходимого усилия ее значение устанавливается при испытаниях путем регулирования давления в гидросистеме и контроля величины F_N до выполнения условия $F_N \cong F_y$. При изменении материала плиты, температуры испытаний, типоразмера зубков и др. условий испытаний процедура оценки F_y повторяется вновь. Результаты каждой оценки F_y и получаемые при этом эпюры нагружения сохраняются для последующей систематизации экспериментальных данных и составления

математической модели для расчетной оценки величины F_y .

Эпюры нагружения, полученные при экспериментах, показали, что ударное воздействие состоит из трех стадий, см. рис. 2: в начальный момент удара формируется импульс динамической составляющей нагрузки, обусловленный инерционной перегрузкой при остановке движущегося штока; затем возникают затухающие колебания с частотой собственных колебаний нагружаемого устройства, порядка 40Гц, переходящие в равномерное квазистатическое нагружение, при котором установившееся значение силы, определяется давлением штока гидроцилиндра.

Первые две фазы обусловлены переходным процессом при ступенчатом нагружении. Коэффициент динамичности при ударе, как показали эксперименты, может достигать величин 3...5. Длительность удара составляет до 1 мс и мало зависит от высоты хода штока при ударе и давления в гидросистеме. Наличие первых двух фаз наблюдалось даже при предварительном касании зубка плиты, когда ход поршня был обусловлен только упругими деформациями плиты. Устранить первые две фазы удалось только после предварительного вдавливания с определенным усилием вершины зубка в плиту. При повышении частоты ударов, длительность импульсов нагружения сокращалась, при этом происходит уменьшение длительности фазы *в* до полного ее исчезновения, после чего начинает сокращаться фаза *б*. Полученные эпюры указывают на то, что момент разрушения может быть связан с фазой *а*, когда действующие на вершину зубка силы наиболее высоки, а длительность прижатия достаточна для роста трещины и образования хрупкого скола.

Исследование влияния различных факторов (частоты нагружения, давления в гидросистеме, высоты подъема зубка над плитой) на эпюру ударного нагружения при испытаниях зубков показало, что наиболее эффективно управление ударной нагрузкой производится путем регулировки давления в гидросистеме ударного механизма (рис.3)

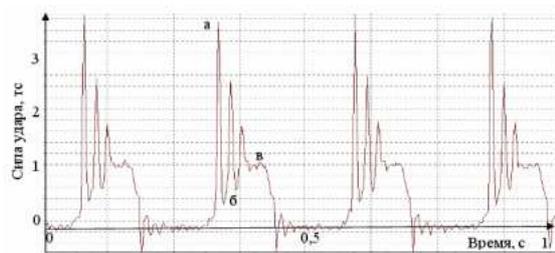


Рис. 2. Характерный вид эпюры нагружения зубков при ударных испытаниях (показано четыре последовательных цикла нагружения).

при частоте ударов 4Гц и высоте подъема зубка над плитой до 15мм. При повышении частоты ударов и увеличении высоты подъема зубка начинает возрастать нелинейность зависимости силы удара от давления в гидросистеме и существенно повышается разброс значений ударной нагрузки.

Исходные данные и результаты испытаний в виде эпюр нагружения, температуры и числа циклов сохраняются в файлах базы данных компьютера.

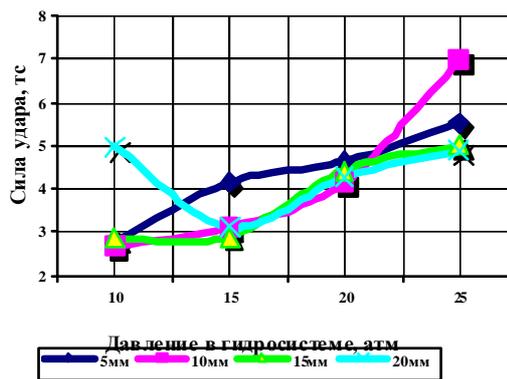


Рис. 3. Исследование влияния давления в гидросистеме на силу удара при варьировании высоты подъема зубка над плитой (частота нагружения 4 Гц)

Установленные на компьютере программы позволяют просматривать записанные эпюры, а также выполнять статистическую обработку результатов испытаний, включая оценку среднего значения числа циклов до разрушения, среднего квадратического отклонения, абсолютной и относительной погрешности экспериментальных результатов. Имеется возможность установить доверительные вероятности для оценки погрешностей на уровне 0,9; 0,95 и 0,99. Статистическая обработка основана на методах математической статистики с использованием распределения Гаусса. Погрешности вычисляются по критерию Стьюдента.

Решение задачи вывода производственных испытаний зубков буровых долот на новый уровень, позволяющий вплотную приблизиться к проблеме прогнозирования их прочностных свойств, одновременно обеспечив ускоренный и неразрушающий характер испытаний, только за счет дальнейшего развития технических средств производственных испытаний твердосплавных зубков невозможно, необходимы экспериментальные и теоретические исследования фундаментальных закономерностей повреждаемости твердых сплавов, на основе которых можно было бы формализовать кинетику их разрушения в виде конкретных расчетных моделей.

В качестве базовой кинетической модели накопления повреждаемости был рассмотрен энергетический критерий разрушения в виде

$$U_0 = RT \ln(t_y N_u / \tau_0) + 10^{-5} V_m \dot{\epsilon}_u \sigma_y N_u + U_n \quad (1)$$

где R - универсальная газовая постоянная, кДж/моль·К; T - абсолютная температура, К; t_y - длительность удара, с; N_u - наработка, циклов; V_m - молярный объем, мм³/моль; $\dot{\epsilon}_u$ - средняя относительная деформация за цикл; σ_y - локальное давление в вершине зубка при ударе, кгс/мм²; U_n - исходное значение энергии повреждаемости, кДж/моль. Величина запасенной при деформации энергии контролировалась по изменению энергии активации пластической деформации материала вершины зубков [2].

Исследования показали, что изменения механических свойств твердосплавных зубков наблюдаются уже после их непродолжительной наработки на стенде. При этом все необходимые экспериментальные данные для создания кинетической модели (1) можно получить уже на начальном этапе изучения повреждаемости зубков на стенде. Такими данными являются – температура испытаний, начальная энергия активации и цикловая деформация зубка. Момент разрушения зубка можно оценить исходя из условия разрушения - равенства запасенной при испытаниях энергии соответствующему критическому значению энергии активации пластической деформации.

В разработанной экспериментально-расчетной методике ускоренных испытаний твердосплавных зубков делается выборка из партии твердосплавных зубков, достаточная для адекватного описания свойств всей партии, производится оценка начального значения энергии активации пластической деформации материала вершины зубков, оценивается исходная высота зубка, производится наработка зубка на стенде в течение 1...2 минут, повторно определяется высота зубка и рассчитывается цикловая деформация, полученные данные подставляются в кинетическую модель (1) и проверяется соответствие расчетного ресурса зубков требуемому значению.

В данной методике не учитывается нелинейность изменения цикловой деформации, что приводит к несколько заниженным расчетным результатам. Кроме того, на погрешность испытаний влияет разброс результатов оценки энергии активации и деформации.

Для оценки эффективности данной методики были проведены испытания нескольких партий твердосплавных зубков. На рис.4, 5 представлены результаты прогнозирования ресурса согласно вышеприведенной методике партий зубков типоразмеров R5458 и R2560 (сплав ВК10).

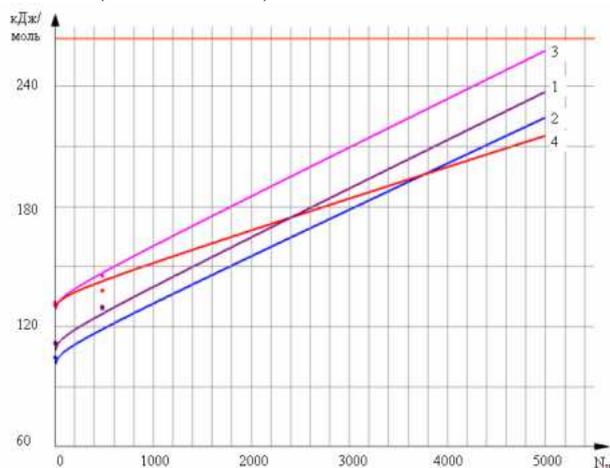


Рис. 4. Результаты прогнозирования долговечности зубков по результатам ускоренных испытаний зубков R2560 (верхняя горизонтальная линия – критический уровень энергии активации)

На тех же рисунках приведены модели повреждаемости для каждого зубка, полученные по результатам предварительной наработки, длительностью в одну минуту.

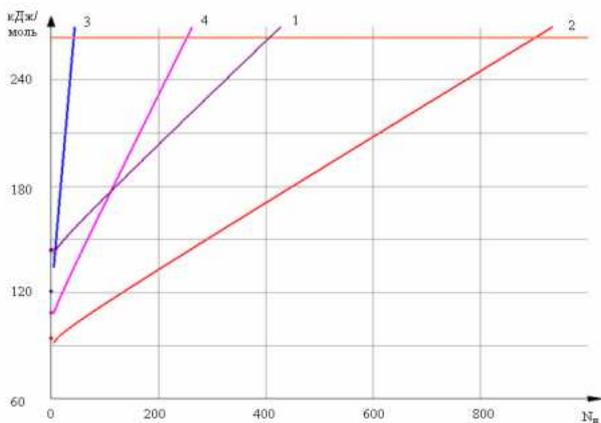


Рис. 5. Результаты прогнозирования долговечности зубков по результатам ускоренных испытаний зубков R5458

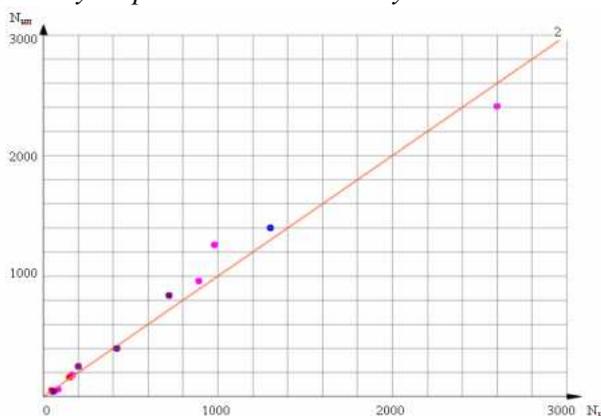


Рис. 6. Корреляция между прогнозируемым $N_{пр}$ и фактическим N_u числом циклов до разрушения зубков различных партий

Первая партия показала достаточно высокий расчетный ресурс. Все зубки, согласно

прогнозу должны были выдержать 4800 циклов наработки без разрушения. Вторая партия показала низкие результаты. Прогнозируемая долговечность не превышала 1000 циклов. Экспериментальная проверка подтвердила эти прогнозы.

Результаты исследования корреляции прогнозируемого и фактического ресурса приведены на рис. 6.

Средний разброс прогнозирования находится в пределах 20%, что является допустимым. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных при испытании зубков из сплавов ВК10 и ВК 14 показало их хорошее соответствие, что подтверждает возможность применения для описания повреждаемости твердых сплавов приведенной кинетической модели.

Список литературы

1. Федоров В.В. Термодинамические аспекты прочности и разрушения твердых тел. -Ташкент: Изд. ФАН, Уз.ССР, 1979.-168с.
2. Патент №2166745 от 2001.05.10, G01N3/56. Способ оценки энергии активации разрушения материала поверхностного слоя, деформированного трением //Д.Г. Громаковский, Е.В. Беленьких, И.Д. Ибатуллин И.Д. и др.

THE STAND AND METHOD OF TESTING THE HARD ARMS OF CHISELS ON SHOCK RESISTANCE

© 2006 N.S. Nassif, R.M. Bogomolov, I.D. Ibatullin, V.I. Kremlev

In the article results of modernization of the stand and perfection of a technique of testing the hard alloy teeth of chisels on resistance to cyclic shock loadings are presented. The technique of the accelerated tests based on kinetic model of damaging of hard alloys is described.

© 2006 Н.С. Нассиф, И.Д. Ибатуллин, В.И. Кремлев, В.Е. Барынкин

ОАО «Волгабурмаш», г. Самара
Самарский государственный технический университет

Описание методики испытаний опор буровых долот которая позволяет существенно повысить эффективность работы по повышению надежности буровых долот.

Опоры буровых долот относятся к узлам трения, работающим в выраженных неблагоприятных условиях. Высокие нагрузки, абразивная и коррозионно-активная среда обуславливают относительно низкую долговечность опор. Кроме того, надо отметить высокий уровень наиболее опасных – вибрационных воздействий на узлы трения шарошечных долот. Частотный спектр динамических воздействий на них при эксплуатации имеет порядок $10^1 \dots 10^3$ Гц, а амплитуда доходит до ударных нагрузок. Данный частотный уровень находится в диапазоне частот вынужденных вибраций, возникающих при эксплуатации буровых долот, что является нежелательным, так как приближение частот вынужденных колебаний к собственной частоте стыка приводит к резонансному усилению уровня вибраций и преждевременному разрушению материалов опоры.

Поэтому наличие вибрации в опорах ставится в один ряд с основными разрушающими факторами, лимитирующими долговечность шарошечных долот, и поэтому требует тщательного изучения.

В настоящее время имеются средства и методы контроля вибраций, возникающих при бурении скважин, систематизированы их основные виды, получены данные о характерных силовых и частотных параметрах динамического воздействия. Как правило, при анализе вибронагруженности долот основное внимание уделяется оценке влияния вибраций на скорость или производительность бурения. При производстве долот важно оценивать влияние вибраций на долговечность опор, что требует соответствующих стендов и методик испытаний.

Для натурных испытаний опор отдельных секций буровых долот в лаборатории ОАО «Волгабурмаш» совместно с НТЦ «Надежность» СамГТУ был модернизирован

специальный стенд, предназначенный для сравнительной оценки качества различных видов наплавки, покрытий и проверки технических решений по повышению работоспособности и долговечности опор буровых долот при работе на забое. В качестве основы для разработки послужила типовая конструкция стенда для испытаний опор секций буровых долот 70-х годов (рис. 1).

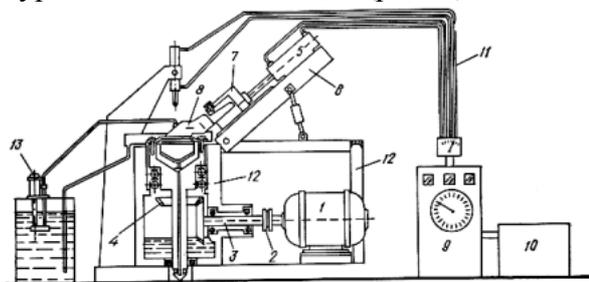


Рис. 1. Схема установки для испытания опор буровых долот [1]. 1 – двигатель, 2 – муфта-моментомер, 3 – горизонтальный вал, 4 – коническая передача, 5 – гидроцилиндр нагружения образца по оси секции, 6 – рама, 7 – узел фиксации секции, 8 – секция, 9 – гидростанция, 10 – пульсатор, 11 – трубопровод, 12 – станина.

Основные параметры стенда: скорость вращения шарошки - $100 \dots 1500$ мин⁻¹; усилие гидроцилиндра, создающего нагрузку по оси долота - до 8 тс, по оси шарошки – до 4 тс; динамическая нагрузка – до 1 тс; частота пульсации - до 1000 цикл/мин. Стенд позволяет изучать процесс изнашивания опор и оценивать температуру саморазогрева поверхностей в зоне трения в зависимости от приложенных статических и динамических нагрузок, характеристик смазки и промывочной жидкости. При испытаниях осевое усилие на лапу составляет одну треть от эксплуатационной нагрузки на долото соответствующего типоразмера. Частота вращения шарошки устанавливается равной эксплуатационной, частота наложенных колебаний – в три раза выше. Стенд оснащен компьюте-

ризированной системой управления и сбора данных (рис.2), которая оценивает величину радиального и осевого износа цапфы, температуру на поверхностях трения, а также момент трения шарошки. Разработанная система сбора данных и управления предназначена для выполнения следующих функций:

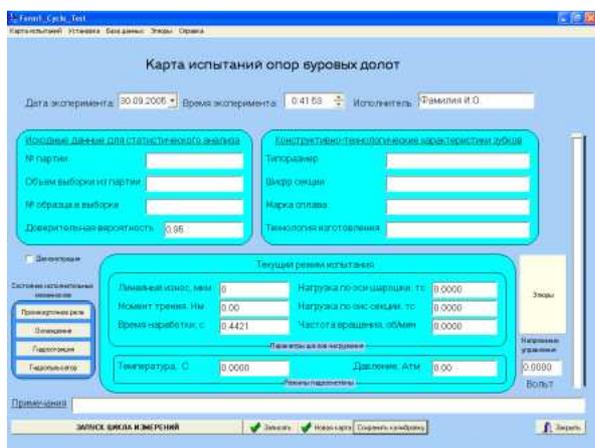


Рис.2. Вид главной формы рабочей программы

1. Управление работой станда с пульта персонального компьютера (ПК).
2. Мониторинг режимов испытаний на экране ПК.
3. Автоматизированный сбор информации в базу данных.
4. Автоматизированное создание отчетов по испытаниям зубков буровых долот.

Управление работой станда предусматривает возможность его запуска и остановки с пульта компьютера и тарировки датчиков станда

Мониторинг режимов испытаний предусматривает: введение датчиков сил, действующих на образец во время испытаний по осям шарошки и секции, датчика температуры введение в рабочую программу компьютера функции графической визуализации на экране показаний всех датчиков в режиме реального времени и сохранения данных в отдельных файлах для возможности последующего анализа экспериментов.

Датчики сил представляют собой пружинные измерительные кольца с наклеенными на их внутреннюю и внешнюю поверхности тензодатчиками. Можно использовать стандартные пружинные дина-

мометры с соответствующими пределами измерений.

Автоматизированный сбор информации в локальную базу данных предусматривает преобразование и сохранение информации об испытываемых зубках в локальной базе данных, имеющей следующие поля: дата испытаний; № партии; типоразмер опоры; шифр; код технологии изготовления; объем выборки из партии; № образа в выборке; долговечность; температура в гидросистеме, °С; линейный износ, мкм; давление в гидросистеме, Атм; нагрузка по оси шарошки, тс; нагрузка по оси секции, тс; время наработки, с; момент трения, Нм; доверительная вероятность (по умолчанию $P_d=0,95$); Ф.И.О. исполнителя.

Автоматизированное создание отчетов по испытаниям зубков предусматривает вывод на экран ПК (или на печатающее устройство) требуемых записей из локальной базы данных, оформленных в виде отчета по результатам испытаний.

Рабочее место оператора оснащено персональным компьютером, установленном в специальном шкафу. В компьютер установлены рабочая программа (РП) для проведения испытаний опор буровых долот и локальная база данных БД 1 для хранения информации по испытаниям опор и ее последующей передачи в общую базу данных БД 2, расположенную на удаленном сервере информационно-вычислительного центра ОАО "Волгабурмаш" посредством локальной сети или на дисковых накопителях. Иконка программы выведена на рабочий стол ПК с именем VBMwear.

Управление испытательной установкой оператор осуществляет посредством команд, подаваемых из рабочей программы, путем их выделения и ввода с клавиатуры, либо нажатием кнопок управления левой клавишей мыши.

Связь РП с установкой реализована посредством электронного блока системы сбора данных и управления. Микроконтроллер МК системы, собранный на базе процессора ADuC831BS, осуществляет: сбор, усиление и цифровое преобразование сигналов, поступающих с датчиков сил; передачу текущей информации о режимах испытаний в рабочую программу; передачу команд оператора

на исполнительные механизмы установки посредством замыкания силовыми ключами системы сбора данных и управления цепей электрической схемы установки.

В механической части стенда для измерения момента трения была разработана специальная муфта, преобразующая момент сопротивления вращению в тарированное осевое смещение одной из полумуфт.

Проработка различных вариантов показала, что наиболее эффективным способом закрепления испытываемой секции на стенде, обеспечивающим достаточно высокую жесткость фиксации лапы при большом числе степеней свободы, необходимом для самоустановки образца в рабочем (при испытаниях) положении, является зажим хвостовой части секции в призме, перемещающейся в шаровой опоре. Шаровая опора обеспечивает поворот ловителя в любом направлении относительно центра сферы.

В результате модернизации приспособления для фиксации секции долота при испытаниях обеспечено следующее:

- отклонение от соосности шарошки с осью вращения испытательной чашки не превышает 1° при возможности самоустановки образца в держателе;

- при нагружении образца оси приложения сил силовыми гидроцилиндрами совпадают с осями секции и шарошки;

- получено надежное, технологичное разъемное соединение испытываемой секции с держателем, не требующее специальной доработки секции.

- обеспечена универсальность приспособления по отношению к секциям различного типоразмера.

- сокращается длительность подготовительных операций при испытаниях опор шарошечных долот.

Стендовые образцы обрабатывают на режимах, соответствующих обработке долот в условиях турбинного бурения. В качестве промывочной жидкости применяется глинистый раствор (из бентонитового глинопопорошка) с удельным весом $1,15 \text{ т/см}^3$ и вязкостью 30 с, по СПВ-5 и содержанием абразивных частиц до 1%. Имитацию вибраций на опору осуществляли за счет биения оси шарошки относительно оси вращения стенда в пределах $0,1 \dots 0,2 \text{ мм}$.

В процессе испытаний опора периодически, через 20 тыс. оборотов шарошки, разбирается для фиксации процесса изнашивания. Отработку образцов заканчивают при появлении усталостных выкрашиваний на всех трех дорожках качения опоры, причем в качестве критерия принимали и фиксировали появление первого очага выкрашивания на каждой из дорожек. Результаты обрабатывали методами математической статистики.

Силовой привод установки, обеспечивающий статическое и динамическое нагружение стендового образца опоры по осям шарошки и долота – гидравлический. В результате модернизации, с учетом технических требований к испытаниям опор буровых долот гидропривод установки обеспечивает следующее.

1. Возможность независимого бесступенчатого регулирования статических нагрузок, создаваемых гидроцилиндрами, по оси шарошки до 4 тс, по оси долота – до 8тс.

2. Возможность встраивания в гидросистему установки отечественных и зарубежных гидропульсационных машин типов: ГРМ 1, ГРМ 2, МУГП – 5, МП – 300, ЦДМ – 10мПу, ЦДМ – 203мПУ для создания пульсаций давления рабочей жидкости частотой до 30Гц и усилием амплитудой до 1тс.

3. Возможность автоматизированного запуска гидростанции и контроля сил, действующих на стендовый образец опоры по осям шарошки и долота, посредством тензометрических датчиков.

Дополнительно к стендовым испытаниям разработаны лабораторные методики контроля качества материала поверхностных слоев деталей пар трения, основанные на методе склерометрии. Методики позволяют оценить влияние на поверхности трения пластичных смазок и определить уровень пластичности материала секции.

Традиционные испытания антифрикционных и противоизносных характеристик смазочных материалов, выполняемые стандартными методами имеют ряд недостатков, связанных с невозможностью точной оценки температурной зависимости влияния граничных слоев смазочного материала на свойства поверхностного слоя вследствие его саморазогрева. Особенно сложно оценивать влияние смазочного материала на узлы

трения, разогревающиеся при эксплуатации до высоких температур. К таким узлам, в частности, относятся опоры шарошечных долот, что зачастую требует проведения дополнительных длительных и дорогостоящих натуральных испытаний. В НТЦ «Надежность» совместно с ОАО «Волгабурмаш» разработана новая методика экспресс оценки влияния смазочных материалов на состояние поверхностных слоев металлов. Новизна подхода заключается в том, что влияние среды оценивается по изменению энергии активации пластической деформации поверхностного слоя. Величина и знак приращения энергии активации позволяет характеризовать упрочняющее, разупрочняющее или нейтральное действие среды.

Энергия активации пластической деформации поверхностных слоев оценивается склерометрическим методом (патент РФ №2166745). Для этого из приработанных в эксплуатационных условиях деталей опор буровых долот вырезают образцы, устанавливают на приборном столике склерометра и производят постепенный нагрев образцов со скоростью около 2 °С/мин до достижения максимальной эксплуатационной температуры, на которую рассчитан испытываемый смазочный материал. При этом через каждые 5 °С на приработанной поверхности производится оценка энергии активации пластической деформации. Затем образец охлаждают до комнатной температуры, наносят на его поверхность тонкую пленку исследуемого смазочного материала и вновь производится оценка величины энергии активации для смазанной поверхности. При каждой температуре находят разность значений энергии активации для сухой и смазанной поверхности, которая и является энергетической характеристикой влияния среды. Образцы, после удаления модифицированного поверхностного слоя, могут использоваться многократно. Длительность испытаний зависит от исследуемого диапазона температур. Отсутствие саморазогрева материала поверхностного слоя при склерометрировании дает объективную оценку влияния смазочных материалов на металлическую поверхность при заданной температуре.

Эксперименты показали высокую чувствительность величины энергии активации

пластической деформации ко многим факторам, влияющим на состояние поверхностного слоя: изменению температуры, составу среды, напряженно-деформированному состоянию и структуре материала, микротвердости и др. Это позволяет производить оценку комплексных синергетических эффектов. Установлено, что материал поверхностного слоя при наличии граничной пленки смазочного материала находится в состоянии неустойчивого динамического равновесия, которое получается вследствие баланса действия ряда эффектов, оказывающих конкурирующее влияние на прочность поверхностного слоя. Изменение температуры на несколько градусов за счет действия среды может существенно изменить состояние материала. Подтверждена эффективность описанной методики при оценке свойств, выборе и оптимизации состава смазочных материалов для конкретных пар трения в опорах буровых долот с учетом их рабочих температур.

Помимо стендовых и лабораторных испытаний опор буровых долот в ОАО «Волгабурмаш» развиваются новые подходы, связанные с компьютерным моделированием фрикционного взаимодействия в опорах долот, поскольку режим трения и преобладающий вид изнашивания в опорах буровых долот во многом определяется условиями, реализуемыми участками фактического и контурного касания шероховатых поверхностей деталей пар трения. Однако решение контактных задач даже в весьма упрощенной постановке часто сопряжено с высокой трудоемкостью. Ситуация изменилась с появлением компьютерных технологий, позволяющих оперативно и качественно моделировать контактные взаимодействия поверхностей. Одним из таких программных пакетов является ANSYS, позволяющий на основе конечно-элементных моделей наглядно получать данные о распределении напряжений, деформаций, перемещений материала поверхностного слоя.

Одним из направлений применения программы ANSYS стал компьютерный анализ толщины поверхностного слоя, подверженного накоплению повреждаемости при малоцикловой и многоцикловой усталости, в зависимости от различных условий нагружения, параметров неровностей контактирую-

щих поверхностей, их механических свойств и др. факторов. Решение данной задачи уменьшает число эмпирически определяемых параметров, необходимых для расчетов на усталостное изнашивание материалов деталей пар трения. В частности важное практическое значение имеет оценка толщины поверхностного слоя, разрушаемая за один кинетический акт усталостного изнашивания, ограниченная, как известно, глубиной залегания debris-слоя. Не менее важна задача оценки глубины повреждаемости при контактной фрикционной усталости, размеры которой могут на порядки превышать зону малоциклового усталости. Поскольку в данной области при эксплуатации аккумулируются необратимые повреждения ее необходимо учитывать как при расчетах долговечности деталей пар трения. Оценка

соотношения глубины внедрения твердых неровностей к радиусу выступов позволяет по известному критерию И.В. Крагельского установить механизм контактного взаимодействия (микрорезания, пластического отеснения, упругого взаимодействия и т.д.). Применение ANSYS при решении контактных задач показало удовлетворительную точность решения при задании размеров конечных элементов порядка 2 мкм.

Описанные методики испытаний опор буровых долот позволяют существенно повысить эффективность работы по повышению надежности буровых долот.

Список литературы

1. Стойкость буровых долот/ Под ред. К.Б. Кацова. -Киев: Наукова думка, 1979.-244с.

KINETICS OF FATIGUE FAILURE OF HARD ALLOYS

© 2006 N.S. Nassif, I.D. Ibatullin, V.I. Kremlev, V.E. Barynkin

In the paper results of an experimental research of kinetics of fatigue failure of hard alloy teeth of chisels are described at cyclic shock influence. It is shown, that kinetics of damaging the teeth may be described by calculation models, received on the basis of structure-energetic theory.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОГРЕССИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЛАЗЕРНОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ДВИГАТЕЛЕЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

© 2006 С.П. Мурзин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Использование лазерных технологий, целесообразность применения которых и преимущества определяются возможностью бесконтактного, строго дозированного интенсивного подвода энергии на поверхность изделия, является прогрессивным направлением в двигателестроении и производстве энергоустановок. В работе сформулированы некоторые методологические принципы проектирования лазерных технологических процессов, обеспечивающих повышение эксплуатационных характеристик деталей. Разработан технологический процесс сварки импульсным излучением с заданным пространственным распределением мощности деталей газотурбинного двигателя и энергетической установки.

Отличительными особенностями эксплуатации двигателей летательных аппаратов являются высокая силовая и температурная нагруженность элементов конструкций и значительные градиенты температур в различных зонах изделий, что обуславливает повышенные требования к эксплуатационным свойствам и служебным характеристикам деталей [1, 2 и др.]. Основными материалами, используемыми в настоящее время для изготовления двигателей, являются: высокопрочные стали, титановые сплавы и сплавы на никелевой основе, имеющие высокие значения удельной прочности в заданном диапазоне рабочих температур. Технология изготовления деталей во многом определяет комплекс их эксплуатационных характеристик, обуславливающий долговечность, вероятность безотказной работы и технический ресурс узлов, агрегатов и изделия в целом.

Прогрессивным направлением является использование лазерных технологий, целесообразность применения которых и преимущества определяются возможностью бесконтактного, строго дозированного интенсивного подвода энергии на поверхность изделия. Обеспечивается локальность по глубине и площади протекающих в зоне термического влияния физических процессов при сохранении исходных свойств материала в остальном объеме и отсутствии значительных деформаций обрабатываемых деталей. Регулирование величины вводимой в технологический объект энергии при лазерном воздействии позволяет одному и тому же материалу придать принципиально

различные свойства [3, 4].

Полученные результаты по разработке лазерных технологий [5-7] позволяют сделать обобщения и сформулировать некоторые методологические принципы проектирования лазерных технологических процессов, обеспечивающих повышение эксплуатационных характеристик деталей. Систематизация этих принципов должна позволить существенно упростить пути достижения конечной цели – повышения надежности двигателей летательных аппаратов за счет разработки лазерных технологий обработки деталей с регулируемым пространственным распределением мощности излучения.

Необходимость повышения эксплуатационных характеристик конкретных узлов и деталей изделий может быть выявлена только по результатам специальных испытаний или их эксплуатации. Эти результаты являются исходными для технико-экономического обоснования мероприятий по повышению надежности двигателей летательных аппаратов. Принятое решение должно быть сформулировано в техническом задании.

Практика показывает, что в основном разработка технического задания на изделие, а также назначение требуемых выходных параметров технологических процессов лазерной обработки – геометрических параметров зоны обработки и свойств обработанного материала, в том числе с возможностью внесения конструктивных изменений в деталь, осуществляются технологом. Выбор материала детали определяет только потенциальные возмож-

ности их структур, степень же достижения этих возможностей (например, требуемой твердости, прочности, пластичности и т.д.) определяется температурным циклом в зоне термического влияния.

На рис. 1 представлена схема итерационного процесса проектирования технологических процессов лазерной обработки: термоупрочнения, отжига и сварки деталей двигателей летательных аппаратов. Все

факторы, влияющие на эксплуатационные свойства можно подразделить на три группы: управляемые, нерегулируемые и возмущающие [8 и др.].

Нерегулируемые факторы могут быть измерены, но воздействовать на них при проведении технологического процесса невозможно. Возмущающие факторы изменяются случайным образом в процессе

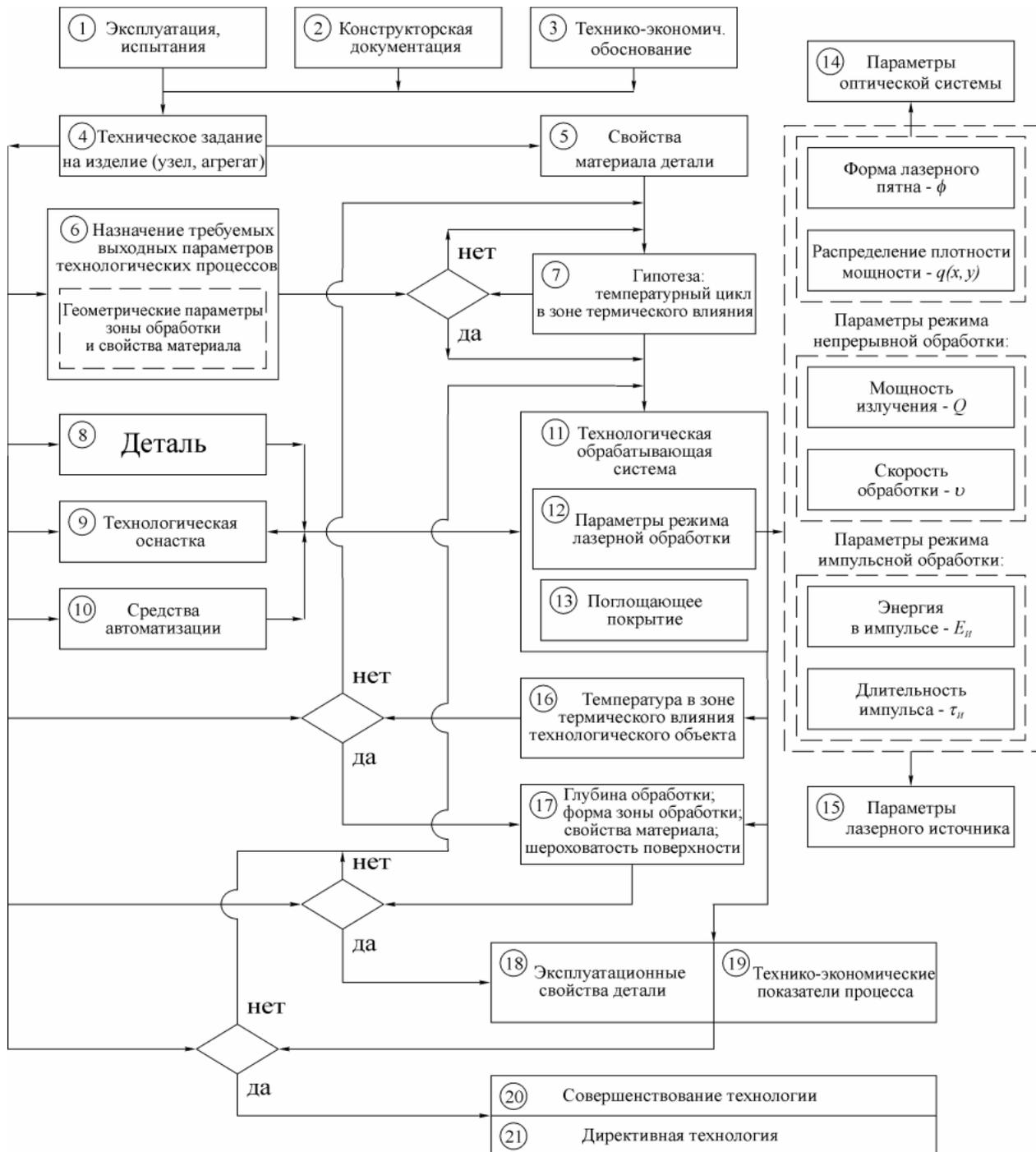


Рис. 1. Схема итерационного процесса проектирования технологических процессов лазерной обработки: термоупрочнения, отжига и сварки деталей двигателей летательных аппаратов и энергоустановок

обработки и приводят к изменению как входных, так и выходных параметров. К управляемым факторам относятся параметры режима обработки (рис. 1, поз.12). Основными параметрами импульсной лазерной обработки являются $E_{и}$ – энергия в импульсе и τ – длительность импульса. Если обработка проводится непрерывным излучением, то основными параметрами являются Q – мощность излучения и v – скорость относительного перемещения детали и лазерного пучка. Форма лазерного пятна и распределение плотности мощности $q(x, y)$ энергетического источника также являются основными параметрами режима обработки как импульсным, так и непрерывным излучением, влияющими на температурный цикл зоны термического влияния технологического объекта. Для определения параметров режима обработки необходимо решать обратную задачу теплопроводности, которая позволяет сформулировать требования к распределению мощности воздействующих энергетических потоков.

После установления диапазона управляющих параметров технологического метода или параметров режима обработки (рис. 1, поз.12) определяются параметры оптической системы (поз.13) и лазерного источника (поз.14). Затем определяется температурное поле в области термического влияния технологического объекта (поз.15). Только после решения перечисленных задач можно переходить к формированию требуемых структур материалов и геометрических параметров зоны обработки, обеспечивающих выполнение задачи, сформулированной в техническом задании или заданной чертежом (поз.16), а далее – к выявлению уровня получаемых физико-механических и эксплуатационных показателей и совершенствованию технологии (поз.17-20).

Анализ чертежа детали осуществляется с целью выбора способа обработки с учетом параметров, обеспечивающих выполнение деталью конкретной задачи, например, требуемой твердости, прочности или пластичности материала, ширины и глубины зоны термического влияния. Определяются геометрические размеры подвергаемых энергетическому воздействию участков, их доступность для обработки и т.д.

При выборе способа обработки необходимо учитывать назначение детали, условия ее работы и требуемый комплекс эксплуатационных характеристик. Целесообразность применения лазерной технологии для обработки каждого конкретного изделия должна быть подтверждена тщательным анализом эффективности по сравнению с традиционными методами. Например, лазерное термоупрочнение наиболее оправданно в тех случаях, когда имеется возможность существенного повышения эксплуатационных характеристик, деталь имеет сложную форму или переменное сечение, нагрев другими источниками энергии затруднен, невозможен, либо сопровождается возникновением недопустимых по величине деформаций.

Выбор основного технологического оборудования и средств автоматизации при лазерной обработке, осуществляется с учетом размеров заготовки, точности изготовления, требуемой мощности и производительности. Соответствие оборудования установленному режиму обработки подтверждается оценочными расчетами. Существующие типы лазеров позволяют получать зоны упрочнения в случае обработки без оплавления поверхности глубиной до $h_{\delta} = (0,04 \dots 0,1) \cdot 10^{-3}$ м для импульсных лазеров и $h_{\delta} = (0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$ м – для лазеров непрерывного действия.

При выборе оборудования значительное внимание должно уделяться системам управления технологическим процессом и имеющейся возможности их модернизации.

Следующим этапом является корректировка режимов лазерной обработки для выбранного оборудования. Расчет режимов лазерной обработки проводится с учетом свойств применяемых поглощающих покрытий, обеспечивающих увеличение эффективности процесса. Нанесение поглощающих покрытий вызвано необходимостью уменьшения величины отражения лазерного излучения от металлической поверхности детали. Рекомендуются водорастворимые полимерные покрытия: для железуглеродистых сплавов – МЦС-510 на основе метилцеллюлозы и силиката натрия; для алюминиевых сплавов – ФС-1М на основе алюмофосфата.

При проектировании технологических процессов изготовления деталей двигателей

летательных аппаратов для определения режимов лазерной обработки и параметров энергетического источника по заданным форме и свойствам зоны термического влияния необходимо решать обратную задачу теплопроводности.

Наряду с основными режимами обработки выбирают технологические приемы, т.е. совокупность действий, которые в данной конкретной ситуации приводят к достижению требуемого результата. Их применение часто связано с использованием дополнительной оснастки, приборов или приспособлений. Например, при контроле параметров излучения необходимо применять измерительные приборы, обеспечивающие измерение сигнала, соответствующего всему диапазону значений мощности по сечению потока лазерного излучения, с погрешностью в пределах $\pm(2...5)\%$. Средство юстировки должно обеспечивать попадание лазерного излучения в центральную часть приемных площадок ослабителя, оптической системы и измерительного преобразователя перпендикулярно их входной поверхности.

Для выявления дефектов поглощающих покрытий или обработанной поверхности детали целесообразно использовать установку, содержащую гелий-неоновый или полупроводниковый лазер с устройством для перемещения луча; стеклянную пластину для формирования опорного сигнала (не более 6% от мощности источника излучения); два оптических ваттметра поглощаемой мощности для регистрации сигналов опорного и измерительного каналов, фокусатор излучения; плоские зеркала и собирающие линзы для формирования излучения и его транспортировки к исследуемой поверхности, а от нее к фотоприемнику [9, 10].

При контроле температурных полей на поверхности объектов используется элементная база из ИК-радиометра - блока оптической визуализации температурного поля в рабочей зоне тепловизора с аналогово-цифровыми преобразователями, блока ввода-вывода видеоизображения и персонального компьютера с соответствующими программными средствами обработки изображений. Соответствие излучательной способности поверхности исследуемого объекта значениям уровня и диапазона

исследуемых температур устанавливаются в режиме калибровки сигнала. Распределение температуры по поверхности объекта фиксируется в виде изображения с различной яркостью участков или в условных цветах палитры RGB. Обработка информации о тепловых процессах осуществляется с использованием разработанного программного обеспечения, функционирующего в среде Windows 95/98/ME/2000. Анализ термоизображения проводится как в автоматическом режиме работы, так и в командном интерактивном.

Проектирование приспособлений проводят с учетом следующих основных требований: обеспечение заданной точности обработки заготовки на данной операции; получение высокой производительности при обработке заготовки с применением приспособления; обеспечение удобства установки и снятия заготовки, обслуживания приспособления и т.д. Необходима отработка технологии на конкретной детали с оценкой требуемых характеристик. При оформлении технологической документации указывают последовательность обработки поверхности, точность выполняемых размеров, применяемое оборудование и приспособления.

Согласно представленной схеме и приведенной последовательности проектирования разработан технологический процесс сварки импульсным лазерным излучением с заданным пространственным распределением мощности деталей газотурбинного двигателя НК-25 и энергетической установки НК-38. Исследована структура металла шва в поперечном сечении зоны лазерной сварки хромоникелевого сплава ХН60ВТ. По границам и внутри зерен сложного легированного твердого раствора в исходной структуре имеются включения карбидов. При лазерном плавлении происходит растворение карбидов, литая зона имеет однородную структуру без пустот и раковин. Металлографический анализ выявил удовлетворительное качество формирования сварного соединения, хорошую однородность литой зоны, что указывает на высокую работоспособность сварного соединения. При сварке встык деталей из жаростойких и жаропрочных сплавов на никелевой основе ХН60ВТ и ХН70ЮШ применение разработанной технологии позволяет увеличить максимальную

разрушающую нагрузку при испытаниях на статическую прочность сварной точки до значения $P = (8,2...8,6) \cdot 10^2$ Н за счет увеличения площади продольного сечения сварной точки в 3...5 раз. Прочность сварного соединения повышается на 10...20 %.

Список литературы

1. Технология производства авиационных газотурбинных двигателей: Учеб. пособие для вузов / Ю.С. Елисеев, А.Г. Бойцов, В.В. Крымов, Л.А. Хворостулин. М.: Машиностроение, 2003. – 512 с.

2. Демин Ф.И., Проничев Н.Д., Шитарев И.Л. Технология изготовления основных деталей газотурбинных двигателей: Учеб. пособие. М.: Машиностроение, 2002. – 328 с.

3. Григорьянц А.Г., Шиганов И.Н. Оборудование и технология лазерной обработки материалов. М.: Высш. шк., 1990. – 159 с.

4. Гуреев Д.М., Ямщиков С.В. Основы физики лазеров и лазерной обработки материалов: Учеб. пособие. Самара: Изд-во “Самарский университет”, 2001. – 392 с.

5. Мурзин С.П. Применение фокусаторов излучения для повышения эффективности лазерной термической и комбинированной обработки материалов // Компьютерная

оптика. МЦНТИ, 2002. Вып. 24. – С.114-120.

6. Мурзин С.П., Клочков С.Ю. Расчет пространственного распределения мощности лазерного излучения для формирования требуемого энергетического воздействия // Известия Самарского научного центра РАН. 2005, Т.7. №2. – С. 483-488.

7. S.P. Murzin. Increasing the efficiency of laser treatment of materials using elements of computer optics. Journal of Advanced Materials 2003 10(2) 181-185.

8. Барвинок В.А. Управление напряженным состоянием и свойства плазменных покрытий. М.: Машиностроение, 1990. – 384с.

9. Мордасов В.И., Мурзин С.П., Трегуб В.И. Применение комбинированного плазменного и лазерного воздействия с управлением распределением мощности для улучшения свойств обработанных изделий // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Тез. докл. междунар. конф. Самара: СГАУ, 2003. – С. 10-12.

10. Мурзин С.П. Компьютерная система управлением технологическими процессами лазерной и комбинированной обработки материалов // Известия Самарского научного центра РАН. 2002, Т.4. №1. –С. 127-132.

DESIGNING OF PROGRESSIVE TECHNOLOGICAL PROCESSES OF LASER PROCESSING OF DETAILS BY MANUFACTURE OF ENGINES AND POWER INSTALLATIONS

© 2006 S.P. Murzin

Samara State Aerospace University

Use of laser technologies, which expediency of application and advantage are defined by an opportunity of a contactless, strictly dosed out intensive supply of energy on a surface of a product, is a progressive direction in двигателестроении and manufacture энергоустановок. In work some methodological principles of designing of the laser technological processes providing increase of operational characteristics of details are formulated. Technological process of welding by pulse radiation with the set spatial distribution of capacity of details the engine and power installation is developed.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ЛАЗЕРНОЙ ОБРАБОТКОЙ

© 2006 С.П. Мурзин, В.И. Артюшина

Самарский государственный аэрокосмический университет

Представлена структурно-функциональная схема формирования эксплуатационных характеристик деталей при лазерной обработке непрерывным излучением. Выходными параметрами таких технологических процессов являются глубина обработки, форма зоны обработки, свойства обработанного материала, а также шероховатость поверхности. Отличительными особенностями предлагаемого подхода от традиционного являются то, что форма лазерного пятна и распределение плотности мощности излучения рассматриваются в качестве основных параметров режима обработки, выбор параметров лазерного источника и разработка технологических оптических систем проводится в соответствии с результатами решения обратной задачи теплопроводности. Разработанный технологический метод применяется при проектировании технологии повышения износостойкости коленчатого вала поршневого двигателя.

Эксплуатационные характеристики деталей, формирующиеся при проведении технологических процессов лазерной обработки, зависят от свойств материала, оптических характеристик поглощающей излучение поверхности и параметров режима обработки. Любой технологический процесс преобразует входные параметры полуфабрикатов в выходные параметры изделия [1, 2]. Обработку деталей лазерным излучением можно разбить на четыре фазы: подготовка поверхности полуфабриката, генерация излучения, доставка энергии излучения к детали и ее распространение вглубь материала за счет теплопроводности. Каждая фаза определяется соответствующими физическими процессами. Анализировать технологический процесс удобно с помощью его математической или физической модели, представляя его в рамках системного подхода как объект управления [3]. Начальным этапом при таком подходе является составление структурно-функциональной схемы.

Структурно-функциональная схема формирования эксплуатационных характеристик деталей при лазерной обработке непрерывным излучением без оплавления поверхности (например, при термоупрочнении и отжиге) представлена на рис. 1.

Входными параметрами таких технологических процессов являются: скорость обработки, мощность излучения, определяемая параметрами лазерного источника, а

также форма лазерного пятна и относительное распределение плотности мощности. На удельный энергозатрат оказывают влияние также свойства поглощающего покрытия. Для процессов лазерной обработки основным фактором, влияющим на формирование эксплуатационных характеристик деталей, является температура в зоне обработки, которая зависит от времени воздействия, удельного энергозатрата, формы детали, теплофизических свойств и начальной температуры обрабатываемого материала. Выходными параметрами, т.е. параметрами, обеспечивающими выполнение конкретной задачи, сформулированной в техническом задании или заданной чертежом, являются глубина обработки, форма зоны обработки, свойства обработанного материала (например, его твердость, прочность, пластичность и т.д.), а также шероховатость поверхности. При обработке импульсным излучением время воздействия определяется длительностью импульса.

Следует отметить, что приведенная структурно-функциональная схема не ограничивается частным видом рассматриваемых технологических процессов, а имеют достаточно широкое методологическое значение для разработки других технологий лазерной обработки: например, газолазерной резки, пробивки отверстий и т.д.

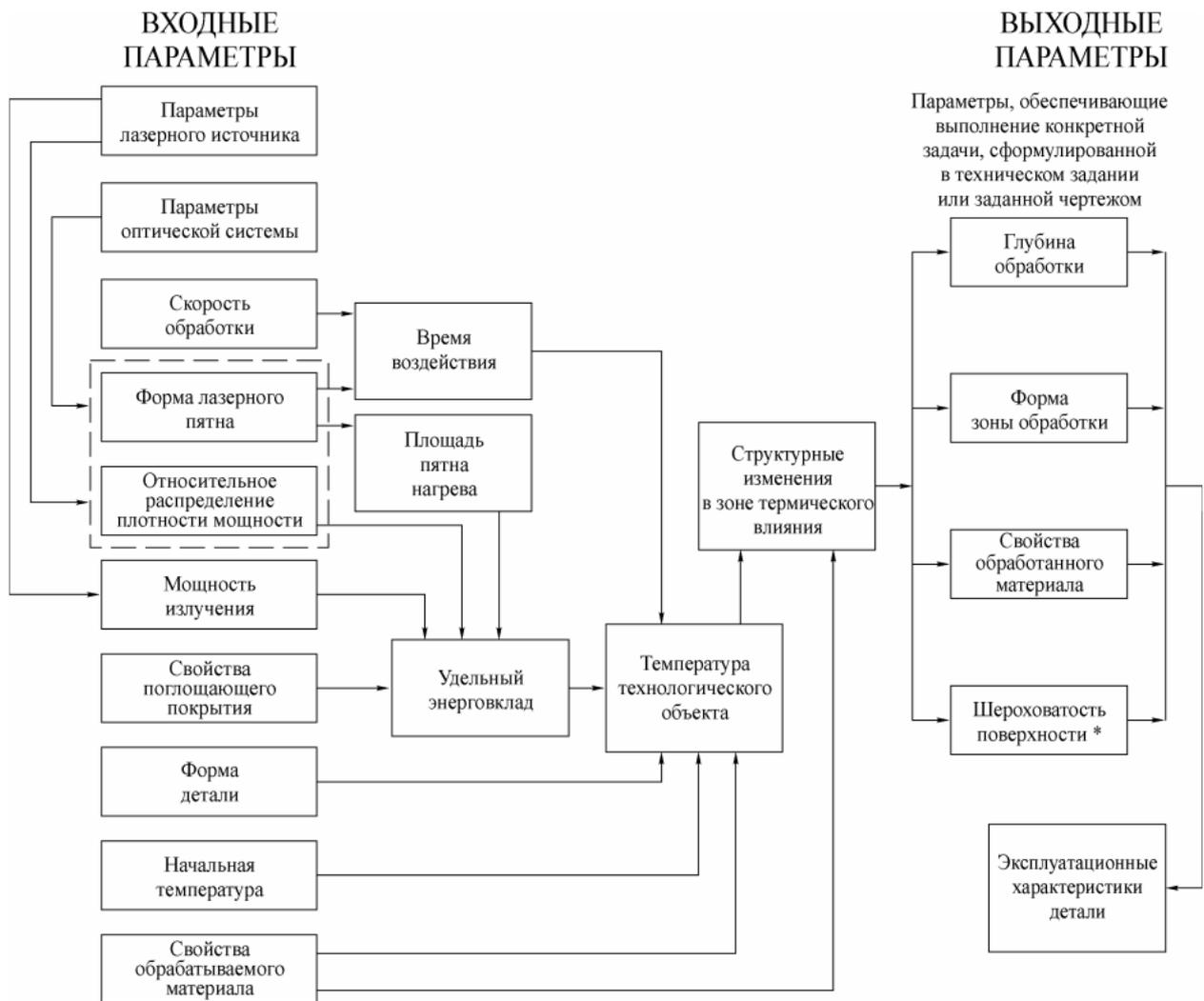


Рис. 1. Структурно-функциональная схема формирования эксплуатационных характеристик деталей при лазерной обработке непрерывным излучением.

* При обработке без оплавления поверхности ее шероховатость практически не изменяется по сравнению с исходной.

При этом в качестве входных параметров технологических процессов лазерной обработки могут рассматриваться также условия закрепления детали, род вспомогательного (активного или защитного) газа и др., а на величину энерговклада может влиять, например, поглощение излучения образующейся плазмой. При обработке с оплавлением поверхности необходимо учитывать также происходящие гидродинамические процессы в зоне расплава.

При разработке технологических процессов лазерной обработки решают следующий комплекс взаимосвязанных задач: проводят анализ чертежа детали;

определяют режимы обработки и взаимосвязь параметров с характеристиками материала после обработки; обосновывают схему обработки и базирования детали; проводят выбор основного технологического оборудования и средств автоматизации; выбирают дополнительную оснастку, приборы и приспособления; при необходимости проектируют специальные контрольные приспособления.

Обычно при выборе режимов обработки расчет пространственного распределения мощности лазерного излучения для формирования требуемого энергетического воздействия на технологические объекты не проводится. Рассматривают

процесс нагрева полубесконечного тела или тонкой пластины энергетическим источником с равномерным или гауссовским круговым (иногда, однородным полосовым [4, 5]) распределением плотности мощности. Далее, строят расчетные номограммы для определения режимов обработки: мощности Q , скорости v относительного перемещения детали и лазерного пятна, радиуса пятна нагрева – при обработке непрерывным излучением; энергии $E_{и}$ и длительности импульса $\tau_{и}$, а также радиуса пятна нагрева – при импульсном воздействии. Причем при импульсной обработке чаще всего рассматривают стадию нагрева, используя известные аналитические решения дифференциального уравнения теплопроводности для одномерных моделей в линейной постановке [6, 7 и др.]. Не учитываются температурные зависимости теплофизических характеристик и поглотительной способности облучаемого материала.

Отличительными особенностями предлагаемого подхода от традиционного являются то, что форма лазерного пятна и распределение плотности мощности излучения рассматриваются в качестве основных параметров режима обработки, выбор параметров лазерного источника и разработка технологических оптических систем проводится в соответствии с результатами решения обратной задачи теплопроводности.

Технологический метод повышения эксплуатационных характеристик деталей двигателей летательных аппаратов лазерной обработкой, структурная схема которого представлена на рис. 2, заключается в следующей последовательности:

- на основе анализа чертежа детали определяется требуемый температурный цикл в зоне термического влияния; определяется целесообразность применения и выбираются поглощающие покрытия;
- проводится расчет основных параметров режима обработки решением обратной задачи теплопроводности; Основными параметрами режима обработки являются форма лазерного пятна и распределение плотности мощности излучения $q(x, y)$, а также: при обработке непрерывным

излучением – мощность излучения Q и скорость обработки v ; при обработке импульсным излучением – энергия в импульсе $E_{и}$ и его длительность $\tau_{и}$.

- осуществляется выбор оборудования и средств автоматизации;
- проводится расчет технологической оптической системы;
- выбирается дополнительная оснастка, приборы и приспособления;
- проводится отработка технологии на конкретных деталях с оценкой соответствия выходных параметров технологического процесса заданным;
- после проведения комплекса исследований эксплуатационных характеристик, в том случае если они соответствуют требуемым оформляется технологическая документация.

Разработанный технологический метод применялся для повышения износостойкости коленчатого вала поршневого двигателя. При этом одними из основных требований являются равномерность глубины закаленной зоны и отсутствие дефектов на ее поверхности.

Металлографические исследования шлифов, изготовленных в поперечном сечении зоны лазерного воздействия хромоникельмолибденовой стали 40ХНМА, показали следующее.

При обработке без оплавления поверхности область термического влияния состоит из нескольких слоев, микротвердость каждого из которых в различной степени отличается от исходной. Верхний, наиболее твердый слой пониженной травимости представляет собой мартенсит с микротвердостью $H_{\mu}=(7500...8000) \cdot 10^6$ Па. Под ним расположена область неполной закалки, имеющая структуру из мартенсита и феррита.

Третий слой – переходная зона. При лазерном воздействии на предварительно термообработанную сталь в этом слое имеет место понижение микротвердости, связанное с образованием структур отпуска – троостоферрита, троостита или сорбита.

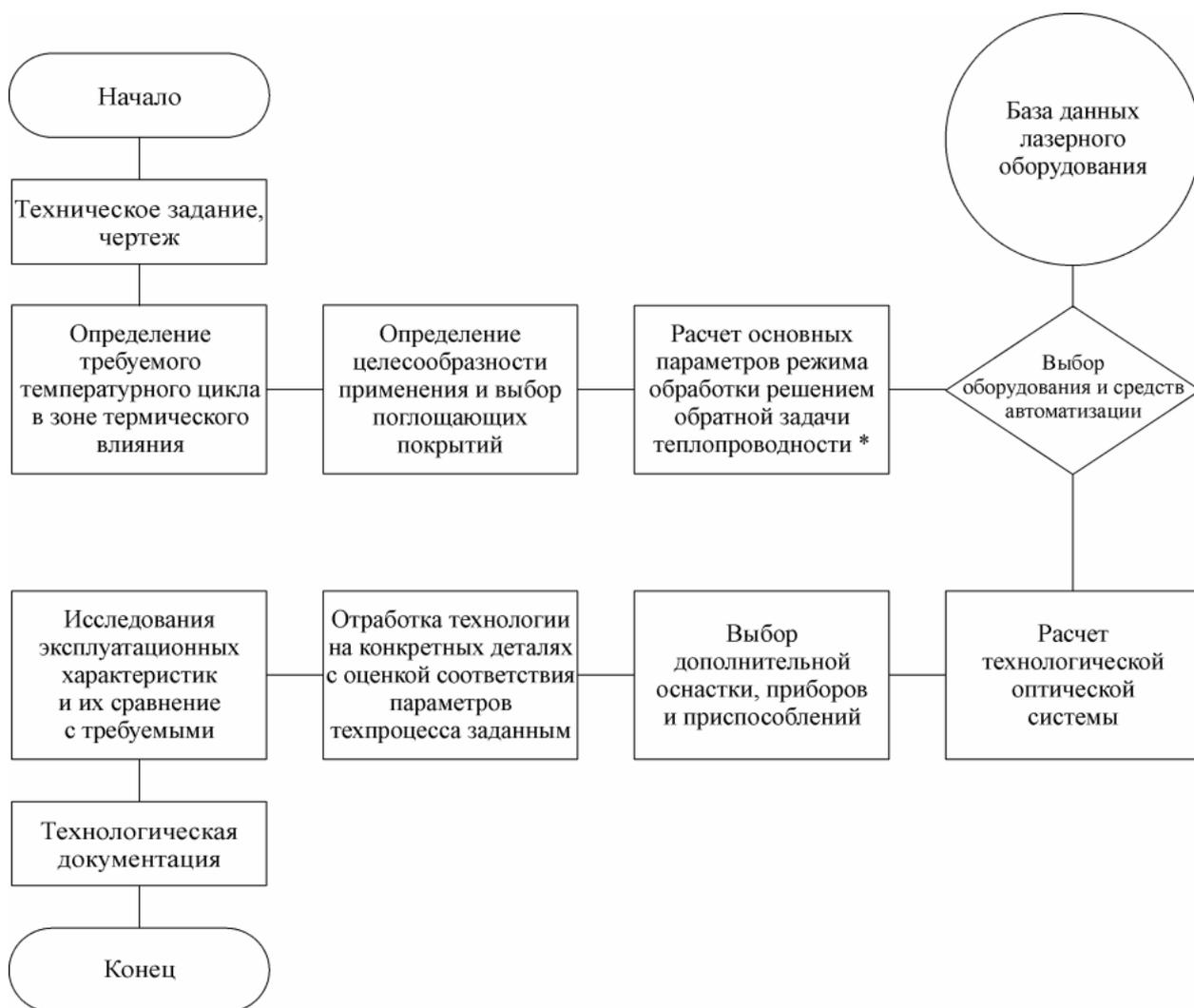


Рис. 2. Структурная схема технологического метода повышения эксплуатационных характеристик деталей двигателей летательных аппаратов лазерной обработкой.

Исходная структура материала – сорбит с твердостью $H_{\mu}=(2850...3410) \cdot 10^6$ Па. Формирование таких структур в зоне лазерного воздействия обусловлено характером распределения температурных полей и различием в скорости охлаждения по глубине области термического влияния [8, 9].

Лазерное термоупрочнение деталей из хромоникельмолибденовой стали 40ХНМА и цементированной стали 12Х2Н4А с обеспечением заданных свойств конструкционных материалов позволяет увеличить износостойкость в 1,5...1,7 раза за счет создания в поверхностном слое высокодисперсной, слаботравящейся, дезориентированной в пространстве структуры, имеющей повышенную твердость.

Список литературы

1. Авиадвигателестроение. Качество, сертификация и лицензирование: Учеб. пособие / В.Ф. Безъязычный, А.Ю. Зимятин, В.Ю. Зимятин и др.; Под общ. ред. В.Ф. Безъязычного. М.: Машиностроение, 2003. – 840 с.
2. Технологическое обеспечение проектирования и производства газотурбинных двигателей / Под ред. Б.Н. Леонова и А.С. Уварова. ОАО «Рыбинский дом печати», 2000. – 406 с.
3. Барвинок В.А. Управление напряженным состоянием и свойства плазменных покрытий. М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
4. Гуреев Д.М., Ямщиков С.В. Основы физики лазеров и лазерной обработки

материалов: Учеб. пособие. Самара: Изд-во "Самарский университет", 2001. – 392 с.

5. Технологические лазеры: Справочник: В 2 т. / Г.А. Абильситов, В.Г. Гонтарь, Л.А. Новицкий и др. Под общ. ред. Г.А. Абильситова. М.: Машиностроение. 1991. Т. 1: Расчет, проектирование и эксплуатация. – 432 с., Т. 2: Системы автоматизации. Оптические системы. Системы измерения. – 544 с.

6. Андрияхин В.М. Процессы лазерной сварки и термообработки. М.: Наука, 1988. – 176 с.

7. Лазерная и электронно-лучевая обработка материалов: Справочник / Н.Н. Рыкалин, А.А. Углов, И.В. Зуев, А.Н. Кокора. М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.

8. Мурзин С.П. Применение фокусаторов излучения для повышения эффективности лазерной термической и комбинированной обработки материалов // Компьютерная оптика. МЦНТИ, 2002. Вып. 24. – С. 114-120.

9. Мурзин С.П., Трегуб В.И., Мельников С.М. Разработка перспективных технологических процессов лазерной и комбинированной обработки материалов в авиадвигателестроении // Вестник СГАУ: Труды международной научно-технич. конф. Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Самара, 2003. Ч.1. – С.248-257.

TECHNOLOGICAL METHOD OF INCREASE OF OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF DETAILS OF ENGINES AND POWER INSTALLATIONS BY LASER PROCESSING

© 2006 S.P. Murzin, V.I. Artjushina

Samara State Aerospace University

The structurally functional circuit of formation of operational characteristics of details is submitted at laser processing by continuous radiation. Target parameters of such technological processes are depth of processing, the form of a zone of processing, property of the processed material, and also a roughness of a surface. Distinctive features of the offered approach from traditional are that the form of a laser stain and distribution of density of capacity of radiation are considered as key parameters of a mode of processing, the choice of parameters of a laser source and development of technological optical systems is carried out according to results of the decision of a return problem of heat conductivity. The developed technological method was applied at designing technology of increase of wear resistance of a cranked shaft of the piston engine.

ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ДАННЫХ О ПОДШИПНИКАХ В ИНФОРМАЦИОННОМ ПОЛЕ ГТД

© 2006 В.Б. Жарский, В.А. Зрелов, В.В. Макаручк, М.Е. Проданов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Разработана структурная схема унифицированного модуля ГТД – «опорного элемента». Этот модуль объединяет в единой конструкции свойства подшипника, демпфера, уплотнения и систем опоры: подвода и отвода смазки, суфлирования, наддува, теплоизоляции. Использование в конструкции турбомашин таких модулей позволит снизить эксплуатационные расходы и повысить ремонтопригодность ГТД.

В настоящее время для производителей авиационной техники становится очевидным, что без применения современных информационных технологий невозможно продвижение собственной продукции на отечественном и зарубежном рынках. Обязательным требованием от заказчиков является обеспечение информационной поддержки жизненного цикла (ЖЦ) продукции на всех этапах ее существования.

Создание интегрированных информационных систем, представляющих собой решения для поддержки жизненного цикла изделия (Product Lifecycle Management - управление жизненным циклом изделия (PLM – решений) позволяют устранять трудности во взаимодействии заказчиков и производителей как в процессах подготовки, так и при реализации контрактов на поставки. PLM – решения формируются на базе систем управления данными (Product Data Management - управление данными об изделии (PDM-систем). Широкое употребление получили термины: Customer Relationships Management - управление взаимодействиями с заказчиком (CRM) и Supply Chain Management- управление взаимодействиями с поставщиками (SCM). Эти термины используются в настоящее время для обозначения классов взаимодействующих пакетов программ (рис. 1).

Такое решение требует организации структур распределенных баз данных. В них действуют единые стандартные правила хранения, обновления, поиска и передачи информации. Это позволяет реализовать безбумажное информационное взаимодействие между всеми участниками ЖЦ изделия. При этом однажды созданная информация хранится в базе данных, не дублируется, не тре-

бует каких-либо перекодировок в процессе обмена, сохраняет актуальность и целостность.

Предоставляемая возможность особенно важна для изделий, имеющих длительный ЖЦ, когда необходимо обеспечить преемственность информационной поддержки продукции независимо от складывающейся рыночной или политической ситуации. Такими изделиями являются: самолет, его силовая установка и их элементы (подшипники).

Для формирования PLM – решения необходимо создание концептуальных структурных моделей бизнес-процессов в стандарте IDEF0 (используется пакет программ BPWin) и создание объектных моделей данных (PDM-система SmarTeam).

Программный продукт PDM-система SmarTeam предназначен для совместного контролируемого и управляемого использования данных о продукте на всех этапах ЖЦ в пределах единого информационного пространства (ЕИП). Это общая база данных, в которой работают все специалисты, имеющие отношение к этим данным, включая разработчиков, производителей и эксплуатантов независимо от их географического расположения (рис. 1).

Для описания изделия необходимо иметь перечень документации сопровождающий изделие на всех этапах его ЖЦ. Возможности системы SmarTeam иллюстрируются на примере двигателя серии Д-30. Для этого в основном классе "Проекты" системы SmarTeam создано "дерево" связей между объектами двигателя Д-30 и создается технологическая база данных включающая сборочные единицы относящиеся к двигателю. В подклассе "Комплекты" создается



ЗАВОД АВИАЦИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ



Совместное управление
жизненным циклом
продукции

PLM-решение



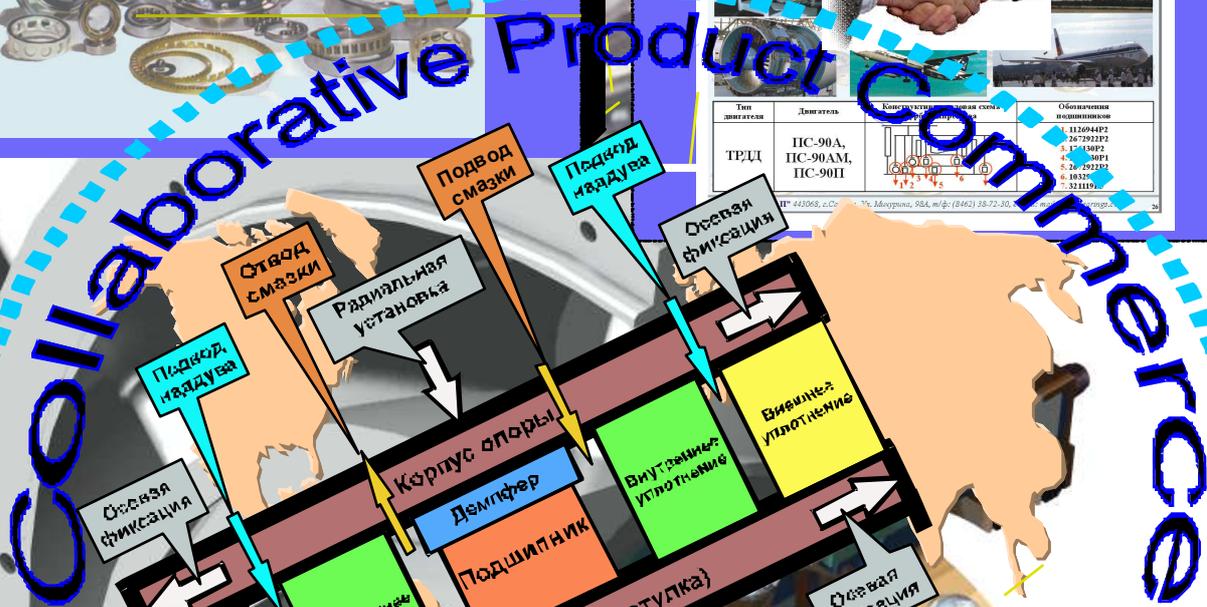
Работа с заказчиками CRM

ЗАВОД АВИАЦИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ

Трудовой договор № ТУ-204

Тип двигателя	Двигатель	Конструктивная схема	Объемные подшипники
ТРД	ПС-90А, ПС-90АМ, ПС-90П		1. 112044Р2 2. 167022Р2 3. 17130Р2 4. 180Р1 5. 201922Р2 6. 10310 7. 12110

ИП: 443068, LLC "Авиационные подшипники", 904, m/f: (8462) 38-72-70.



Интеграция
данных

Работа с поставщиками SCM



Управление предприятием ERP

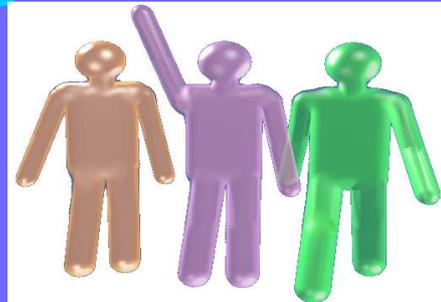


Рис. 1. Участники процесса совместного управления жизненным циклом продукции

комплект "Система смазки и суфлирования", в классе "Технологические документы" - подкласс "Технологические карты". В графическом виде представляется документация, подключенная к объекту "Опора роликподшипника", в различных классах описания, в частности описание объектов «Паспорт на подшипник», в котором указываются: условное обозначение подшипника, класс точности, стандарты по которым изготовлен подшипник и др. Этот документ заполняется на заводе - изготовителе подшипников и прикладывается к каждому изделию. Формируются дополнительные документы, отражающие информацию об эксплуатации подшипника, так называемые «желтые карточки» (рис. 2) и «белые карточки» (рис. 3).

Такой подход позволил разработать структурную схему унифицированного модуля ГТД – «опорного элемента» (рис. 1). Этот модуль объединяет в единой конструкции свойства подшипника, демпфера, уплотнения и систем опоры: подвода и отвода смазки, суфлирования, наддува, теплоизоляции. Использование в конструкции турбомашин таких модулей позволит снизить эксплуатационные расходы и повысить ремонтпригодность ГТД. В «желтых карточках» содержатся сведения о подшипниках

приведших к снятию двигателя с эксплуатации, а также ремонтная документация, в которой записываются сведения о дефектных подшипниках, ставших причиной досрочного съема двигателя. В «белых карточках» хранятся эксплуатационные сведения о бездефектных подшипниках. Они начинают заполняться на заводе-изготовителе подшипников и дополняются на всех этапах его жизненного цикла.

PLM – решение, разрабатываемое Центром истории авиационных двигателей им. академика Н.Д. Кузнецова (ЦИАД) Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П.Королева (СГАУ), совместно с Заводом авиационных подшипников (ЗАП), представляет собой систематизированную информацию о газотурбинных двигателях и применяемых в них подшипниках, а также технологические приемы автоматизации всех стадий ЖЦ подшипника в составе ГТД.

Использование Информационного поля ГТД как информационно-справочной системы, позволяет существенно сократить временные и материальные затраты на создание двигателей.

№	код	наименование	материал	количество	размер	№ документа	причина	исполнение	автор	дата	статус	
1	22-28909	Д-50КП	1	1967	2000	289-1.86	Образование микротрещин в разрывной дорожке шариков	Работа с переносом (неравномерная нагрузка)	Попов			обработ
2	32-28909	Д-50КУ	1	2996	3000	3215-329	Радиальный люфт на ступице и колебательные нагрузки	Паразитные колебания в рабочей зоне подшипника	Попов			обработ
3	32-28909	Д-50КУ	1	1733	3000	4.78-1.252	Неравномерный износ торцевых дорожек	Совместная комбинированная работа дорожек внутреннего кольца с несимметричной нагрузкой	Попов			обработ
4	32-28909	Д-30КП-154	1	400	3000	689-280	Радиальный люфт на ступице	Работа с переносом (неравномерная нагрузка)	Попов			обработ
5	32-28909	Д-30КП2	1	287	3000	782-280	Шариковый люфт на ступице	Работа с переносом (неравномерная нагрузка)	Попов			обработ
6	32-28909	Д-30КП1	1	526	3000	693-287	Увеличение радиальной нагрузки	Работа с переносом (неравномерная нагрузка)	Попов			обработ
7	32-28909	Д-30КП1	1	1746	3000	4.59-1.288	Сильная нагрузка	Работа с переносом (неравномерная нагрузка)	Попов			обработ

Рис. 2. Информация об эксплуатации подшипника «желтые карточки»

Код	Тип подшипника	Изделие	Количество	Вес	Размеры в мм	Материал	Бренд	Описание	№ Стрел
1	32-28F4	D-30E-Y(40)	-	3,78	352	Леруол	Удлер		992-0485
2	32-28F6	D-30E-Y(40)	-	1,82	477	Леруол	Удлер		1165-1154
3	32-28F6	D-30E-Y(40)	-	11,06	450	Леруол	Удлер		0134-0635
4	32-28F6	D-30E-Y(40)	-	12,15	2500	Леруол	Удлер		0482-1083
5	32-28F7	D-30E-Y(40)	-	4,79	437	Леруол	Удлер		0718-1183
6	32-28F4	D-30E-Y(40)	-	3,77	337	Леруол	Удлер		0732-1183
7	32-28F6	D-30E-Y(40)	-	12,75	3368	Леруол	Удлер		803-366
8	32-28F9	D-30E-Y(40)	-	3,77	494	Леруол	Удлер	деталь-это: турбина расстояние до 0,110 мм	81-3185
9	32-28F7	D-30E-Y(40)	-	9,79	2776	Леруол	Удлер		46-0286
10	32-28F6	D-30E-Y(40)	-	1,76	203	Леруол	Удлер		235-0286
11	32-28F6	D-30E-Y(40)	-	1,80	302	Леруол	Удлер		235-0286
12	32-28F4	D-30E-Y(40)	-	9,79	373	Леруол	Удлер		307-0486
13	32-28F9	D-30E-Y(40)	-	1,80	4193	Леруол	Удлер		374-0286
14	32-28F6	D-30E-Y(40)	-	12,16	4232	Леруол	Удлер		383-0286
15	32-28F7	D-30E-Y(40)	-	4,578	3576	Леруол	Удлер		636-0286
16	32-28F4	D-30E-Y(40)	-	12,80	21	Леруол	Удлер		736-1086
17	32-28F6	D-30E-Y(25)	-	3,81	3	Леруол	Удлер	деталь рас. расстояние между и рас. между эллипсом выреза	9110-0384
18	32-28F6	D-30E-Y(25)	-	3,84	35	Леруол	Удлер		927-0784
19	32-28F6	D-30E-Y(25)	-	1182		Леруол	Удлер		943-1084
20	32-28F6	D-30E-Y(25)	-	3,84	373	Леруол	Удлер		9483-1084
21	32-28F6	D-30E-Y(40)	-	9,79	3000 и 145 мм	Леруол	Удлер		9543-1184
22	32-28F09	D-30E-Y(25)	-	8,84	332	Леруол	Удлер		992-0485
23	32-28F6	D-30E-Y(25)	-	10,84	327	Леруол	Удлер		0035-0585
24	32-28F6	D-30E-Y(40)	-	4,23	2576	Леруол	Удлер		0134-0635
25	32-28F6	D-30E-Y(25)	-	12,82	2500	Леруол	Удлер		0482-1083
26	32-28F6	D-30E-Y(25)	-	3,77	437	Леруол	Удлер		0718-1183

Рис. 3. Информация об эксплуатации подшипника «белые карточки»

Система организации данных об основных параметрах, конструктивных схемах, объектах применения двигателей, а также об организациях разработчиках и изготовителях этих двигателей представлена в

виде альбома «Применение подшипников ЗАП в авиационных ГТД». В стадии разработки находятся электронная база данных в среде PDM (рис. 4) и интерфейс пользователя в виде электронного варианта альбома.

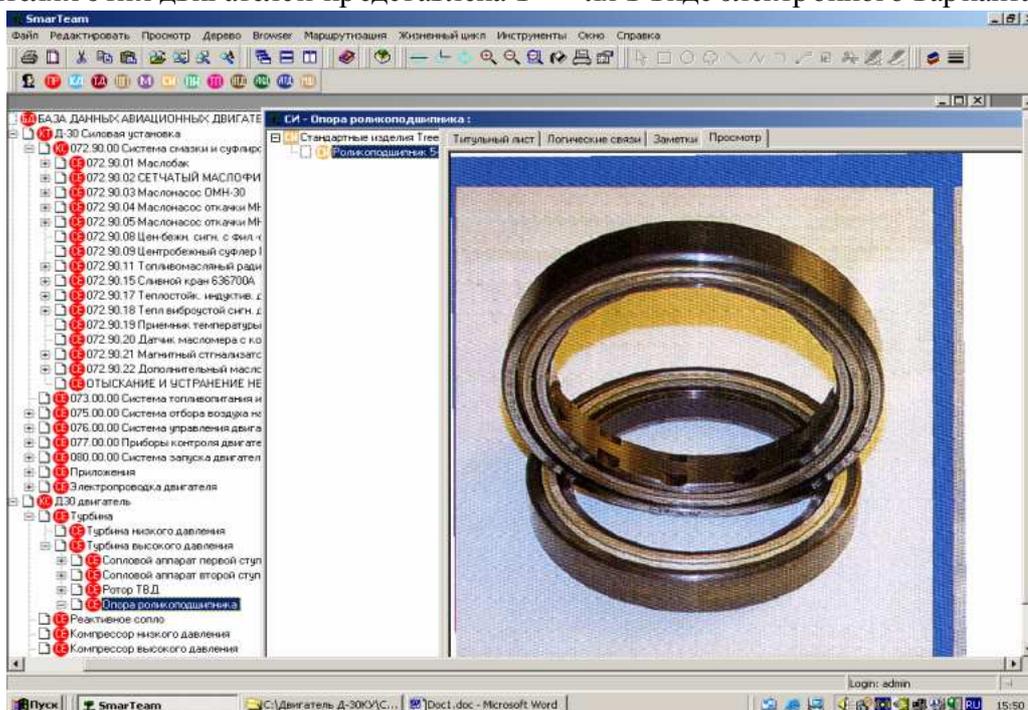


Рис. 4. Структура базы данных по подшипникам ЗАП в информационном поле ГТД

Достоверность информации о двигателях подтверждается их разработчиками.

Наличие такой структуры данных о подшипниках в среде PDM SmarTeam, позволяет:

- организовать хранение данных в единой информационной среде;
- обеспечить быстрый и удобный переход, от рассмотрения одного этапа ЖЦ к другому;

- отказаться от бумажных носителей информации;
- обеспечить доступность информации об изделии для каждого участника процесса на любом этапе ЖЦ изделия;
- существенно сократить затраты на его разработку;
- снизить время на устранение неисправностей и внесение изменений в конструкцию.

FORMING OF BEARINGS' DATA STRUCTURE IN GTE INFORMATION SPHERE

© 2006 V.B. Zharsky, V.A. Zrelov, V.V. Makarchuk, M.E. Prodanov

Samara State Aerospace University

The documentation connected to an object "Roller bearing support ", in different specification classes is presentation. In particular the exposition of objects «The bearing certificate» in which is presented: bearing legend, precision class, standards on which the bearing is manufactured and others. Such approach allows to develop block diagram of the turbine engine unified module - "unified support element ".

ВНЕДРЕНИЕ СОПЛОВОГО НАСАДКА РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ИЗ УГЛЕРОД-УГЛЕРОДНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА НА КАМЕРУ МАРШЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ 11Д58М РАЗГОННОГО БЛОКА ДМ-SL

© 2006 А.В. Межевов, В.И. Скоромнов, А.В. Козлов, Н.Н. Тупицын, В.Г. Хаспеков

РКК «Энергия», г. Королёв Московской обл.

В РКК «Энергия» совместно с НПО «Искра» и Центром Келдыша разработан и внедрен на маршевом двигателе 11Д58М модернизированный сопловой насадок радиационного охлаждения из углерод-углеродного композиционного материала. За счёт повышения геометрической степени расширения сопла удельный импульс тяги двигателя был увеличен на 4 с, что эквивалентно увеличению на 90 кг массы полезной нагрузки, выводимой на геостационарную орбиту.

РКК «Энергия» совместно с НПО «Искра» и Центром Келдыша разработала и применила на маршевом двигателе 11Д58М модернизированный сопловой насадок радиационного охлаждения (НРО-М) из углерод-углеродного композиционного материала (УУКМ). Впервые в нашей стране на серийном ЖРД был использован материал, традиционно применяемый в соплах РДТТ. За счёт повышения геометрической степени расширения сопла удельный импульс тяги двигателя был увеличен на 4 с, что эквивалентно увеличению на 90 кг массы полезной нагрузки, выводимой на геостационарную орбиту (с учетом увеличения массы насадка на 10 кг). Основные характеристики ЖРД 11Д58М приведены в таблице 1.

Таблица 1. Основные характеристики ЖРД 11Д58М

Компоненты топлива: Горючее Окислитель	РГ-1 O ₂ ^ж
Тяга, кН	85
Удельный импульс тяги, с	356
Давление в камере, МПа	7,9
Соотношение компонентов топлива	2,82
Геометрическая степень расширения сопла	280
Множественность включений	7
Суммарное время работы, с	1200

На рис. 1 представлены насадки, применяемые на двигателе 11Д58М. Геометрическая степень расширения сопла с НРО-М равна 280, его длина увеличилась на 450 мм по сравнению с исходным размером НРО.

Сложность создания НРО-М определялась следующими обстоятельствами:

- Условия работы насадков в ЖРД намного более жесткие, чем в РДТТ. Это

подтверждает сравнение основных технических требований к насадкам для РДТТ и ЖРД типа 11Д58М, приведенных в таблице 2.

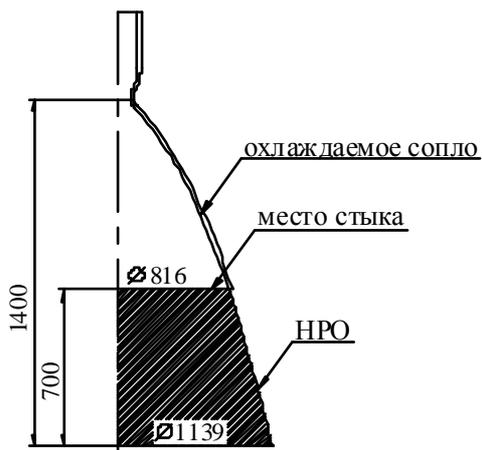
Таблица 2. Основные технические требования к насадкам для РДТТ и ЖРД типа 11Д58

Технические требования	РДТТ	ЖРД
Время работы двигателя, с	≤ 90	1200
Количество включений, п	1	5
Окислительный потенциал продуктов сгорания	0,06	0,28
Начальная температура конструкции, °С	0...30	-160...200

Такие отличия потребовали проведения большого объема работ по экспериментальному подтверждению работоспособности НРО-М в составе двигателя 11Д58М.

Огневые испытания полноразмерного НРО-М, обеспечивающего увеличение геометрической степени расширения сопла $f_a = F_a/F_{кр}$ с 94 до 280, возможны только в условиях баростенда, аналогичных условиям испытательного комплекса J-4 Центра Арнольда, США. В России подобного стенда нет. Существующий в РКК «Энергия» испытательный стенд позволяет испытывать двигатели до $f_a = 140$. Это соответствует длине соплового насадка не более 300 мм. РКК «Энергия» имеет положительный опыт испытаний коротких насадков и методику переноса результатов испытаний на натурные, подтвержденную летными испытаниями для металлических насадков. Необходимо было имеющуюся методику усовершенствовать и распространить на полноразмерные НРО-М с учетом результатов испытаний укороченных насадков из УУКМ и опыта НПО «Искра» и Центра Келдыша по отработке РДТТ.

Существующий НРО



НРО-М из УУКМ

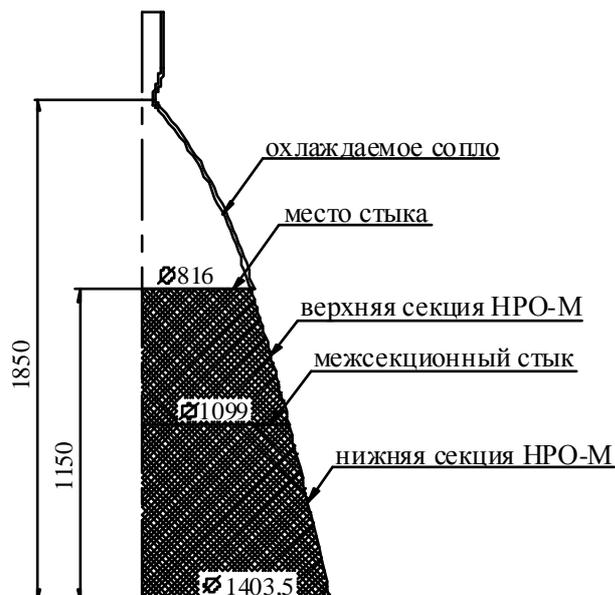


Рис. 1. Сопловые насадки двигателя 11Д58М

• К началу работы не было достоверных сведений по стойкости углеродных материалов в среде продуктов сгорания ЖРД при температуре до 1250°C. Имевшиеся в Центре Келдыша данные по химической стойкости УУКМ, полученные на модельных двигателях, не давали однозначного ответа о величине и скорости уноса материала в процессе работы двигателя, о необходимости применения защитных покрытий насадка или создания завесного охлаждения средствами двигателя. Не имелось также проверенных технических решений по конструкции стыка насадков с охлаждаемым соплом, а также стыка между секциями насадка.

• НРО-М разрабатывался для двигателя 11Д58М, который используется в различных космических программах, имеет высокую надежность и большую положительную статистику летных испытаний. Внедрение нового насадка не должно было снизить достигнутую надежность двигателя.

Для исключения ошибок, связанных с переносом результатов испытаний и исследований модельных образцов на полноразмерные насадки, огневые испытания коротких образцов насадков проводились только на штатных двигателях со штатным креплением насадков к соплу. Кроме того, короткие насадки изготавливались по принятому на серийном производстве технологическому

процессу из материалов, соответствующих требованиям технической документации.

Последние два мероприятия резко сократили сроки внедрения насадка в конструкцию двигателя, сняв большинство вопросов по переносу условий и результатов испытаний модельных двигателей и образцов на натурные. Огневые испытания коротких насадков в составе штатного двигателя дали ответы и на все другие вопросы, связанные с тепловым состоянием насадка, термоэрозионной стойкостью материала и напряжено-деформированным состоянием конструкции.

Анализ теплового состояния и термоэрозионного уноса НРО-М

Расчетно-теоретическая оценка теплового состояния НРО-М (рис. 2) проведена Центром Келдыша и НПО «Искра» по исходным данным РКК «Энергия» по современным методикам и хорошо совпадает с имевшимися экспериментальными результатами для металлических и полученным вновь для укороченных насадков из УУКМ.

Что касается термоэрозионного уноса, то его величина по предварительной оценке колебалась от десятков микрон до нескольких миллиметров. И только проведя испытания укороченных насадков НРО-М в составе нескольких двигателей, была определена за-

зависимость линейного уноса УУКМ от температуры и длительности работы.

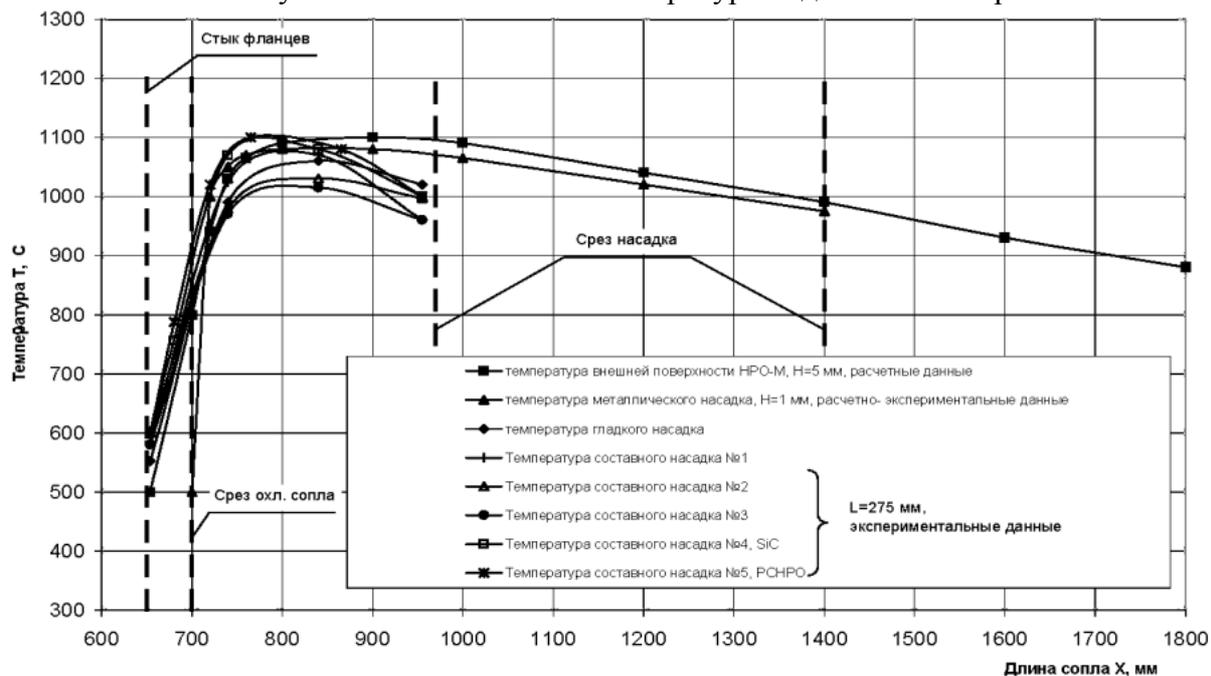


Рис. 2. Тепловое состояние сопловых насадков

Было испытано шесть образцов укороченных насадков из УУКМ длиной 275 мм. Все испытания в РКК «Энергия» прошли ус-

пешно, без замечаний и отклонений, влияющих на их работоспособность. Данные стендовых испытаний приведены в таблице 3.

Таблица 3. Данные стендовых испытаний

№ МД	№	Время испытания, с	$P_{к\gamma}$, кгс/см ²	K_m	T, °С	Конструкция насадка
124	1	660	74,1	2,469	1040	гладкий L=275 мм, №1
124	2	300	81,0	2,475	1040	
153	3	300	74,0	2,569	1060	
		$\Sigma=1260$				
153	4	164	74,7	2,470	938	составной L=275 мм, №2
153	5	750	74,2	2,478	1060	
153	6	300	74,7	2,470	962	
153	7	275	74,2	2,574	965	
		$\Sigma=1489$				
153	8	750	73,1	2,421	1030	составной L=275 мм, №3
153	9	300	73,7	2,468	983	
153	10	300	73,7	2,473	970	
		$\Sigma=1350$				
153	11	750	73,4	2,386	1010	составной L=275 мм, №4
153	12	300	76,5	2,470	1100	
153	13	300	74,8	2,407	1025	
		$\Sigma=1350$				
121	14	750	79,0	2,457	1070	составной L=275 мм, с покрытием, №5(4)
121	15	700	79,6	2,381	1085	
		$\Sigma=1450$				
121	16	750	73,7	2,427	1070	раздвижной L=275 мм, №6
121	17	300	73,6	2,405	1080	
121	18	300	74,1	2,409	1050	

		$\Sigma=1350$				
--	--	---------------	--	--	--	--

В настоящее время летные испытания успешно прошли шесть штатных насадков НРО-М. Дополнительно на двух двигателях на фланце охлаждаемого сопла в месте стыка НРО-М были установлены дублированные термоэлектрические датчики температуры, по которым имелись точные измерения при стендовых испытаниях укороченных насадков. Кроме того, имелись прямые измерения температуры внешней поверхности насадков из металлокомпозитов титан-ниобий-титан при работе двигателя на нафтиле. Анализ этих данных показывает, что во время работы тепловое состояние охлаждаемого сопла при установке всех видов насадков практически не меняется и составляет около 130 °С.

Экспериментальные данные по линейному уносу шести насадков длиной 275 мм, приведены на рис. 3.

На графиках этого рисунка точки на сплошных линиях показывают среднюю величину уноса в данном сечении сопла, замеренную по 8-ми точкам в специальном приспособлении. Точки на пунктирных линиях показывают унос, замеренный в промежуточных местах с помощью универсального инструмента после завершения испытаний. Графики представляют собой ломаные линии, поскольку измерения проводились в

строго ориентированных реперных точках. На самом деле поверхность уноса выглядит достаточно плавно без уступов и резких скачков.

Одновременно приведена кривая расчетного уноса составных насадков при времени работы двигателя 1500 с. Пунктирными линиями показан унос в случае, если бы насадки были гладкими, то есть не было межсекционного уступа.

Расчетная зависимость уноса УУКМ от ресурса и температуры полноразмерного НРО-М представлена на рис. 4.

Максимальный унос за время работы 750 с, которое реализуется в настоящее время на двигателе 11Д58М, составляет 0,3 мм при минимальной толщине стенки 4,8 мм. Место его расположения находится на расстоянии 50...100 мм от стыка с охлаждаемой частью сопла. Унос за межсекционным стыком, отнесенный к своему реальному положению в полноразмерном насадке, составит 0,2 мм за время работы 750 с.

При указанных величинах уноса материала прочность конструкции НРО-М и её работоспособность обеспечиваются во всем диапазоне действующих нагрузок и при всех режимах и временах работы двигателя.

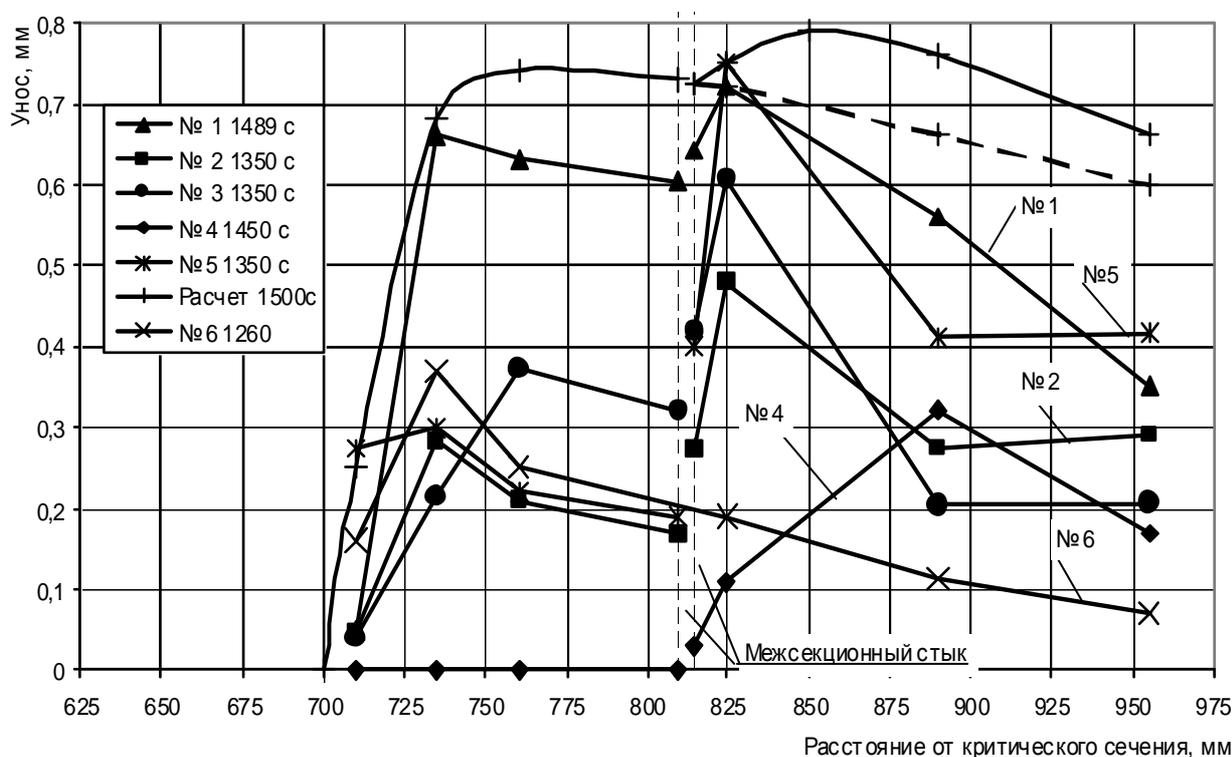


Рис. 3. Экспериментальная и расчетная зависимости максимального уноса составных насадков от времени работы двигателя

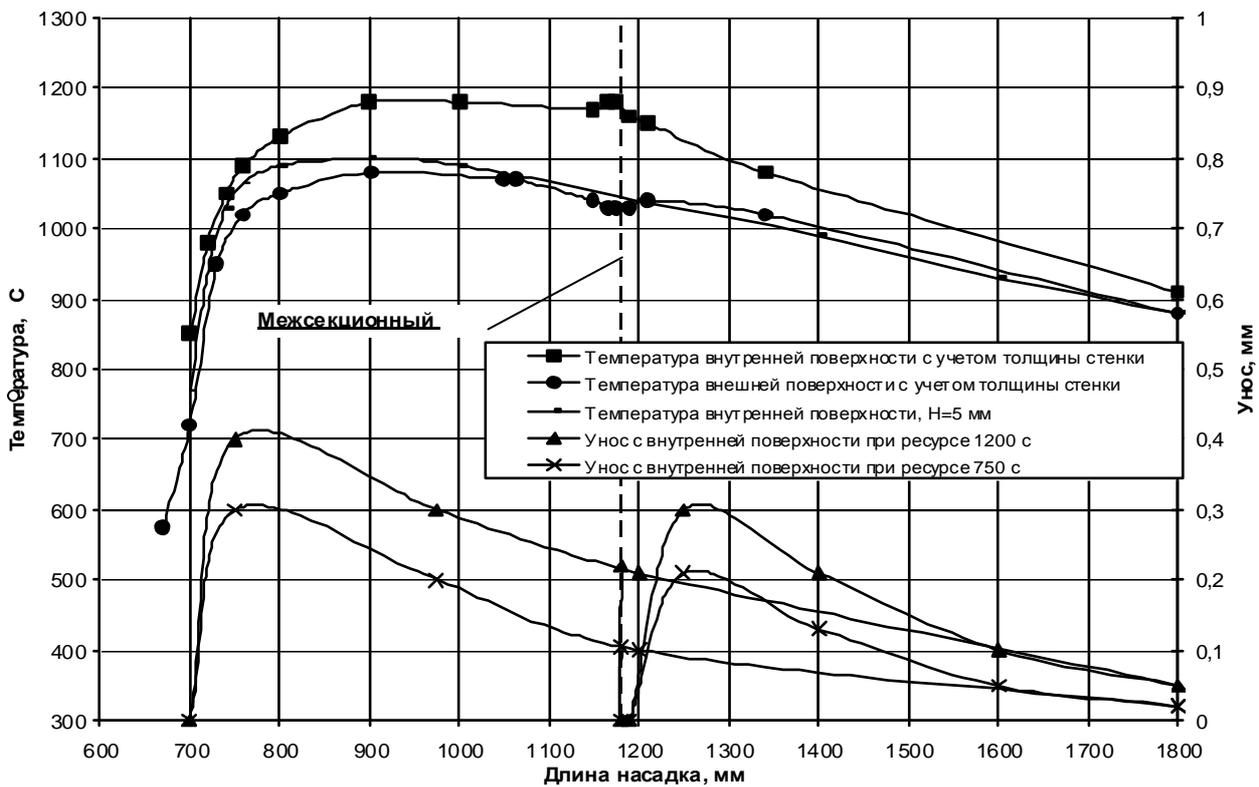


Рис. 4. Расчетная зависимость уноса УУКМ от времени работы двигателя и температуры для составного НРО-М

Анализ прироста удельного импульса тяги двигателя 11Д58М при использовании НРО-М из УУКМ по результатам летных испытаний РБ ДМ-SL

Расчетно-теоретическая оценка прироста удельного импульса тяги МД 11Д58М за счет увеличения степени расширения сопла НРО-М находится в пределах 5...7 с. По данным Центра Келдыша с учетом массы насадка и газодинамических потерь в местах уступов по гладкому контуру сопла суммарные потери составляют 1,1 с; при средней величине теоретического прироста $I_{уд.} = 6$ с фактический прирост составит 4,9 с.

Баллистическая оценка летных испытаний приведена в таблице 4.

Таблица 4. Баллистическая оценка летных испытаний

РБ ДМ-SL	16Л	17Л	18Л	19Л	20Л	22Л
$\Delta I_{нро-м}$	+4,19	+6,30	+4,39	+4,29	+3,88	+5,00

Отбрасывая крайние значения, получаем по результатам летных испытаний среднюю величину $\Delta I_{уд.} = 4,5$ с. Сходимость результатов достаточно хорошая.

Внедрение насадка из УУКМ на двигателя 11Д58М, используемые в программе «Морской старт», дали основание для принятия решения о применении НРО-М в программе «Наземный старт», а также о разработке раздвижного насадка из УУКМ для других проектов, в которых используется МД 11Д58М при наличии ограничений на величину осевого габарита двигателя.

INSTALLATION OF A RADIATION-COOLED NOZZLE OF A CARBON-CARBONIC COMPOSITE MATERIAL TO THE COMBUSTION CHAMBER OF MAIN ENGINE 11D58M РБ ДМ-SL

© 2006 A.V. Mezhevov, V.I. Skoromnov, A.V. Kozlov, N.N. Tupitsin, V.G. Khaskekov

S.P. Korolev Rocket and Space Corporation Energia, Korolev, Moscow region

A radiation cooling nozzle of a carbon-carbonic composite material is installed on main engine 11D58M, which is used on the Upper Stage DM-SL as a part of the Zenit-3SL LV in the Sea Launch project. The specific impulse of the engine increased by 4 s through an increase of the nozzle geometric expansion ratio. The results of flight tests show a good convergence with design-theoretical and experimental data.

МЕТОДИКА РЕГРЕССИОННОГО АНАЛИЗА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И РАСЧЕТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СОПЛОВЫХ АППАРАТОВ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ МИКРОТУРБИН

© 2006 И.Б. Дмитриева, В.Н. Матвеев, С.А. Нечитайло

Самарский государственный аэрокосмический университет

Разработана методика проверки на адекватность экспериментальных и расчетных характеристик сопловых лопаточных венцов центростремительных микротурбин. Предложена методика оценки на статистическую значимость этих характеристик.

В настоящее время существенно расширились возможности расчетных методов, реализованных в различных программных комплексах численного моделирования течений газа (Star CD, Fluent, CFX...). С их помощью, в частности, возможно определение картин распределения параметров потока в межлопаточных каналах турбин с дальнейшим расчетом характеристик, как отдельных лопаточных венцов, так и ступени в целом.

Однако численные методы газодинамических исследований на сегодняшний день не могут полностью заменить эксперимент, а результаты расчетных исследований нуждаются в проверке на адекватность и оценке статистической значимости получаемых изменений значений параметров турбин. В этой связи разработка методики проверки на адекватность экспериментальным данным и статистическую значимость расчетных характеристик сопловых аппаратов (СА) центростремительных микротурбин (ЦСМТ) представляется актуальной задачей, соответствующей современным тен-

денциям газодинамической доводки агрегатных турбин. Вместе с тем, по-прежнему не утратила свою актуальность и задача адекватного описания с помощью регрессионных моделей результатов экспериментального газодинамического исследования лопаточных венцов.

Для решения поставленных задач в первую очередь необходимо найти погрешность экспериментального определения коэффициента скорости СА φ и угла отклонения потока в косом срезе сопловой решетки $\Delta\alpha_1$ в случае наиболее часто используемой для определения характеристик СА экспериментальной установки [1]. Это можно сделать с помощью методики, изложенной в работе [2].

Для примера в табл. 1 приведен фрагмент результатов расчета погрешностей экспериментального определения φ и $\Delta\alpha_1$ в диапазоне приведенной изэнтропической скорости потока на выходе из СА $\lambda_{1S} = 1,0...1,6$ при доверительной вероятности $P = 0,95$.

Таблица 1. Значения погрешностей экспериментального определения φ и $\Delta\alpha_1$

Параметры СА ЦСМТ			Предельная относительная погрешность		Среднеквадратичная относительная погрешность	
$F_{кр}, мм^2$	$h_{СА}, мм$	λ_{1S}	$\delta\varphi, \%$	$\delta(\Delta\alpha_1), \%$	$\sigma\varphi, \%$	$\sigma(\Delta\alpha_1), \%$
20	0,6	1,0...1,2	2,3	3,6	0,8	1,2
		1,2...1,6	2,1	3,6	0,7	1,2
40	1,5	1,0...1,2	2,2	3,4	0,8	1,1
		1,2...1,6	2,0	3,4	0,7	1,1
60	2,4	1,0...1,2	2,1	3,2	0,7	1,1
		1,2...1,6	2,0	3,2	0,7	1,1

Примечание:

$F_{кр}$ – суммарная площадь проходных сечений межлопаточных каналов СА в области горла;
 $h_{СА}$ – высота сопловых лопаток.

Как показано в работе [3], для описания зависимостей $\varphi = f(\lambda_{1S})$ и $\Delta\alpha_1 = f(\lambda_{1S})$ целесообразно использовать квадратичные модели. В этом случае проверку на адекватность характеристик, полученных экспериментальным и расчетным путем, предлагается производить в следующей последовательности.

1. Определить средний квадрат «чистых» [4] ошибок или средний квадрат, обусловленный погрешностью эксперимента:

$$MS_e = \frac{\sum_{i=1}^m (Y_i \sigma Y_i)^2}{m},$$

где Y_i – значение φ или $\Delta\alpha_1$ при значении приведенной скорости потока λ_{1Si} ;

σY_i – среднеквадратичная погрешность экспериментального определения φ или $\Delta\alpha_1$;

m – количество значений (уровней) λ_{1S} , на которых осуществлялось экспериментальное определение φ и $\Delta\alpha_1$.

Среднему квадрату «чистых» ошибок соответствует число степеней свободы $n_e = \infty$.

2. Вычислить средний квадрат $MS_{L\varnothing}$, обусловленный неадекватностью квадратичной математической модели. В случае проверки характеристики, полученной экспериментально этот средний квадрат определяется по формуле:

$$MS_{L\varnothing} = \frac{\sum_{i=1}^m (\hat{Y}_{i\varnothing} - Y_i)^2}{m - 3},$$

где $\hat{Y}_{i\varnothing}$ – значение φ или $\Delta\alpha_1$ на i -ом уровне λ_{1S} , рассчитанное по модели экспериментальной характеристики.

Среднему квадрату $MS_{L\varnothing}$ соответствует число степеней свободы $(m-3)$, так как три степени свободы использовано для определения квадратичной математической модели характеристики.

При проверке характеристики, полученной расчетным путем, средний квадрат MS_L находится следующим образом:

$$MS_{Lрасч} = \frac{\sum_{i=1}^m (\hat{Y}_{iрасч} - Y_i)^2}{m},$$

где $\hat{Y}_{iрасч}$ значение φ или $\Delta\alpha_1$ на i -ом уровне λ_{1S} , вычисленное по расчетной модели характеристики.

Среднему квадрату $MS_{Lрасч}$ соответствует число степеней свободы m .

3. Найти расчетное значение F -критерия.

Расчетный F -критерий представляет собой отношение среднего квадрата, обусловленного неадекватностью математической модели, к среднему квадрату, обусловленному погрешностью эксперимента. Чем меньше этот расчетный F -критерий, тем точнее математическая модель описывает результаты эксперимента или расчета.

В случае проверки характеристики, полученной экспериментально, значение расчетного F -критерия находится по формуле:

$$F_{\varnothing} = \frac{MS_{L\varnothing}}{MS_e}.$$

Если расчетное значение F -критерия окажется меньше табличного при степенях свободы $(m-3)$ и ∞ , а также соответствующей доверительной вероятности P , то можно считать, что предложенная математическая модель адекватно описывает экспериментальные данные.

При проверке расчетной характеристики значение расчетного F -критерия определяется следующим образом:

$$F_{расч} = \frac{MS_{Lрасч}}{MS_e}.$$

Если это расчетное значение будет меньше табличной величины F -критерия при степенях свободы m и ∞ , а также соответствующей доверительной вероятности P , то можно считать предложенную математическую модель адекватной экспериментальным данным.

Оценка статистической значимости регрессионной модели отвечает на вопрос, существенно ли изменение рассматриваемого параметра, т.е. превышает ли изменение исследуемого параметра погрешность эксперимента или расчета. В случае квадратичной зависимости оценку модели на статистическую значимость целесообразно производить отдельно для левой и правой ветвей характеристики.

Оценку статистической значимости каждой ветви расчетной характеристики предлагается осуществлять следующим образом.

1. Определить средний квадрат, обусловленный моделью

$$MS_R = \sum_{i=1}^{m'} (\hat{Y}_i - \bar{Y})^2,$$

где m' - количество значений (уровней) λ_{1S} на левой или правой ветви характеристики, при которых производилось экспериментальное или расчетное определение φ или $\Delta\alpha_1$;

$$\bar{Y} = (\sum_{i=1}^{m'} Y_i) / m' - \text{среднее значение } \varphi \text{ или}$$

$\Delta\alpha_1$ в диапазоне исследования ветви характеристики.

Среднему квадрату MS_R соответствует одна степень свободы.

2. Вычислить средний квадрат, обусловленный неадекватностью модели и погрешностью эксперимента.

В случае экспериментальной характеристики этот средний квадрат будет равен:

$$MS_{\varnothing} = MS_{L\varnothing} + MS_e,$$

а в случае расчетной характеристики:

$$MS_{расч} = MS_{Lрасч} + MS_e.$$

Этим средним квадратам соответствует число степеней свободы $n = \infty$.

3. Найти расчетное значение F-критерия.

В случае экспериментальной характеристики его величина определяется по формуле:

$$F = \frac{MS_R}{MS_{\varnothing}},$$

а в случае расчетной характеристики – по выражению:

$$F = \frac{MS_R}{MS_{расч}}.$$

Таблица 2. Основные геометрические параметры исследованного СА ЦСМТ

Параметр	Размерность	Значение
Диаметр на входе в СА	мм	61,50
Диаметр на выходе из СА	мм	50,15
Число сопловых лопаток	-	14
Высота сопловых лопаток	мм	1,5
Горло межлопаточных каналов	мм	1,8
Эффективный угол	град.	9,2
Густота сопловой решетки	-	1,21

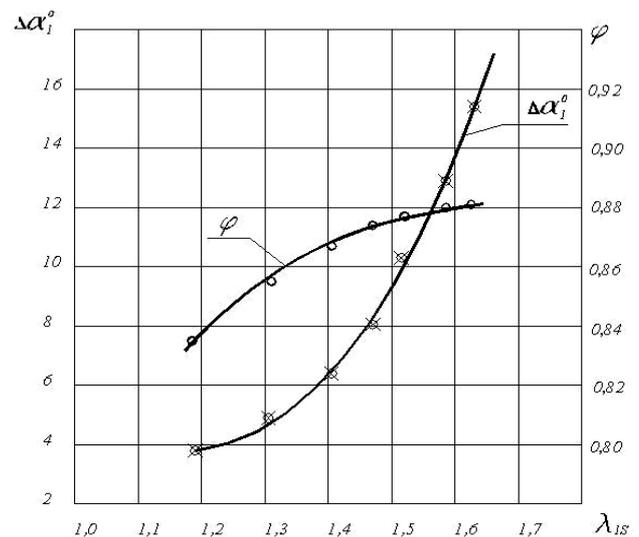


Рис.1. Экспериментальные характеристики соплового лопаточного венца ЦСМТ

Если расчетное значение F-критерия окажется больше табличного при соответствующей доверительной вероятности и степенях свободы 1 и ∞ , то исследуемую ветвь характеристики можно считать статистически значимой.

С помощью разработанной методики были проанализированы экспериментальные характеристики СА ЦСМТ, представленные на рис. 1 и аппроксимированные зависимостями:

$$\varphi = -0,188\lambda_{1S}^2 + 0,634\lambda_{1S} + 0,347,$$

$$\Delta\alpha_1 = 62,13\lambda_{1S}^2 - 149,2\lambda_{1S} + 93,34.$$

Основные геометрические параметры этого СА приведены в таблице 2. Исследования проводились в диапазоне $\lambda_{1S} = 1,0 \dots 1,6$. Результаты регрессионного анализа представлены в таблицах 3 и 4.

Таблица 3. Результаты регрессионного анализа экспериментальной зависимости $\varphi = f(\lambda_{1S})$

Параметр	Значение	Степень свободы
Средний квадрат MS_e	$8,83 \cdot 10^{-5}$	∞
Средний квадрат $MS_{LЭ}$	$3,76 \cdot 10^{-7}$	4
Расчетное значение F-критерия	0,01	-
Табличное значение F-критерия при $P = 0,95$	2,37	$4/\infty$
Средний квадрат MS_R	$1,66 \cdot 10^{-3}$	1
Средний квадрат $MS_{Э}$	$3,87 \cdot 10^{-5}$	∞
Расчетное значение F-критерия	42,9	-
Табличное значение F-критерия при $P = 0,95$	3,84	$1/\infty$

Таблица 4. Результаты регрессионного анализа экспериментальной зависимости $\Delta\alpha_1 = f(\lambda_{1S})$

Параметр	Значение	Степень свободы
Средний квадрат MS_e	$1,13 \cdot 10^{-2}$, град. ²	∞
Средний квадрат $MS_{LЭ}$	$5,78 \cdot 10^{-2}$, град. ²	4
Расчетное значение F-критерия	0,511	-
Табличное значение F-критерия при $P = 0,95$	2,37	$4/\infty$
Средний квадрат MS_R	110	1
Средний квадрат $MS_{Э}$	0,07	∞
Расчетное значение F-критерия	1592	-
Табличное значение F-критерия при $P = 0,95$	3,84	$1/\infty$

Как следует из таблиц 3 и 4, для зависимости $\varphi = f(\lambda_{1S})$ расчетное значение F -критерия в 237 раз меньше табличного значения, а для зависимости $\Delta\alpha_1 = f(\lambda_{1S})$ расчетная величина F -критерия в 4,6 раза меньше табличной величины. Следовательно, предложенные математические модели

$$\varphi = -0,188\lambda_{1S}^2 + 0,634\lambda_{1S} + 0,347$$

$$\text{и } \Delta\alpha_1 = 62,13\lambda_{1S}^2 - 149,2\lambda_{1S} + 93,34$$

адекватно описывают экспериментальные данные.

При оценке статистической значимости характеристик $\varphi = f(\lambda_{1S})$ и $\Delta\alpha_1 = f(\lambda_{1S})$ расчетные значения F -критериев оказались больше табличных значений. Следовательно, предложенные характеристики являются статистически значимыми.

Таким образом, разработанную методику предлагается использовать для регрессионного анализа экспериментальных и расчетных характеристик СА ЦСМТ. При этом для инженерного анализа достаточно принять доверительную вероятность $P = 0,95$, а для научных исследований следует использовать $P = 0,99$.

Список литературы

1. Вьюнышев В.Н., Матвеев В.Н., Тихонов Н.Т. Установка для статической продувки сопловых аппаратов и рабочих колес микротурбин // Испытания авиационных двигателей / Уфа. – УАИ. – 1983. – с. 66 – 69.
2. Матвеев В.Н., Сивиркин Д.В., Тихонов Н.Т. Методика определения погрешности измерения параметров при статических продувках элементов микротурбин // Вестник

СГАУ. Серия: Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление / СГАУ. – 1995. – с. 33-44.

3. Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф., Нечитайло А.А. Обобщение газодинамических характеристик сопловых аппаратов центробежных микротурбин // Вестник

СГАУ. Серия: Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление / СГАУ. – 1998. – с. 137-147.

3. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ: В 2-х кн. / Пер. с англ. – М.: Финансы и статистика. – 1986. – 336 с.

METHOD OF REGRESSIVE ANALYSIS OF EXPERIMENTAL AND CALCULATION CHARACTERISTICS OF CENTRIPETAL MICROTURBINES NOZZLE APPARATUS

© 2006 I.B. Dmitrieva, V.N. Matveev, S.A. Nechitaylo

Samara State Aerospace University

Method of verification on adequacy of experimental and calculation characteristics of centripetal microturbines nozzle blade's crowns has been worked up. Method of estimation on statistical importance of this characteristics different branch has been proposed.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ И РАСХОДА ГАЗА В ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ЦЕПИ ДИАФРАГМЕННОГО РАСХОДОМЕРА

© 2006 А.Г. Гимадиев, А.А. Игонин, В.Н. Илюхин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Предложена методика расчета пульсаций давления и расхода газа в измерительной цепи диафрагменного расходомера для вычисления гармонических составляющих давления газа непосредственно на входе и выходе мерной диафрагмы. Методика может быть использована в алгоритмах коррекции дополнительной пульсационной погрешности измерения расхода газа.

Важность точного измерения расхода энергоносителей, обусловлена необходимостью их экономии и возрастает с объемами потребления. Наиболее распространенными датчиками для измерения расхода природного газа являются расходомеры переменного перепада давления на сужении, принцип действия которых, описан в работе [1]. Данный способ измерения расхода газа применим для потоков, в которых отсутствуют пульсации давления.

Дополнительная абсолютная погрешность диафрагменного расходомера ΔQ , возникающая из-за пульсаций давления и перепада давления газа на диафрагме, складывается из нескольких составляющих:

$$\Delta Q = \Delta Q_{\partial} + \Delta Q_{\text{угл.}} + \Delta Q_{\text{имп.}} + \Delta Q_{\text{мем.}}, \quad (1)$$

где ΔQ - суммарная дополнительная погрешность измерения расхода газа; ΔQ_{∂} - погрешность измерения расхода газа из-за нелинейного осреднения пульсаций давления на мерной диафрагме; $\Delta Q_{\text{угл.}}$, $\Delta Q_{\text{имп.}}$, $\Delta Q_{\text{мем.}}$ - погрешности измерения объемного расхода газа, обусловленная нелинейным осреднением пульсаций давления соответственно на входах в угловые отборы, в импульсные трубки и в полости измерителя переменного перепада давления.

Причинами пульсаций давления могут стать колебания, создаваемые компрессорами, а также автоколебательные процессы в трубопроводной магистрали. При наличии пульсаций давления в газопроводе точность измерения расхода газа снижается из-за нелинейного осреднения пульсаций перепада давления на мерной диафрагме и на элементах измерительной цепи расходомера [2-4].

Коррекцию дополнительной погрешности диафрагменного расходомера можно реализовать, определив ее по эмпирической формуле; в работах [5, 6] предложена эмпирическая аппроксимация зависимости относительной дополнительной погрешности измерения расхода ΔQ_{∂} от относительного действующего значения пульсаций перепада давления на диафрагме $\Delta p_{\text{эфф}}$:

$$\delta Q_{\partial} = \frac{1}{\sqrt{0.5(1 + \sqrt{1 - \Delta p_{\text{эфф}}^2})}} - 1, \quad (2)$$

где $\delta Q_{\partial} = \frac{\Delta Q_{\partial}}{Q_0}$, $\Delta p_{\text{эфф}} = \frac{\Delta p_{\text{эфф}}}{\Delta P_0}$, Q_0 - средний расход газа через стандартную диафрагму; $\Delta p_{\text{эфф}}$, ΔP_0 - абсолютное действующее значение и постоянная составляющая пульсаций перепада давления на диафрагме. Эффективность применения данной формулы ограничена следующим. Во-первых, в ней не учитываются погрешности из-за нелинейного осреднения пульсаций давления в элементах измерительного трубопровода. Во-вторых, погрешность измерения расхода существенно зависит от формы пульсаций давления газа во времени.

В работе [4] предложено внести коррекцию дополнительной погрешности по результатам измерения пульсаций перепада давления на диафрагме. Однако такой подход требует применения дополнительных датчиков пульсаций давления и соответствующей аппаратуры. Учитывая низкочастотный диапазон наблюдающихся в газопроводе пульсаций давления (до 50 Гц), целесообразно рассмотреть возможность использования информации с имеющихся датчиков давления и перепада давления, установленных в конце импульсных трубок. При этом, будут учитываться характери-

ки подводящих каналов и преобразователя перепада давления.

Для численного восстановления значе- ний пульсаций давления на входе и выходе мерной диафрагмы по значениям давления и перепада давления, измеренным установ- ленными в конце импульсных трубок датчи- ками, предлагается математическая модель газовой измерительной цепи, разработанная на основе математической модели, приве- денной в [4]. Принимаются следующие до- пущения:

- нелинейные свойства измерительной цепи проявляются только на мерной диа- фрагме;
- движение газа в импульсных трубках рассматривается согласно ламинарной мо- дели с учетом нестационарности;
- разделительная мембрана преобразова- теля давления, рассматривается как акусти- ческая упругость с учетом эквивалентной массы мембраны и вязкого трения рабочей среды;
- модули входных акустических импе- дансов газовой измерительной цепи суще- ственно больше модулей импедансов газовой магистрали.
- участки трубопровода в местах входа и выхода мерной диафрагмы рассматривают- ся, как идеальные независимые источники пульсаций давления;

При восстановлении пульсаций давле- ния газа на входе и выходе мерной диа- фрагмы (рис. 1) принимается, что изменение давления во времени можно представить в виде суммы постоянной составляющей давления и нескольких основных гармонич- еских составляющих. Давления на входе и выходе диафрагмы можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} p_{ex}^+(t) &= P_{ex,0}^+ + \sum_{i=1}^N p_{ex,i}^+ \exp(j\omega_i t); \\ p_{ex}^-(t) &= P_{ex,0}^- + \sum_{i=1}^N p_{ex,i}^- \exp(j\omega_i t), \end{aligned} \quad (3)$$

где $P_{ex,0}^+$, $P_{ex,0}^-$ – постоянные составляющие давления; $p_{ex,i}^+$, $p_{ex,i}^-$ – комплексные ампли- туды i -ых гармонических составляющих давления; ω_i – угловая частота i -ой гармо- нической составляющей пульсаций давле-

ния; i – номер гармоники; N – количество учитываемых гармонических составляющих.

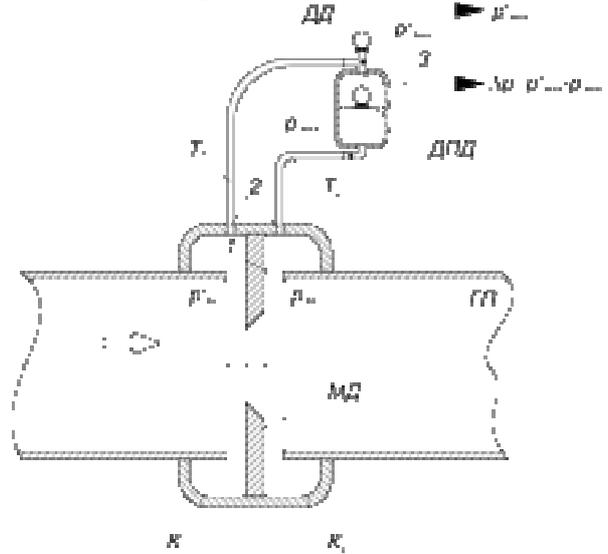


Рис. 1. Схема измерительной цепи диафрагмен- ного расходомера. ГП – газопровод, МД – мерная диафрагма, ДД – датчик давления, ДПД – дат- чик перепада давления, К₁, К₂ – кольцевые поло- сти угловых отборов, П₁, П₂ – полости измерите- ля перепада давления, Т₁, Т₂ – импульсные трубки, М – мембрана измерителя перепада давления.

Давления и расходы газа в измеритель- ной цепи по обе стороны от датчика перепада давления, установленного на импульсных линиях, представим так:

$$\begin{aligned} p_{вых}^+(t) &= P_{вых,0}^+ + \sum_{i=1}^N p_{вых,i}^+ \exp(j\omega_i t); \\ p_{вых}^-(t) &= P_{вых,0}^- + \sum_{i=1}^N p_{вых,i}^- \exp(j\omega_i t), \end{aligned} \quad (4)$$

где $P_{вых,0}^+$, $P_{вых,0}^-$ – постоянные составляющие давления; $p_{вых,i}^+$, $p_{вых,i}^-$ – комплексные ам- плитуды i -ых гармонических составляющих давления в конце импульсных трубок.

Представление элементов газовой из- мерительной цепи в виде электродинамиче- ских аналогов (рис. 2) и исходных сигналов в виде суммы постоянной и гармонических составляющих делает удобным применение комплексной формы гармонических сигна- лов и матриц комплексных коэффициентов четырехполюсников.

Согласно [7], форма А матрицы ком- плексных коэффициентов четырехполюсни- ка применяется при вычислении давления и расхода на выходе четырехполюсника, когда

решается система линейных уравнений, в правой части которой будут известные давление и расход на входе четырехполосника. Форма B матрицы комплексных коэффициентов четырехполосника применяется при вычислении давления и расхода на входе четырехполосника, когда решается система линейных уравнений, в правой части которой будут известные давление и расход на выходе четырехполосника.

Вид систем линейных уравнений с матрицами коэффициентов в форме A для каждого вида четырехполосников рассматриваемой цепи можно найти в [3, 4]. Обозначения матриц комплексных коэффициентов четырехполосников приведены на рис. 2 внутри прямоугольников, обозначающих четырехполосники.

Искомые величины – давления на входе и выходе мерной диафрагмы: p_{ex}^+ и p_{ex}^- . Требуется по значениям давлений в заданных точках газовой измерительной цепи диафрагменного расходомера рассчитать значения давлений на источниках давления – на входе и выходе мерной диафрагмы. Расчет давлений и расходов в газовой цепи по одной гармонической составляющей сводится к трем этапам:

1. Выберем одну гармоническую составляющую пульсаций давления с определенной частотой для дальнейших расчетов. Вычислим для каждого из четырехполосников газовой измерительной цепи диафрагменного расходомера матрицу комплексных коэффициентов [3, 4]. Поделим условно газовую измерительную цепь диафрагменного расходомера сечениями с известными и искомыми давлениями на три части:

- импульсная трубка T_1 с камерой углового отбора K_1 , находящиеся между сечениями с давлениями p_{ex}^+ и $p_{вых}^+$;

- полости измерителя перепада давления Π_1 и Π_2 с мембраной M между ними, находящиеся между сечениями с давлениями $p_{вых}^+$ и $p_{вых}^-$;

- импульсная трубка T_2 с камерой углового отбора K_2 , находящиеся между сечениями с давлениями p_{ex}^- и $p_{вых}^-$.

Каждую из этих частей представим в виде одного четырехполосника, матрицу

коэффициентов которого получим путем перемножения матриц коэффициентов четырехполосников соответствующей части. Матрицы будут иметь вид:

$$\left| A^{+(i)} \right| = \begin{pmatrix} A_{11}^{+(i)} & A_{12}^{+(i)} \\ A_{21}^{+(i)} & A_{22}^{+(i)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{K1.11}^{(i)} & A_{K1.12}^{(i)} \\ A_{K1.21}^{(i)} & A_{K1.22}^{(i)} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} A_{\Pi1.11}^{(i)} & A_{\Pi1.12}^{(i)} \\ A_{\Pi1.21}^{(i)} & A_{\Pi1.22}^{(i)} \end{pmatrix} \quad (5)$$

для импульсной трубки T_1 и камеры углового отбора K_1 ,

$$\left| A_{cp}^{(i)} \right| = \begin{pmatrix} A_{cp.11}^{(i)} & A_{cp.12}^{(i)} \\ A_{cp.21}^{(i)} & A_{cp.22}^{(i)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{\Pi1.11}^{(i)} & A_{\Pi1.12}^{(i)} \\ A_{\Pi1.21}^{(i)} & A_{\Pi1.22}^{(i)} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} A_{M.11}^{(i)} & A_{M.12}^{(i)} \\ A_{M.21}^{(i)} & A_{M.22}^{(i)} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} A_{\Pi2.11}^{(i)} & A_{\Pi2.12}^{(i)} \\ A_{\Pi2.21}^{(i)} & A_{\Pi2.22}^{(i)} \end{pmatrix} \quad (6)$$

для полостей Π_1 , Π_2 и мембраны M измерителя перепада давления,

$$\left| A^{(i)} \right| = \begin{pmatrix} A_{11}^{-(i)} & A_{12}^{-(i)} \\ A_{21}^{-(i)} & A_{22}^{-(i)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{T2.11}^{(i)} & A_{T2.12}^{(i)} \\ A_{T2.21}^{(i)} & A_{T2.22}^{(i)} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} A_{K2.11}^{(i)} & A_{K2.12}^{(i)} \\ A_{K2.21}^{(i)} & A_{K2.22}^{(i)} \end{pmatrix} \quad (7)$$

для импульсной трубки T_2 и камеры углового отбора K_2 . После перемножения матриц электродинамический аналог газовой цепи расходомера можно рассматривать в виде трех четырехполосников с матрицами коэффициентов $A^{+(i)}$, $A_{cp}^{(i)}$, $A^{-(i)}$.

2. Найдём значения входного импеданса четырехполосников во всех местах измерительной газовой цепи расходомера – значение входного импеданса будем обозначать индексом, соответствующим индексу давления, или расхода в данном месте, справа над буквой обозначения импеданса в зависимости от того, в направлении к какому источнику давления осуществляется расчет: если к p_{ex}^+ , то “+”, если в противоположном направлении, то “-”. Находим импедансы:

От выхода мерной диафрагмы к ее входу, то есть к p_{ex}^+ :

$$Z_{8,i}^+ = 0; \quad Z_{6,i}^+ = \frac{A_{11}^{-(i)} \cdot Z_{8,i}^+ + A_{12}^{-(i)}}{A_{21}^{-(i)} \cdot Z_{8,i}^+ + A_{22}^{-(i)}};$$

$$Z_{3,i}^+ = \frac{A_{cp.11}^{(i)} \cdot Z_{6,i}^+ + A_{cp.12}^{(i)}}{A_{cp.21}^{(i)} \cdot Z_{6,i}^+ + A_{cp.22}^{(i)}}; \quad Z_1^+ = \frac{A_{11}^{+(i)} \cdot Z_{3,i}^+ + A_{12}^{+(i)}}{A_{21}^{+(i)} \cdot Z_{3,i}^+ + A_{22}^{+(i)}}; \quad (8)$$

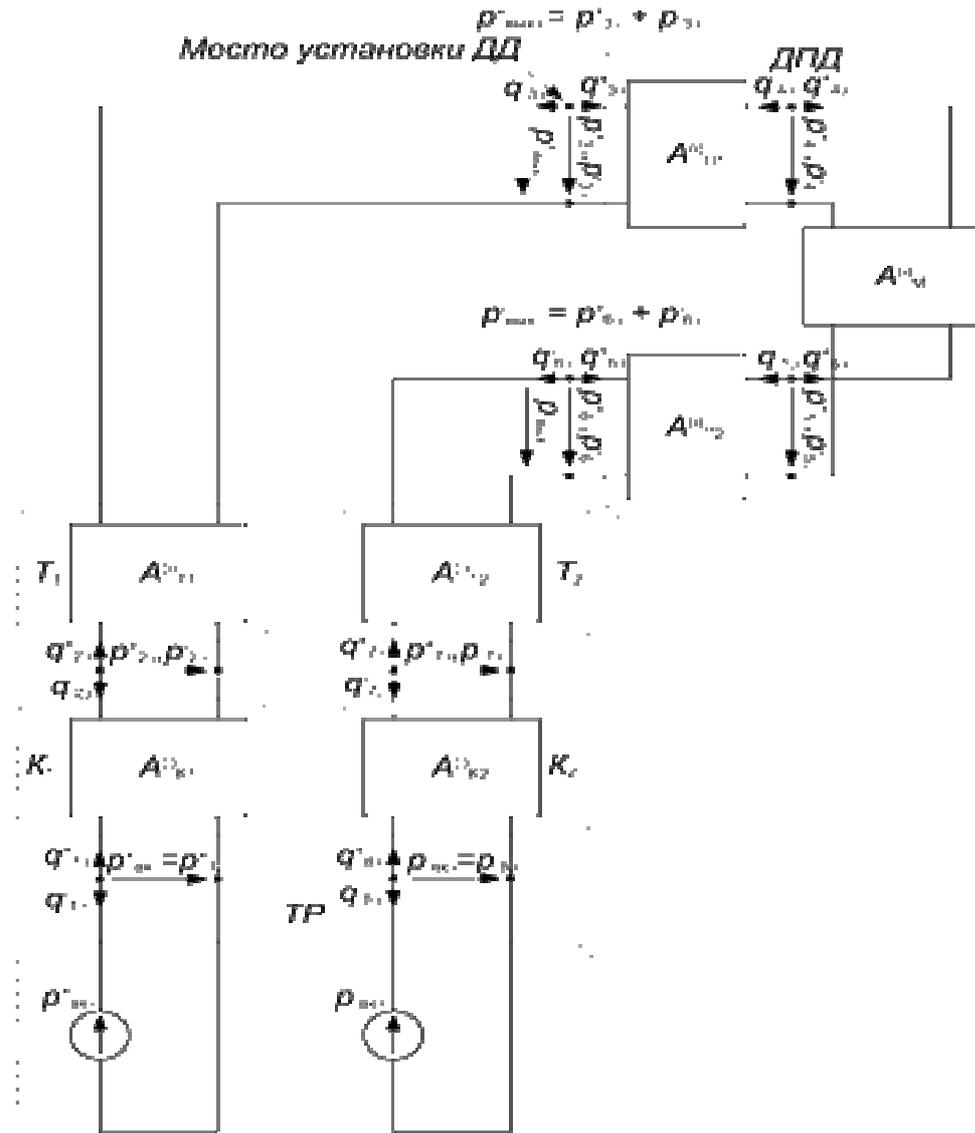


Рис. 2. Электродинамический аналог газовой измерительной цепи. ГП – газопровод, ДПД – датчик перепада давления, K_1, K_2 – кольцевые полости угловых отборов, Π_1, Π_2 – полости измерителя перепада давления, T_1, T_2 – импульсные трубки, M – мембрана измерителя перепада давления.

От входа диафрагмы к ее выходу, относительно p_{ax}^- :

$$Z_{1,i}^- = 0; \quad Z_{3,i}^- = \frac{A_{11}^{(i)} \cdot Z_{1,i}^- + A_{12}^{(i)}}{A_{21}^{(i)} \cdot Z_{1,i}^- + A_{22}^{(i)}}; \quad (9)$$

$$Z_{6,i}^- = \frac{A_{cp.11}^{(i)} \cdot Z_{3i}^- + A_{cp.12}^{(i)}}{A_{cp.21}^{(i)} \cdot Z_{3i}^- + A_{cp.22}^{(i)}}; \quad Z_{8j}^- = \frac{A_{11}^{(i)} \cdot Z_{6j}^- + A_{12}^{(i)}}{A_{21}^{(i)} \cdot Z_{6j}^- + A_{22}^{(i)}};$$

3. Запишем систему линейных уравнений, описывающих взаимосвязь давлений и расходов относительно всех источников на входе и выходе среднего четырехполосника в упрощенной цепи:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_3 = p_3^+ + p_3^- \\ p_6 = p_6^+ + p_6^- \\ p_3^+ = A_{cp.11} p_6^+ + A_{cp.12} q_6^+ \\ q_3^+ = A_{cp.21} p_6^+ + A_{cp.22} q_6^+ \\ p_6^- = A_{cp.11} p_3^- + A_{cp.12} q_3^- \\ q_6^- = A_{cp.21} p_3^- + A_{cp.22} q_3^- \\ p_3 = q_3^+ Z_3^+ + q_3^- Z_3^- \\ p_6 = q_6^+ Z_6^+ + q_6^- Z_6^- \end{array} \right., \quad (10)$$

Решим ее относительно переменных $p_3^+, p_3^-, p_6^+, p_6^-, q_3^+, q_3^-, q_6^+$ и q_6^- :

$$\begin{aligned}
p_3^+ &= \frac{p_6 - p_3 \frac{A_{cp22} Z_3^+ - A_{cp12}}{Z_3^+ (A_{cp11} A_{cp22} - A_{cp12} A_{cp21})}}{A_{cp11} + \frac{A_{cp12}}{Z_3^-} - \frac{A_{cp22} \cdot Z_3^+ - A_{cp12}}{Z_3^- \cdot (A_{cp11} A_{cp22} - A_{cp12} A_{cp21})}}; \\
p_6^- &= \frac{p_3 - p_6 \frac{A_{cp22} Z_6^- - A_{cp12}}{Z_6^- (A_{cp11} A_{cp22} - A_{cp12} A_{cp21})}}{A_{cp11} + \frac{A_{cp12}}{Z_6^+} - \frac{A_{cp22} \cdot Z_6^- - A_{cp12}}{Z_6^+ \cdot (A_{cp11} A_{cp22} - A_{cp12} A_{cp21})}}. \quad (11) \\
p_3^- &= p_{вых}^+ - p_3^+; \quad p_6^+ = p_{вых}^- - p_6^-; \\
q_3^+ &= \frac{p_3^+}{Z_3^+}; \quad q_3^- = \frac{p_3^-}{Z_3^-}; \quad q_6^+ = \frac{p_6^+}{Z_6^+}; \quad q_6^- = \frac{p_6^-}{Z_6^-}.
\end{aligned}$$

Таким образом, найдены составляющие давлений $p_{вых}^+$ и $p_{вых}^-$ относительно обоих источников сигнала.

Далее, по найденным значениям комплексных амплитуд составляющих давления газа относительно источников давления, можно восстановить значения давлений на источниках давления газа. Для вычисления значения входного давления четырехполюсника по значению выходного давления требуется решить систему линейных уравнений с матрицей коэффициентов четырехполюсника типа B . Получим матрицы коэффициентов типа B из матриц типа A , записанных в выражениях (5) и (7) – это матрицы коэффициентов четырехполюсников упрощенного представления газовой измерительной цепи диафрагменного расходомера расположены между сечениями с давлениями p_{ex}^+ , $p_{вых}^+$ и

$$\begin{aligned}
p_{ex}^-, p_{вых}^- &\text{ соответственно:} \\
\left| B^{+(i)} \right| &= \begin{pmatrix} B_{11}^{+(i)} & B_{12}^{+(i)} \\ B_{21}^{+(i)} & B_{22}^{+(i)} \end{pmatrix}; \\
B_{11}^{+(i)} &= \frac{A_{22}^{+(i)}}{A_{11}^{+(i)} A_{22}^{+(i)} - A_{12}^{+(i)} A_{21}^{+(i)}}; \\
B_{21}^{+(i)} &= \frac{-A_{21}^{+(i)}}{A_{11}^{+(i)} A_{22}^{+(i)} - A_{12}^{+(i)} A_{21}^{+(i)}}; \quad (12) \\
B_{12}^{+(i)} &= \frac{-A_{12}^{+(i)}}{A_{11}^{+(i)} A_{22}^{+(i)} - A_{12}^{+(i)} A_{21}^{+(i)}}; \\
B_{22}^{+(i)} &= \frac{A_{11}^{+(i)}}{A_{11}^{+(i)} A_{22}^{+(i)} - A_{12}^{+(i)} A_{21}^{+(i)}}.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\left| B^{-(i)} \right| &= \begin{pmatrix} B_{11}^{-(i)} & B_{12}^{-(i)} \\ B_{21}^{-(i)} & B_{22}^{-(i)} \end{pmatrix}; \\
B_{11}^{-(i)} &= \frac{A_{22}^{-(i)}}{A_{11}^{-(i)} A_{22}^{-(i)} - A_{12}^{-(i)} A_{21}^{-(i)}}; \\
B_{21}^{-(i)} &= \frac{-A_{21}^{-(i)}}{A_{11}^{-(i)} A_{22}^{-(i)} - A_{12}^{-(i)} A_{21}^{-(i)}}; \quad (13) \\
B_{12}^{-(i)} &= \frac{A_{12}^{-(i)}}{A_{11}^{-(i)} A_{22}^{-(i)} - A_{12}^{-(i)} A_{21}^{-(i)}}; \\
B_{22}^{-(i)} &= \frac{A_{11}^{-(i)}}{A_{11}^{-(i)} A_{22}^{-(i)} - A_{12}^{-(i)} A_{21}^{-(i)}}.
\end{aligned}$$

Теперь рассчитаем давления на источниках давления.

$$\begin{pmatrix} B_{11}^{+(i)} & B_{12}^{+(i)} \\ B_{21}^{+(i)} & B_{22}^{+(i)} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} p_{1,i}^+ \\ q_{1,i}^+ \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_{3,i}^+ \\ q_{3,i}^+ \end{pmatrix}; \quad (14)$$

$$p_{1,i}^+ = \frac{B_{22}^{+(i)} p_{3,i}^+ - B_{12}^{+(i)} q_{3,i}^+}{B_{11}^{+(i)} B_{22}^{+(i)} - B_{12}^{+(i)} B_{21}^{+(i)}};$$

$$\begin{pmatrix} B_{11}^{-(i)} & B_{12}^{-(i)} \\ B_{21}^{-(i)} & B_{22}^{-(i)} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} p_{8,i}^- \\ q_{8,i}^- \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_{6,i}^- \\ q_{6,i}^- \end{pmatrix}; \quad (15)$$

$$p_{8,i}^- = \frac{B_{22}^{-(i)} p_{6,i}^- - B_{12}^{-(i)} q_{6,i}^-}{B_{11}^{-(i)} B_{22}^{-(i)} - B_{12}^{-(i)} B_{21}^{-(i)}};$$

Значения импедансов, эквивалентных источникам давления p_{ex}^+ и p_{ex}^- , согласно допущению, приняты равными нулю, следовательно, на входе диафрагмы составляющая давления относительно источника давления на выходе диафрагмы будет равна нулю, также и на выходе диафрагмы относительно входа диафрагмы:

$$p_{ex,i}^+ = p_{1,i}^+; \quad p_{ex,i}^- = p_{8,i}^-. \quad (16)$$

Таким образом, рассчитаны комплексные амплитуды давлений непосредственно на входе и выходе мерной диафрагмы. Чтобы получить восстановленные временные зависимости, требуется сделать аналогичный расчет для давлений газа по его постоянной составляющей (в этом случае вместо комплексных чисел будут использоваться действительные), рассчитать все значимые гармонические составляющие пульсаций давления и сложить полученные значения

амплитуд по формуле (3) для $i=1...N$. От полученных давлений на входе и выходе мерной диафрагмы перейти к значению давления и перепада давления можно так:

$$p_{изм}(t) = p_{ex}^+(t);$$
$$\Delta p_{изм} = P_{ex}^+(t) - p_{ex}^-(t). \quad (17)$$

Предложенная методика расчета пульсаций давления и расхода газа в измерительной цепи диафрагменного расходомера предназначена для вычисления гармонических составляющих давления газа непосредственно на входе и выходе мерной диафрагмы и может быть использована в алгоритмах коррекции дополнительной пульсационной погрешности измерения расхода газа.

Список литературы

1. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества: Справочник. - Л.: Машиностроение, 1989.- 701 с.
2. Слива Е.С. Коррекция характеристик информационных газовых цепей для повышения точности систем измерения параметров двигателей и энергетических установок. Дисс. ... канд. техн. наук. – Самара, 2000. – 193 с.
3. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д. Гидравлические цепи передачи информации. - М.: Машиностроение, 1999. - 331 с.
4. Кашапов И.Д. Разработка методов и средств экспериментального исследования влияния пульсаций давления на погрешность газовых расходомеров. Дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. – Самара, 2001. – 190 с.
5. Кабза З., Посполита Я. Оценка диапазона изменения коэффициента расхода диафрагмы при пульсирующем течении // Совершенств. средств измерения расхода жидкости, газа, пара.: Матер. научн.-техн. конф. / Ленингр. дом научн.-техн. проп. - СПб., 1992. - С. 6-12.
6. ISO/NC 3313: 1992(E) Measurement of pulsating fluid flow in a pipe by means of orifice plates, nozzles or Venturi tubes.
7. Атабеков А.Н. Теория электрических цепей. М.: Радио и связь, 1988.- 433 с.

DETERMINATION OF THE GAS FLOW AND PRESSURE PULSATIONS ON THE INPUT OF ORIFICE PLATE FLOWMETER'S MEASURING GAS CIRCUIT

© 2006 A.G. Gimadiyev, A.A. Igonin, V.N. Ilyukhin

Samara State Aerospace University

The method of calculation of flow and pressure pulsations on the orifice plate flowmeter's input is presented. As an input data, pressure signals at the two points within flowmeter's gas circuit are used. Obtained expressions are recommended for use in the digital correction of complementary error because of gas pressure pulsations.

КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБЪЕКТОВ ПРИ РЕКОНСТРУКЦИИ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ООО «САМАРАТРАНСГАЗ»

© 2006 О.А. Степаненко, С.Д. Медведев

ООО «Самаратрансгаз»

В докладе рассматриваются критерии и требования к выводу объектов в реконструкцию. При этом необходимо применять системный подход с учетом технологической взаимосвязи объектов. Основными критериями системного подхода при решении вопроса о выводе объектов в реконструкцию являются технологические и экономические критерии. Реконструкция должна выполняться во взаимосвязи с объектами добычи и подземного хранения газа.

Введение

Состояние газотранспортной системы Общества характеризуется в настоящее время как удовлетворительное и позволяет обеспечивать транспорт и распределение газа по газопроводам в соответствии с потребностями региона. Однако стабилизация промышленного производства в Самарской области, регионе в целом, а также на основании информации, поступающей от газораспределительных организаций (ГРО) региона, можно сделать вывод, что потребности в природном газе в Самарской области в ближайшее время значительно увеличатся. Также активно проявляют себя и потребители Ульяновской области, для которой поставка газа по газотранспортной системе (ГТС) ООО «Самаратрансгаз» является единственной.

Перед Обществом поставлена задача обеспечения приведения ГТС в соответствие с требованиями перспективного потокораспределения, надежности, безопасности и экономической эффективности.

В ОАО «Газпром» в целом и в Обществе в частности разработаны и применяются критерии оценки технического состояния ГТС с целью обеспечения прогнозирования ее безопасной работы, а также планирования реконструкции и технического перевооружения на долгосрочный период в связи с дальнейшим интенсивным моральным и физическим старением объектов транспорта газа.

1. Критерии и требования вывода объектов в реконструкцию

В настоящее время при планировании реконструкции объектов транспорта газа важно не допустить избыточных объемов работ. В связи с этим требуется четкое обоснование необходимости вывода объектов в реконструкцию на основе объективных критериев.

Реконструкция любого газопровода (ГТС) должна рассматриваться с позиций системного подхода, т.е., с учетом технологической взаимосвязи объектов (*на основе системных критериев*).

Объектом системного подхода может быть не весь газопровод, а крупная его часть. Отдельные компрессорные станции и линейные участки могут рассматриваться как с системных, так и с автономных позиций. Автономное рассмотрение этих объектов допустимо, если их реконструкция не влияет на режим работы других объектов.

Технологические критерии отражают предельное техническое состояние объектов, при котором дальнейшая эксплуатация невозможна или осуществляется с нарушением требований транспортировки газа (прежде всего по объему транспорта) или правил и норм промышленной и экологической безопасности.

Экономические критерии необходимы для сопоставления вариантов реконструкции между собой и с вариантами капитального ремонта и выжидательной стратегии (отказ от реконструкции). В качестве экономических критериев используются результаты расчета необходимых инвестиций, эксплуатационных

издержек (до и после реконструкции), а также потоков наличности.

Имеются виды реконструкции, не требующие учета технологической взаимосвязи объектов. В этом случае объектами реконструкции являются отдельные агрегаты, цеха и нитки газопровода. Сюда относится реконструкция в целях повышения промышленной и экологической безопасности отдельных объектов газопроводов и некоторые локальные задачи энергосбережения, например, установка рекуператоров, замена сменных проточных частей центробежных нагнетателей, которая не влияет на режим.

А. Системные критерии

В качестве системных критериев должны рассматриваться:

- превышение планируемой производительности газопровода или системы газопроводов относительно фактической технической возможной производительности (ТВП) ($Q_{\text{план}} > Q_{\text{твп}}$);
- наличие «узких мест», т.е., зон пониженной технической возможной производительности ($Q_{\text{твп}} < Q_{\text{проект}}$) на газопроводе (ГТС), ранжированных по степени ограничения производительности. Эта информация необходима для выявления тех «узких мест», которые должны быть устранены для обеспечения планируемых потоков газа ($Q_{\text{твп}} < Q_{\text{план}}$);
- расположение объекта (КС или линейного участка) с критическим техническим состоянием в зоне «узкого места», предопределяющее назначения данного объекта в первоочередную реконструкцию;
- расположение объектов газотранспортных систем – претендентов на реконструкцию из-за неудовлетворительного технического состояния в зоне строительства новых газопроводов и планируемое совместное использование этих объектов с вновь вводимыми;
- необходимость изменения направлений и величины потоков газа по ГТС в соответствии с Генеральной схемой развития ЕСГ за счет реконструкции объектов (измене-

ние схем компримирования, доустановка агрегатов на КС; строительства технологических перемычек, отводов и т.д.);

- необходимость проведения целевой реконструкции газопроводов для обеспечения газоснабжения региона, стратегически важных потребителей или объектов в соответствии с решениями руководства ОАО «Газпром» или правительства России;
- проведение реконструкции объектов газотранспортных систем для оптимального взаимодействия с новым строительством, в том числе с повышением рабочего давления, с целью сокращения суммарных капитальных вложений.

Наряду с указанными выше критериями вывода объектов в реконструкцию к числу приоритетных работ относятся:

- реконструкция объектов, начатая до начала планируемого периода (переходящие объемы реконструкции);
- отработка новых технологий и технических решений по реконструкции компрессорных станций или линейной части (новые типы газоперекачивающих агрегатов, новые способы переизоляции трубопроводов и т.д.), а также «пилотные» проекты реконструкции объектов ГТС.

Б. Критерии вывода в реконструкцию объектов компрессорных станций

Вывод объектов КС в реконструкцию осуществляется на основе рассмотрения следующих критериев (в порядке значимости):

Б.1. Выработка назначенных ресурсов

Для основного технологического оборудования КС (КЦ с установленными ГПА, САУ КЦ, САУ ГПА, системы теплоэнергоснабжения) базовым критерием является выработка назначенных ресурсов.

Для эксплуатируемого парка газотурбинных ГПА назначенный ресурс составляет:

- газоперекачивающий агрегат - 100 тыс. час;
- ГТУ стационарного (промышленного) типа - 100 тыс. час;
- ГТУ авиационного

или судового типов - 40 - 60 тыс. час.

Газоперекачивающие агрегаты ГТК-10 с прошедшей заводской ремонт турбиной, эксплуатируются до наработки 170-200 тыс. часов.

Назначенные ресурсы не являются предельными ограничениями для эксплуатации. Они могут продлеваться на базе специальных исследований, фактического опыта эксплуатации или после ремонта, в т.ч., заводского.

Базовыми критериями являются также:

- попарковая замена ГПА одного типа, морально и физически устаревшего;
- учет T_r , ожидаемое на 5-10 лет (относительного времени загрузки).

Нижеследующие критерии находятся в причинно-следственной связи с базовыми критериями.

Б.2. Обеспечение плановых газопотоков

Техническое состояние основного оборудования КС должно обеспечивать мощность, необходимую для компримирования заданных объемов газа с приемлемыми показателями надежности.

Б.3. Критерии безопасности эксплуатации технологических коммуникаций и установок (аппаратов) высокого давления

В ОАО «Газпром» разработана и организовано ее применение в ООО «Самаратрансгаз» система «базовой паспортизации технологических трубопроводов», включающая в себя виброметрию, толщинометрию, контроль состояния опор и геометрических положений. Продление ресурсов аппаратов высокого давления (пылеуловителей, корпусов нагнетателей и др.) осуществляется по согласованным с Ростехнадзором методикам, включающим физические методы контроля металла.

Б.4. Критичное техническое состояние ГПА

Критериями (факторами), характеризующими техническое состояние ГПА и требующими их первоочередного вывода в реконструкцию или модернизацию, являются:

- неремонтопригодность узлов или систем ГПА: невозможность восстановить функ-

циональные показатели (мощность, к.п.д., надежность) посредством проведения капремонта (например, пластинчатые регенераторы ГТК-10-4, турбоблоки ГПУ-10 и др.;

- отсутствие запасных узлов и частей для замены при ремонте.

Техническое состояние определяется на базе проводимой паспортизации компрессорных цехов.

Б.5. Моральное старение агрегатов

Морально устаревшие ГПА (ГПА-Ц-6,3, ГПА с поршневым приводом) выбывают по критерию наработки в первоочередном порядке. Фактор морального старения приобретает первоочередное значение в условиях высоких цен на энергоносители, при разработке комплексных программ по энергосбережению, наличию «волн» массовой реконструкции по отдельным типам ГПА.

Б.6. Технологические факторы

В качестве технологических факторов для первоочередной реконструкции рассматриваются:

- перевод цехов на полнонапорную технологическую схему;
- оптимизация режимов работы многониточных (многоцеховых) систем;
- использование сменных проточных частей нагнетателей и т.п.

Б.7. Требования санитарных норм и правил

Вывод в реконструкцию газоперекачивающих агрегатов (КЦ) для обеспечения предельно - допустимых концентраций (ПДК) вредных выбросов и уровня шума в зоне расположения КС.

2. Характеристика работ, относимых к категории «реконструкция»

Понятие «реконструкция» применительно к газотранспортным системам требует пояснений. Неоднозначно определение самого объекта реконструкции, в качестве которого может выступать вся газотранспортная сеть ЕСГ, отдельные многониточные или разветвленные системы, магистральный газопровод - нитка, технологические объекты магистрального газопровода (компрессорные станции,

цефа, линейные участки, переходы через водные преграды, железные и автомобильные дороги и т.п.).

С позиций системного подхода к реконструкции должна рассматриваться вся газотранспортная сеть ЕСГ как единое целое или ее подсистемы. Только при таком подходе можно обосновать минимально необходимые объемы реконструкции газопроводов отрасли, обеспечивающие выполнение плановых поставок газа потребителям при минимальных затратах необходимых ресурсов (капиталовложения, трубы, ГПА и пр.).

Этот вопрос должен решаться в рамках ЕСГ в целом, с учетом взаимодействия с объектами добычи и подземного хранения газа. При этом реконструкцию газопроводов нельзя отрывать от развития ЕСГ за счет строительства новых объектов, в частности, новых газопроводов. Увязка всех этих проблем является предметом стратегии развития газовой промышленности на перспективный период.

Это, однако, не исключает необходимости рассмотрения реконструкции на дезагрегированном уровне (многочисленные и однониточные газопроводы, отдельные участки, КС, КЦ). Формирование общего решения по реконструкции сети ЕСГ требует предварительной подготовки вариантов реконструкции по отдельным технологическим объектам. Концепция реконструкции ГТС предусматривает принцип комплексности проведения работ. Это означает, что реконструкция газотранспортного объекта является многоцелевой, т.е. одновременно преследует различные поставленные цели. Кроме того, реконструкция охватывает как основные технологические объекты газопроводов, так и вспомогательные системы (энерготепловодоснабжение, ЭХЗ, автоматика и телемеханика, связь).

Независимо от масштабов реконструкции, выполняемой для обеспечения перспективных потоков газа (газотранспортная система, газопровод, компрессорный цех, линейный участок), объем, и этапы реконструкции должны подчиняться режимно-поточным

требованиям. Известно, что в общем случае удовлетворение этих меняющихся во времени требований достигается не только реконструкцией действующих газопроводов, но и другими средствами: строительством новых и капитальным ремонтом действующих объектов. Поэтому должна быть установлена разница между всеми этими понятиями, а затем четко определено понятие «реконструкция».

Понятие «реконструкция» в общем плане подразумевает переустройство существующих объектов на основе нового, более современного, чем находящееся в эксплуатации, оборудования, а также расширение существующих объектов с целью ликвидации диспропорций между технологическими звеньями. Задачи реконструкции - увеличение производственной мощности предприятия, сокращение материало- и энергоемкости, трудозатрат, повышение надежности и безопасности объектов, улучшение его технико-экономических показателей.

В процессе реконструкции объектов транспорта газа осуществляется замена физически и морально устаревшего оборудования и труб на современные и более эффективные. Замена оборудования и труб выполняются также в процессе капитального ремонта. Разница состоит в том, что в процессе капитального ремонта производится частичная или полная замена оборудования, выработавшего срок амортизации, на аналогичное, без улучшения технических, экологических и технико-экономических характеристик объекта по сравнению с проектом, а при реконструкции - на современное высокоэффективное с улучшением указанных характеристик.

При ремонте и реконструкции используются разные схемы финансирования и налогообложения. В случае капитального ремонта - это необлагаемые налогом амортизационные отчисления, а в случае реконструкции - инвестиции ОАО «Газпром» либо других организаций и фирм, облагаемые налогом на добавленную стоимость.

Список литературы

1. Критерии вывода в реконструкцию объектов транспорта газа, ВНИИГАЗ, М., 2003, 11 стр.

2. Будзуляк Б.В., Модернизация ГТС – приоритетная задача ОАО «Газпром», корпоративный журнал «Газпром», №4, апрель 2006, стр. 10-11.

**ASSESSMENT CRITERIA OF OBJECTS TECHNICAL STATUS IN VIEW
OF RECONSTRUCTION OF GAS-TRANSPORT SYSTEM OF LIMITED COMPANY
"SAMARATRANS GAS "**

© 2006 O.A. Stepanenko, S.D. Medvedev

"Samaratransgas"

In the report criteria and demands to transfer of objects to reconstruction are observed. Thus it is necessary to apply the system approach in view of technological interconnection of objects. The basic criteria of the system approach at the question solution of objects transfer to reconstruction are technological and economic criteria. Reconstruction should be executed in interconnection with objects of gas production and underground storage of gas.

ПУТИ РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОГРАММЫ РЕКОНСТРУКЦИИ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ООО «САМАРАТРАНСГАЗ»

© 2006 С.Д. Медведев

ООО «Самаратрансгаз»

В статье рассмотрены цели, задачи и концепция реконструкции объектов газотранспортной системы и принципы формирования программы реконструкции до 2010 года. Основными целями реконструкции являются: обеспечении проектной производительности, повышении надежности транспортировки газа, обеспечении промышленной и экологической безопасности газотранспортных объектов, повышении экономической эффективности транспортировки газа.

Введение

В транспорте газа в период до 2010 года состояние основного и вспомогательного оборудования будет характеризоваться следующими основными особенностями:

- сравнительно ограниченным вводом новых газотранспортных мощностей;
- предельной загрузкой действующей ГТС;
- дальнейшим интенсивным моральным и физическим старением объектов транспорта газа;
- необходимостью выполнения значительных объемов работ по реконструкции и капитальному ремонту, как накопившихся в предшествующие периоды, так и связанных с продолжающейся естественной деградацией мощностей ГТС;
- необходимостью приведения газотранспортной системы (ГТС) в соответствие с требованиями перспективного потоко-распределения, надежности, безопасности и экономической эффективности;
- необходимостью более эффективного взаимодействия с предприятиями подземного хранения газа;

Основные цели, задачи и приоритеты развития газовой отрасли определены государственным документом «Энергетическая стратегия России на период до 2020 года», утвержденным Правительством России в августе 2003 года.

1. Обоснование реконструкции, как необходимого направления работ по обеспечению надежного функционирования объектов ГТС Общества

В процессе эксплуатации газотранспортных систем возникает вопрос, насколько неотложны работы по реконструкции объектов транспорта газа.

Газотранспортная система ООО «Самаратрансгаз» эксплуатируется свыше 50 лет. За этот период в результате физического износа оборудования ее производственная мощность снизилась ориентировочно на 8-9 %.

Износ основных фондов ГТС составляет порядка 52 %.

Протяженность газопроводов с пониженным разрешенным давлением – около 13 % от общей протяженности газопроводов, в том числе влияющих на пропускную способность – порядка 5 %. Основные причины снижения разрешенного рабочего давления – неудовлетворительное техническое состояние объектов линейной части и подводных переходов и ввод недоиспытанных после строительства некоторых участков газопроводов.

В неисправном состоянии по безопасности находятся порядка 30 % подводных переходов, около 20 % переходов через автомобильные и железные дороги.

В целом, до настоящего времени газотранспортное общество ООО «Самаратрансгаз» достаточно стабильно выполняло свои функции. Однако, как уже отмечено выше, в Обществе назрел целый ряд проблем, связанных с моральным и физическим старением газотранспортной системы.

Основными проблемами технического состояния компрессорных станций Общества являются:

- порядка 30 % ГПА с газотурбинным приводом, находящихся в эксплуатации, выработали расчетный ресурс или приближаются к этому состоянию;
 - в улучшении нуждаются экологические характеристики КС, прежде всего в отношении выбросов оксидов азота.
- Основные проблемы технического состояния энергетического оборудования.**

По состоянию на 01.01.2006 на объектах ООО «Самаратрансгаз» эксплуатируется парк энергетического оборудования, включающий:

1) электростанции (56 ед.), из них:
15% - со сроком эксплуатации 20 лет и более (подлежат замене), 53% - со сроком эксплуатации 10...25 лет (подлежат модернизации или реконструкции), 32% - со сроком эксплуатации до 10 лет (находятся в удовлетворительном состоянии).

При нормативных сроках амортизации 10...15 лет;

2) ячейки КРУ 6...10 кВ (543 ед.), из них:
30 % - со сроком эксплуатации 20 лет и более (подлежат замене), 44 % - со сроком эксплуатации 10-19 лет (из которых 20 % подлежит модернизации или капремонту), 26 % - со сроком эксплуатации до 10 лет (находится в удовлетворительном состоянии).

При нормальных сроках амортизации 10-15 лет;

3) подстанции (86 ед.), из них:
10 % - со сроком эксплуатации 30 лет и более (подлежат замене), 25 % - со сроком эксплуатации 20...29 лет (подлежат замене), 50 % - со сроком эксплуатации 10...19 лет (из которых 30 % подлежит модернизации или капремонту), 15 % - со сроком эксплуатации до 10 лет (находятся в удовлетворительном состоянии).

Срок службы оборудования не всегда является окончательным основанием его обя-

зательной замены или модернизации. В принципе возможна «стратегия выживания», т.е. отложенная реконструкция, предполагающая продление ресурса ГПА с поддержанием работоспособности оборудования с помощью капитального ремонта. С технической точки зрения при отложенной реконструкции КС не следует ожидать быстрого «обвала» ситуации, т.к. имеется определенный резерв газоперекачивающей мощности. Однако по наиболее массовым типам ГПА имеются «критические моменты», которые исключают капитальный ремонт и переводят работы в разряд реконструкции (модернизации) ГПА. Так, например, для агрегатов ГТК-10-4 (22 % установленной мощности парка) через 40...50 тыс. часов должен быть заменен регенератор (стоимость замены составляет 10...15 % от стоимости ГПА). Другой пример – ГПА авиационного типа, прежде всего, ГПА-Ц-6,3/56 и ГПА-Ц-16 (17 % мощности парка), имеют ресурсный предел 60 тыс. часов по приводному двигателю. Использование для замены двигателей НК-12СТ и НК-16СТ поколения 70-х годов явно нецелесообразно, т.к. по сравнению с современным поколением двигателей это приведет к повышению удельного расхода топлива и увеличению затрат на ремонтно-техническое обслуживание на 30 %.

Следует также иметь в виду, что продление ресурса ГПА во многих случаях неизбежно связано с решением проблем промышленной безопасности и экологии (выбросы), которые не могут быть преодолены без модернизации ГПА. Безусловно, необходимо учитывать экономический аспект простого продления ресурса. Оказывается, что затраты, необходимые для поддержания работоспособности оборудования, в обоих случаях (с модернизацией или без нее) примерно сопоставимы.

Таким образом, простейшая «стратегия выживания» без эксплуатационных затрат, превышающих их текущий уровень, в отно-

шении газоперекачивающего оборудования практически невозможна.

Реконструкция объектов транспорта газа является одним из важнейших видов деятельности ООО «Самаратрансгаз» в период до 2010 года. Она во многом определяет эффективность и надежность газотранспортной системы Общества.**2. Цели реконструкции газотранспортной системы до 2010 года**

Цели (направления) реконструкции ГТС состоят в:

- обеспечении проектной производительности;
- повышении надежности транспортировки газа;
- обеспечении промышленной и экологической безопасности газотранспортных объектов;
- повышении экономической эффективности транспортировки газа.

3. Основные задачи реконструкции:

- Ликвидация «узких» мест в газотранспортной системе с учетом существующей и перспективной загрузки газопроводов.
- Поддержание достигнутого уровня технически возможной производительности газотранспортной системы путем проведения комплексной реконструкции КС и линейной части газопроводов.
- Повышение производительности участков ГТС для создания запаса, необходимого для обеспечения проведения работ по капитальному ремонту газопроводов в оптимальных объемах (строительство лупингов, повышение мощности КС и т.п.).
- Повышение гибкости и маневренности работы ГТС путем строительства перемычек между газопроводами одной системы и межсистемных перемычек. Подготовка газопроводов и КС к проведению внутритрубной диагностики.
- Повышение надежности газоснабжения потребителей газа путем реконструкции газопроводов-отводов и ГРС, не отвечающих существующим требованиям промышленной

безопасности и работающих с загрузкой, превышающей проектную производительность.

4. Принципы формирования программы реконструкции ГТС Общества

Разработка Комплексной программы реконструкции ГТС Общества до 2010 года базируется на следующих принципах:

- 1) Реконструкция понимается как приоритетное по отношению к новому строительству средство обеспечения благоприятных экономических показателей существующих газопроводов. Эта приоритетность объясняется в несколько раз меньшей капиталоемкостью реконструкции по сравнению с новым строительством, что имеет особое значение в условиях дефицита финансирования.
- 2) Реконструкция газопроводов выполняется на основе системного подхода. Системный подход к реконструкции проявляется в двух аспектах.

С одной стороны, имеется в виду реконструкция транспортных коридоров как единой системы. В этом плане рассматриваются следующие вопросы:

- разрабатываются мероприятия, исключаящие недопоставку газа по отдельным направлениям, коридорам, связанную со снижением технического состояния оборудования или с изменением газопотоков;
- разрабатываются мероприятия по обеспечению надежности транспорта газа и маневренности ГТС.

С другой стороны, системный подход выражается в рассмотрении каждого реконструируемого газопровода во взаимодействии с другими, проложенными в том же технологическом коридоре. Это соответствует современной тенденции проектирования многониточных систем с объединенными компрессорными цехами, с укрупнением агрегатной мощности и сокращением числа рабочих и резервных ГПА. Эти решения являются крупным резервом снижения материально-технических затрат на осуществление самой реконструкции.

3) Реконструкция газопроводов выполняется на основе комплексного подхода, который проявляется в двух направлениях:

– программа реконструкции газопроводов в целом и проекты реконструкции отдельных объектов одновременно могут преследовать различные цели: обеспечение перспективных газопотоков, обеспечение надежности, промышленной и экологической безопасности и эффективности транспорта газа.

– реконструкция основных технологических объектов должна включать одновременно и вспомогательные системы: (энерготепловодоснабжение, автоматика и телемеханика, электрохимическая защита, связь).

4) Реконструкция газопроводов выполняется на основе типовых технических решений.

Типизация технических решений подразумевает формирование определенного набора эффективных предложений и типовых проектов по реконструкции основных технологических элементов газопроводов - компрессорных цехов и линейных участков, а также вспомогательных систем, апробированных на пилотных проектах. Типовые технические решения должны основываться на принятых в отрасли направлениях технического прогресса. С этой зрения реконструкция газопроводов на базе типовых технических решений может рассматриваться как реализация единой технической политики отрасли в данной области.

Типизация технических решений по реконструкции КС и линейных участков необходима также с точки зрения оптимального взаимодействия с отраслями-поставщиками оборудования для предприятий ОАО «Газпром». Номенклатура заказываемого оборудования формируется исходя из единой отраслевой технической политики. Типовые технические решения по реконструкции газопроводов базируются на обоснованной таким образом номенклатуре оборудования и, прежде всего, газоперекачивающих агрегатов.

5. Современная концепция реконструкции

компрессорных станций

Современная концепция реконструкции компрессорных станций базируется на следующих основных положениях:

– применение энергосберегающего оборудования нового поколения с одновременным решением проблем по снижению выбросов в атмосферу NO_x и CO;

– применение типовых технических решений, обладающих достаточной гибкостью для конкретных условий использования;

– укрупнение единичных мощностей ГПА по технологическим соображениям за счёт повышения надёжности оборудования, использования межцеховых возможностей и совершенствования ремонтно-технического обслуживания;

– перевод цехов с неполнонапорным сжатием на полнонапорную схему;

– формирование современных систем автоматического управления КС на базе унифицированных агрегатных и цеховых САУ;

– сокращение эмиссии NO_x на базе «сухих» методов сжигания;

– повышение роли отечественных производителей на рынке различных видов газоперекачивающего оборудования для газотранспортной системы, (в т.ч. организация кооперированных и совместных производств с инофирмами).

В период 1975-1990 гг. выявились некоторые негативные тенденции отечественного машиностроения, поставлявшего оборудование для газотранспортной отрасли:

– технический уровень производства начал отставать от мирового уровня, прежде всего в части надёжности оборудования;

– авиационные приводы ГПА базировались на материальной части, используемой после лётной эксплуатации, и поэтому не могли обеспечить прогрессивные требования при его наземной эксплуатации;

– технические характеристики отечественного оборудования для транспортировки газа, выпускаемого серийно, уже не могли обеспе-

чить решение ряда ключевых проблем отрасли – реконструкцию и перевооружение, улучшение экологии, развитие комплекса ПХГ. При этом наиболее развитое производство осталось на Украине;

– остановлен процесс разработки новых типов электроприводных агрегатов, не осуществляется ввод новых электроприводных КС.

Для преодоления этих негативных тенденций в последние годы выполнен большой комплекс работ:

– на базе конверсионных предприятий ВПК созданы новые центры производства газоперекачивающей техники нового поколения, а также параметрический ряд модификаций центробежных нагнетателей.

– проблема сокращения выбросов вредных веществ с продуктами сгорания решалась путем модернизации эксплуатируемых ГТУ и создания малоэмиссионных ГТУ с этапным улучшением показателя.

– в рамках программы энергосбережения внедрены новые регенераторы трубчатого типа и переведены на регенеративный цикл ГТУ мощностью 10 МВт.

– научно-технические достижения отечественного компрессоростроения обеспечивают возможность проектирования аэродинамически совершенных сменных проточных частей газовых компрессоров и их производство;

– на базе «высоких технологий» созданы и находятся в промышленной эксплуатации «сухие» (безмасляные) газовые компрессоры;

– разработаны и серийно освоены унифицированные агрегатные системы управления (САУ) мирового уровня для использования на всех типах ГПА;

– подготовлены проекты реконструкции и модернизации существующих цехов с ЭГПА, ряд проектов установки регулируемого электропривода газоперекачивающих агрегатов нового поколения, высокооборотных с магнитным подвесом ротора, находится в стадии реализации.

Таким образом, разработаны техниче-

ские решения, создана и продолжает развиваться техническая база для реконструкции газотурбинных КС.

Основные технологические, технические и организационные решения по существующим КС в целом отработаны и принципиальной ревизии не требуют.

Резюмируя изложенное выше, можно назвать следующие основные направления технического прогресса в области компримирования газа:

По газотурбинному приводу:

– конвертированные газовые турбины с к.п.д. 30...40 %; регенеративный цикл – для модернизации;

– комбинированный цикл (парогазовые установки) – для попутной выработки электроэнергии;

– сложные газотурбинные циклы (к.п.д. 34...44 %); малоэмиссионные «сухие» газовые турбины.

По центробежным газовым компрессорам:

– улучшенная аэродинамика (к.п.д. до 87 %); «сухие» и малорасходные масляные уплотнения;

– «сухие» (безмасляные) компрессоры;

– переключаемые (последовательно-параллельная работа) компрессоры; мобильные КС.

По электроприводным ГПА:

– проекты реконструкции (модернизации) эксплуатируемого парка;

– регулируемый электропривод; герметичные «безмасляные» агрегаты.

По установкам очистки газа:

– совершенствование технологии очистки (мультициклоны, циклотрубы, фильтроэлементы);

– предотвращение внутреннего загрязнения;

– совершенствование систем удаления и нейтрализации примесей.

По установкам охлаждения газа:

– укрупнение типоразмеров;

– совершенствование аэродинамики вентиляторов и воздушного тракта в целом;

- автоматизация и регулирование;
- модульная конструкция.

Программа обновления САУ ГПА и САУ КЦ должна быть синхронизирована с программой реконструкции (с приоритетом «узких мест»).

Концепция электроснабжения для обеспечения собственных нужд газотурбинных КС (КЦ) состоит в переориентации на схему: «базовый источник – ЭСН»; «внешнее электроснабжение – резерв».

В рамках программы реконструкции необходима программа минимизации энергозатрат на КС за счет модернизации основного оборудования (ГПА и АВО газа).

Экологические проекты должны быть составным элементом программы реконструкции. Решение проблем парниковых газов осуществляется «естественным путем»:

- сокращение эмиссии CO₂ - как следствие повышения эффективности КЦ, КС и ГТС;
- сокращение эмиссии метана – объединенная программа энергосбережения и экологии.

Вывод оборудования в реконструкцию должен планировать по обоим направлениям:

- поагрегатная реконструкция (модернизация);
- поцеховая реконструкция.

Массовые вводы однотипных ГПА в предшествующие годы (25-30 лет назад) способствуют такой же массовой необходимости их модернизации (реконструкции), т. е., попарковый принцип выработки технических решений и программ сохраняют свою актуальность. Прежде всего, необходимо согласовать между собой программу обеспечения работоспособности на период до 2020 года и далее парка ГТК-10-4 и программы реконструкции. Такие же программы необходимы для парка ГПА-Ц-6,3; ГПА-Ц-16, STD-12500.

Наиболее простые и относительно недорогие проекты модернизации и реконструкции уже не могут быть реализованы в их первоначальном виде, т. к. существенно

ужесточены нормативы безопасности и экологии (прежде всего, требования пожарной безопасности).

Технологические коммуникации КЦ во многих случаях имеют неудовлетворительное техническое состояние не столько под воздействием длительной эксплуатации, сколько по причине дефектов строительства. Продление срока эксплуатации технологических коммуникаций на базе существующих методов диагностирования (при наличии несоответствий современным НТД) и позволяет только временно отложить проблему.

Переход на полнонапорное сжатие продолжает оставаться прогрессивным техническим решением. При укрупнении единичных мощностей ГПА в процессе реконструкции такой переход является обязательным. При этом проявляются возможности для существенного упрощения технологических коммуникаций КЦ и приведение их в соответствие современным требованиям НТД.

Статистические показатели надежности парка ГПА аналогичны показателям на зарубежных КС. ГПА новых поколений не будут демонстрировать существенное повышение этих показателей. Однако, принципы проектирования МГ, заложенные в новой редакции норм технологического проектирования (СТО НТП) в части оптимизации и согласования характеристик ГПА и МГ, обеспечивают возможность определенного сокращения установленной мощности многоцеховых КС.

7. Особенности подходов к реконструкции объектов ГТС и ее проведению в период до 2010 г.

Анализ планирования и проведения реконструкции в предшествующий период, а также оценка транспортных возможностей ГТС Общества в последние годы и прогноз их на перспективу позволяют сформулировать ряд подходов, которые будут определять стратегию в части реконструкции, начиная с 2007 года.

1. В период 1990-2003 годов реконструкция объектов транспорта газа проводилась на относительно недогруженной системе газопроводов, что обеспечивало реальную возможность проведения работ без срыва поставок газа потребителям. Планирование и выполнение реконструкции можно было осуществлять локально в пределах газотранспортных обществ.
2. Начиная с 2004 года газотранспортная система работает близко к пределу своих возможностей. Ожидается, что период высокой загрузки продлится еще 10-15 лет. Это означает, что при формировании Программы реконструкции необходимо обращать особое внимание на сооружение лупингов, резервных ниток для обеспечения возможности проведения реконструкции и капитального ремонта участков газопроводов без снижения поставок газа потребителям всех уровней.
3. В связи с высокой загрузкой ГТС повышается значение программ синхронизации мероприятий, которые выполняются по различным отраслевым программам, в частности, по реконструкции, новому строительству, капитальному ремонту.

WAYS OF IMPLEMENTATION OF THE RECONSTRUCTION PROGRAM OF LIMITED COMPANY "SAMARATRANS GAS "

© 2006 S.D. Medvedev

"Samaratransgas"

In paper the purposes, problems and the concept of object reconstruction of gas-transport system and principles of formation of the program of reconstruction till 2010 are observed. The basic purposes of reconstruction are: maintenance of design productivity, raise of reliability of gas transportation, maintenance of industrial and ecological safety of gas-transport installations, raise of economic efficiency of transportation of gas.

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ ЭКВИВАЛЕНТНОГО НАГРУЖЕНИЯ СТАНДАРТНЫХ ГЛАДКИХ ОБРАЗЦОВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАЛОЦИКЛОВОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГТД

© 2006 А.М. Портер, Г.П. Матвеев, С.А. Букатый, А.Л. Хохрин

ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск

Изложены результаты апробирования методики определения малоциклового долговечности деталей ГТД по результатам испытаний стандартных гладких образцов на основе использования характеристик интенсивности размаха деформаций цикла нагружения.

Малоцикловая усталость (МЦУ) определяет долговечность основных деталей ГТД и, следовательно, надежность и ресурс всего двигателя. Расчетно-экспериментальный метод определения ресурса, основанный на использовании кривых МЦУ, предполагает, что механизм накопления повреждений в гладких образцах и в зонах концентрации напряжений и деформаций основных деталей (ОД) одинаков. Однако, результаты экспериментальных исследований [1] свидетельствуют о значительном расхождении (превышении) фактической долговечности натуральных деталей и стандартных круглых образцов. Одной из причин такого расхождения является существенное отличие не только по размерам, но и по однородности напряженно-деформированного состояния (НДС) области с максимальными напряжениями в гладких образцах и в зонах концентрации напряжений ОД. При этом циклы деформаций в зонах концентрации напряжений ОД приближаются к условиям жесткого нагружения.

Известно, что МЦУ деталей существенно зависит от пластических свойств материала и образование трещин в какой-либо локальной зоне происходит после исчерпания способности материала пластически деформироваться. Поэтому в данной работе рассматривается решение проблемы прогнозирования долговечности ОД на основе использования характеристики интенсивности размаха деформаций цикла нагружения.

На основе анализа НДС детали при рабочих и экстремальных условиях эксплуатации выявляют критические области с наибольшей по величине концентрацией напряжений и деформаций. На основе ре-

шения упруго-пластической задачи (например, в пакете ANSYS) определяют максимальные значения, размахи главных деформаций и коэффициент асимметрии цикла с разделением деформаций на упругую и пластическую составляющие. Затем вычисляют для обеих составляющих интенсивности размахов деформаций:

$$\Delta \varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\Delta \varepsilon_1 - \Delta \varepsilon_2)^2 + (\Delta \varepsilon_2 - \Delta \varepsilon_3)^2 + (\Delta \varepsilon_3 - \Delta \varepsilon_1)^2}.$$

Чтобы получить величину эквивалентного размаха продольной деформации при одноосном напряженном состоянии выразим соответствующие размахи деформаций в направлении главных осей:

$$\Delta \varepsilon_1 = \varepsilon, \quad \Delta \varepsilon_2 = \Delta \varepsilon_3 = -\mu \Delta \varepsilon_1 = -\mu \Delta \varepsilon,$$

где μ – коэффициент Пуассона.

Подставляя эти выражения в формулу для $\Delta \varepsilon_i$, получаем

$$\Delta \varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{\Delta \varepsilon(1+\mu)^2 + 0 + \Delta \varepsilon(1+\mu)^2} = \Delta \varepsilon \frac{2(1+\mu)}{3}.$$

Следовательно,

$$\Delta \varepsilon = \frac{3}{2(1+\mu)} \Delta \varepsilon_i.$$

Тогда, учитывая, что при пластической деформации $\mu = 0,5$, величину эквивалентного размаха продольной деформации для стандартных образцов можно представить следующим образом:

$$\Delta \varepsilon = \frac{3}{2(1+\mu)} \Delta \varepsilon_i^y + \Delta \varepsilon_i^n,$$

где $\Delta \varepsilon_i^y$ $\Delta \varepsilon_i^n$ – соответственно упругая и пластическая составляющие интенсивности размаха деформаций.

Искомую долговечность детали определяют по найденной $\Delta \varepsilon$ и кривой МЦУ, по-

строенной по результатам испытаний гладких стандартных образцов. В соответствии с рекомендациями ЦИАМ эта деформация $\Delta \epsilon$ может быть использована при определении долговечности деталей по формуле Мэнсона [2].

Апробацию данной методики проводили на натуральных образцах-сегментах (рис. 1), вырезанных из ободной части дисков 4 ступени ТНД. Одним из наиболее нагруженных и опасных мест дисков является дно впадины замка, являющееся концентратором напряжений и деформаций.

Поэтому в качестве нагружения был выбран изгиб, при котором создавалось напряженно-деформированное состояние материала дна, максимально приближенное к реальным условиям. Размеры образцов, схема и устройство для их нагружения показаны на рис.2 и 3.

Расчет НДС образца проводился на основе объемной конечно-элементной модели состоящей из 8-ми узловых объемных элементов (SOLID45). Центральная часть елочного паза, показанная на рис.4, разбита

20-ти узловыми объемными элементами (SOLID95). Общее количество элементов составило 144800 шт. При дальнейшем уменьшении размеров элементов существенного изменения результатов расчета НДС образца не происходило.

На рис.5 приведено распределение интенсивности деформаций по центральному сечению паза. Расчеты показывают, что при указанной выше схеме нагружения максимальные напряжения действуют в центральной части дна паза образца. При этом зона образования трещины, полученной при испытаниях натуральных образцов обода диска, и данные анализа случаев обнаружения трещин по дну паза в дисках ТНД в процессе эксплуатации совпали с расчетной зоной максимальных напряжений.

Испытания натуральных образцов проводились при мягком цикле нагружения (т.е. при $P=\text{const}$) на установке МТС-322 мощностью (с максимальным усилием) 250 кН.



Рис.1. Опытные образцы замок-елка

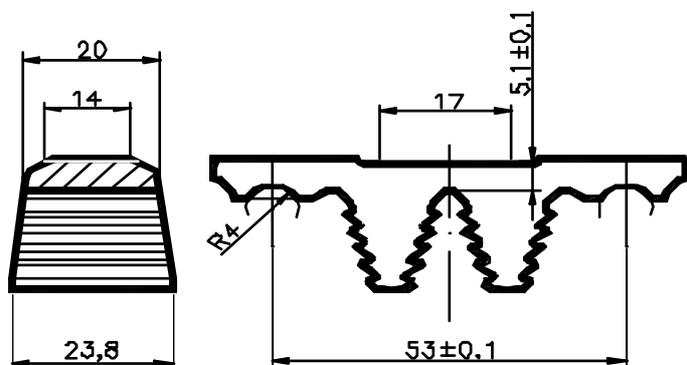


Рис.2. Схема нагружения

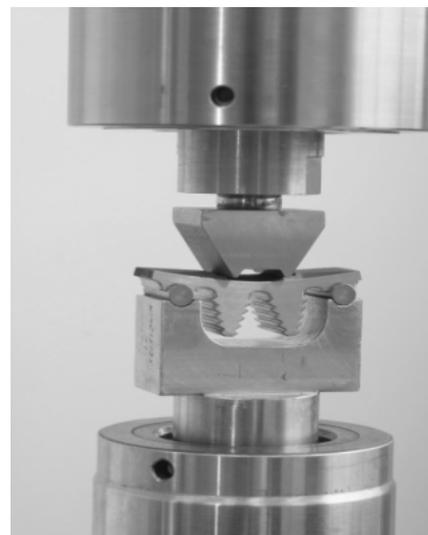


Рис.3. Устройство для нагружения

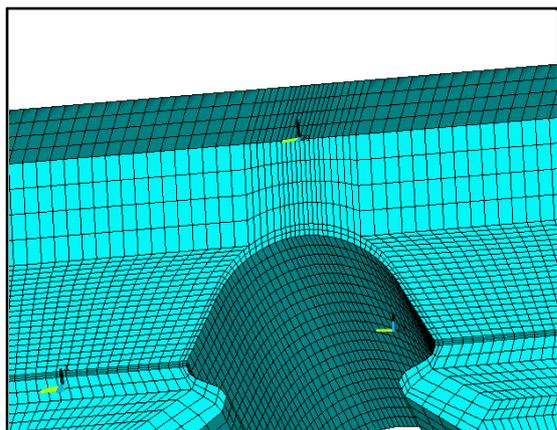


Рис.4. Разбивка центрального паза

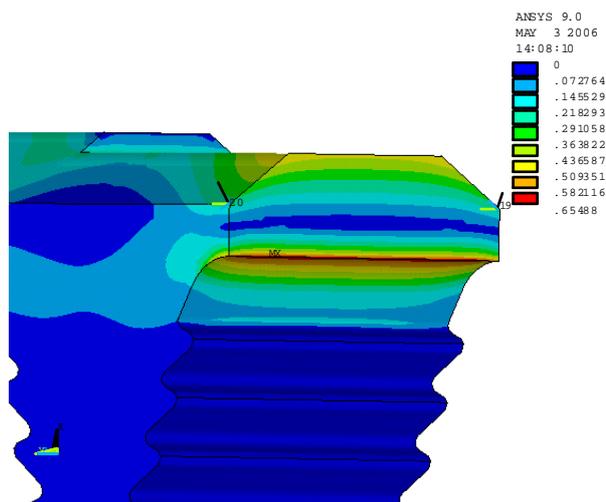


Рис.5. Распределение интенсивности деформаций

В процессе нагружения образцов постоянной нагрузкой осуществлялось измерение их прогибов. Для удобства анализа результатов зависимость текущих прогибов a_i от количества циклов N отображается в относительных величинах $f = a_i / a_{cp}$, где

$$a_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i$$

На рис.6 показана типичная зависимость $f(N)$ при $P=15000$ Н для образцов, вырезанных из нового (1) и бывшего в эксплуатации (2) дисков (БЭ). Результаты измерений прогибов образцов под нагрузкой в процессе циклирования показали, что ма-

териал в зоне концентрации напряжений и деформаций работает в условиях, близких к жесткому нагружению. Это обусловлено тем, что область пластических деформаций составляет не более 5 % от общей площади поперечного сечения образца. По этой же причине различие между НДС образца и реального диска в зонах концентрации напряжений можно считать незначительным. Только с момента образования в образце трещины начинается прогрессирующее увеличение прогибов, завершающееся доломом.

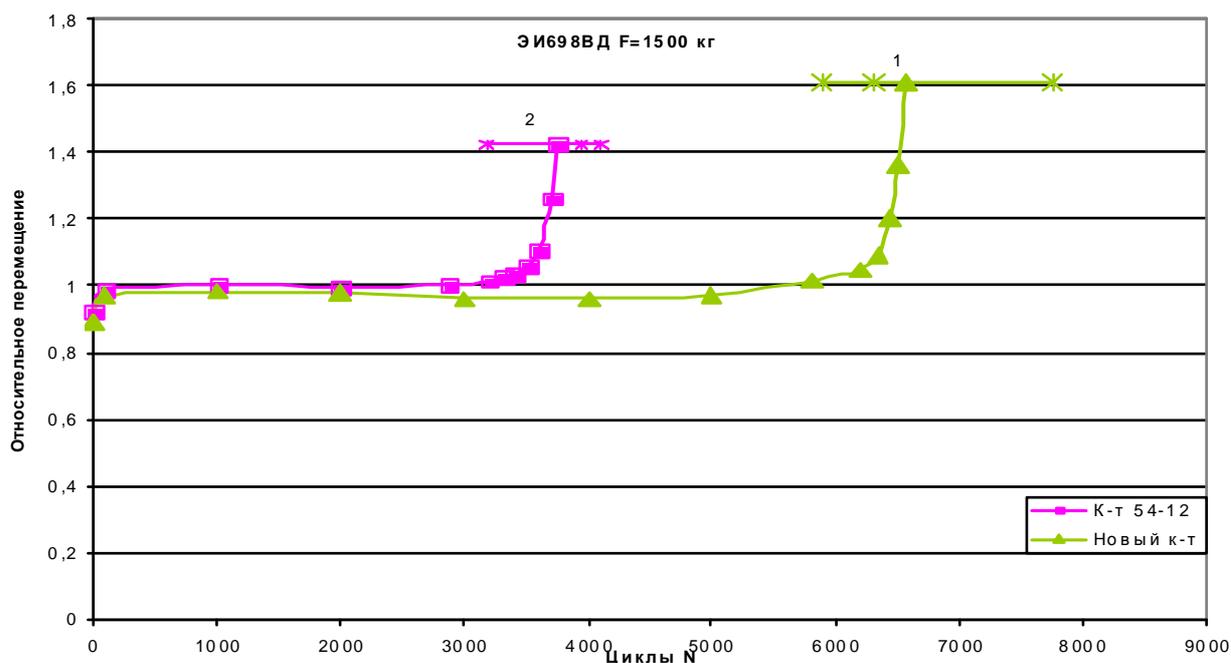


Рис.6. Относительные величины прогибов натуральных образцов из материала ЭИ698ВД новых –1 и БЭ –2 дисков при $P=15000$ Н при циклическом нагружении

Наблюдающееся в процессе циклирования некоторое уменьшение прогибов образцов из нового диска свидетельствует об упрочнении материала при пластической деформации. Отсутствие упрочнения на образцах из дисков БЭ говорит о существенно меньшей пластичности материала и истощении его способности к упрочнению, о чем свидетельствует и уровень относительных прогибов образцов в момент разрушения: ~1,4 и ~1,6 соответственно для дисков БЭ и нового диска. Снижение пластических свойств материала приводит к уменьшению циклической долговечности образцов, которое, например, при $P=15000$ Н составляет почти 100 %, т.е. в 2 раза.

Испытания стандартных гладких образцов проводились по жесткому циклу нагружения при нормальных условиях ($t = +20^{\circ}\text{C}$) с частотой нагружения $f = 0,1$ Гц по отнулевому трапецеидальному циклу до полного разрушения образца. На каждом уровне нагружения испытывалось по 3 образца, и по средним значениям для каждого варианта строились зависимости $\sigma = F(N_{ц})$.

Результаты экспериментальных исследований, показанные в таблице и на рис. 7, показывают хорошую сходимость средних значений долговечностей, определяемых расчетно-экспериментальным методом с использованием кривой МЦУ и путем испытания натуральных образцов-сегментов.

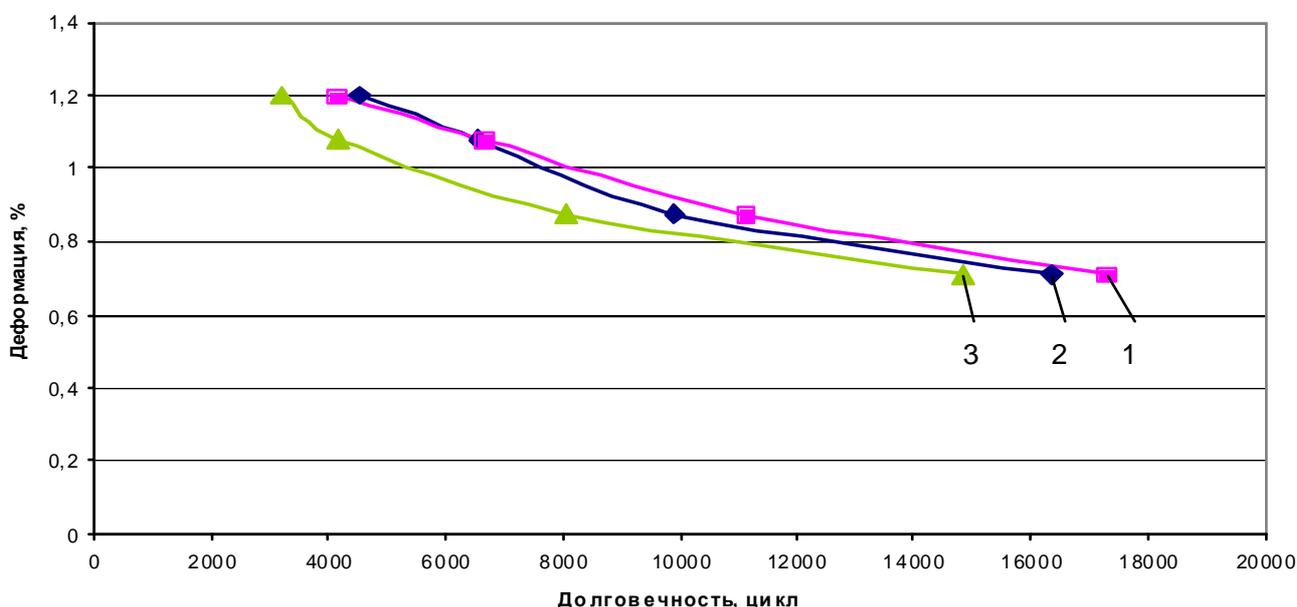


Рис. 7. Результаты испытаний гладких стандартных образцов и натуральных образцов-сегментов 1 – натуральный образец; 2 – стандартный образец; 3 – расчет по формуле Мэнсона

Таблица 1. Результаты экспериментальных исследований

Размах эквивалентных деформаций образцов $\Delta\varepsilon$, %	Циклическая долговечность гладкого образца. N циклов	Циклическая долговечность образцов из ободной части диска ТНД N циклов	Расчет циклической долговечности дисков по модифицированной формуле Мэнсона N циклов
1,2	4549	4097	3215
1,078	6565	6652	4178
0,876	9916	11096	8050
0,712	16339	17262	14818

По результатам расчета НДС выполнен расчет циклической долговечности дисков в зонах концентрации напряжений. По модифицированной формуле Мэнсона:

$$\Delta \varepsilon_t = \left(\ln \frac{1}{1-\psi} \right)^{0.6} \cdot N^{-0.6} + \frac{3.5}{E} \cdot (\sigma_B - \sigma_M) \cdot N^{-0.12},$$

где $\Delta \varepsilon_t$ – размах продольной деформации гладкого образца при одноосном растяжении-сжатии за цикл нагружения; N – прогнозируемая долговечность до появления трещины; σ_M – среднее напряжение в цикле.

Из таблицы 1 видно, что результаты расчета по формуле Мэнсона дают существенно заниженные величины долговечности.

Список литературы

1. Шереметьев А.В. Прогнозирование циклической долговечности и установление ресурсов основных деталей авиационных ГТД. Материалы X Международного конгресса двигателестроителей. Авиационно-космическая техника и технология, № 8, 2005.–5с.
2. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. –702с.

ON SELECTION OF EQUIVALENT LOADING OF STANDARD SMOOTH SPECIMENS FOR DETERMINING LOW-CYCLE DURABILITY OF GAS-TURBINE ENGINE MAJOR COMPONENTS

© 2006 A.M. Porter, G.P. Matveyenko, S.A. Bukatyi, A.L. Khokhrin

The results of the procedure for determining low-cycle durability of gas-turbine engine parts evaluation are presented. The evaluation is based on the results of standard smooth specimens tests, with application of the loading cycle deformation amplitude intensity characteristics.

Пермский государственный технический университет

Технические характеристики подшипников качения во многом определяются механикой контакта тел качения с беговыми дорожками колец, в частности, напряжениями в контакте, которые зависят от многих факторов: конструкции подшипников, формы и точности сопрягаемых тел, жесткости корпуса, вала, скорости вращения и посторонних включений в смазке.

1. Распределение нагрузки по телам качения

Все эти вопросы в различной мере нашли отражение в работах Р. Штрибека, Б.В. Цыпкина, И.В. Слушкина, Н.В. Родзевича, Т. Харриса, А.В. Орлова, Б.А. Иванова, О.М. Беломытцева, Б.П. Свешникова, Б.Д. Мажова, Е.Н. Филатовой и др.

Автором в работе [1] была предложена методика расчета распределения нагрузки по телам качения (в плоской постановке) для модели (рис. 1, а), характерной для межвальтовой опоры газотурбинного двигателя.

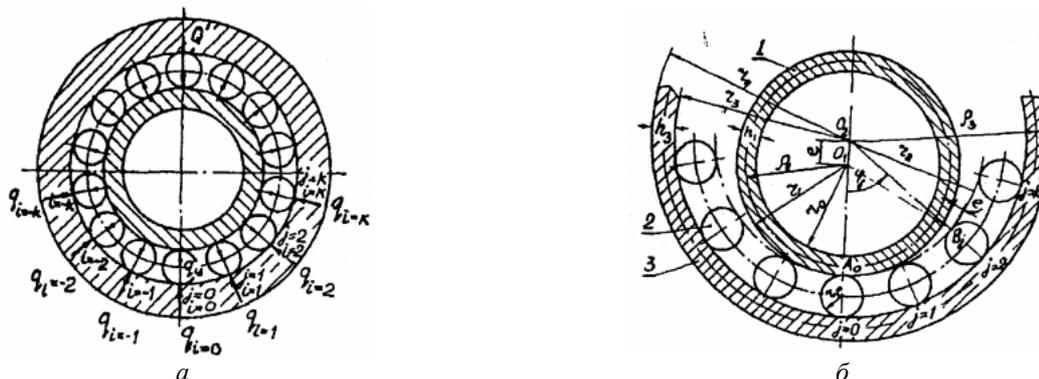


Рис. 1. Расчетная модель: а – схема действующих нагрузок; б – основные геометрические параметры

В расчетной модели кольца подшипников рассматриваются за одно целое с валом.

Задача решается путем составления системы уравнений перемещений на угловых координатах φ_j и уравнения равновесия:

$$W_j = \omega_0 \cos \varphi_j,$$

$$W_j = e_j + \delta_{vj} + \delta_{nj} + \sum_{\substack{i=-k \\ i \neq j}}^k \delta_{vji} + \sum_{\substack{i=-k \\ i \neq j}}^k \delta_{nji}; \quad (1)$$

$$q_0 + \sum_{i,j=1}^k q_i \cos \varphi_j = Q'$$

где ω_0 – перемещение на координатах φ_j , $j=0, 1, 2, \dots, k$ – индексы роликов в направлении φ_j , Q' – погонная нагрузка на подшипник; e_j – радиальный зазор на координате φ_j , определяемый из $\Delta O_1 O_2 B_j$ (см. рис. 1, б):

$$e_j = (e - \Delta r) (1 - \cos \varphi_j), \quad (2)$$

где Δr – изменение радиуса тела в результате воздействия центробежных сил; e – монтажный радиальный зазор в подшипнике, равный половине диаметра; δ_{vj} , δ_{nj} , δ_{vji} , δ_{nji} – упругие сближения центров тела и ролика j под действием сил q_i , действующих на ролики, определяемое с учетом контактных деформаций (по Б.С. Ковальскому), изгибных перемещений, упругого воздействия соседних тел качения (по И.Я. Штаерману), при этом суммарное перемещение определялись по принципу суперпозиции.

Функция зазора (2) может включать в себя разноразмерность тел качения, отклонения геометрической формы беговых дорожек, размеры частиц посторонних включений, в этом случае она будет иметь вид:

$$e_j = (e - u_{\text{н}})(1 - \cos \varphi_j) + \Delta e_j, \quad (3)$$

где Δe_j – параметр, учитывающий отклонение величины радиального зазора на координате φ_j вследствие разноразмерности тел качения, погрешности формы беговых дорожек колец (овальности, округлости и др.), а также твердых включений в смазку, попадающих в контакт при работе подшипника.

Система уравнений (1) может трансформироваться в другие модели: полый вал – массивный корпус, сплошной вал – массивный корпус, сплошной вал – трубчатый корпус, сплошной (полый) вал – корпус слож-

ной конструкции с неравномерным сечением по периметру. В каждом случае уравнения перемещений на координатах φ_j определяются через податливость корпуса совместно с кольцом подшипника.

На рис. 2 даны примеры решения распределения нагрузки для подшипниковых узлов различной жесткости с различными радиальными зазорами в подшипниках, где ρ – радиус кривизны среднего сечения цилиндра; h_1 – толщина стенки цилиндра; β_1 – отношение ρ/h_1 ; β_3 – аналогично для наружного цилиндра.

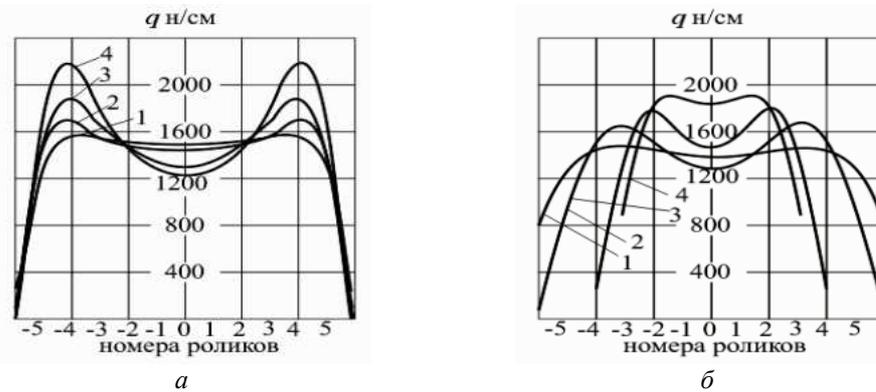


Рис. 2. Распределение нагрузки по телам качения в цилиндрическом роликоподшипнике: а – вал полый ($\beta_1 = 6$) – корпус массивный; б – вал полый ($\beta_1 = 2$) – корпус кольцевой ($\beta_3 = 2$); радиальный зазор: 1-0; 2-0,04; 3 – 0,12; 4 – 0,2

2. Распределение нагрузки по длине ролика

Предложенное выше решение относится к случаю плоского напряженного состояния, когда распределение нагрузки по длине ролика постоянно. Для учета распределения нагрузки по длине ролика разработана численная методика расчета [2], основанная на представлении ролика как балки, находящейся между двумя упругими основаниями (рис. 3), которыми являются наружные и внутренние кольца подшипников. Решение сводится к расчету статически неопределимой системы методом перемещений. Балка (линия контакта) разбивается на участки, в пределах каждого участка нагрузка считается равномерно распределенной; на каждом участке методом суперпозиции определяются контактные и изгибные перемещения (в случае изгиба ролика), на которые накладываются начальные зазоры в возможных точках контакта ролика с кольцами.

Уравнения перемещений для расчетной схемы составляются как для обычной статически неопределимой системы и совместно с уравнениями равновесия имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{k=1}^n \Delta_{mk}^B + \Delta_m^B - q_m &= 0; & \sum_{k=1}^n \Delta_{mk}^H + \Delta_m^H - q_m^H &= 0; \\ c \sum_{k=1}^n p_k &= c \sum_{k=1}^n q_k = R; & \sum_{k=1}^n p_k \cdot a_k - \sum_{k=1}^n q_k \cdot a_k &= 0; \\ y_1^B + y_1^H - y_2^B - y_2^H &= 0, \end{aligned} \right\}$$

$k=1, 2, \dots, n; m=1, 2, \dots, n.$

Значения Δ_{mk}^B и Δ_{mk}^H выражают контактные и изгибные перемещения тел на m -ом участке от действия силы на k -ом участке, Δ_m^B и Δ_m^H являются функциями осадков торцов ролика, $y_1^B, y_1^H, y_2^B, y_2^H, q_m^B$ и q_m^H – начальные зазоры в возможных точках контакта ролика с наружным и внутренним кольцами.

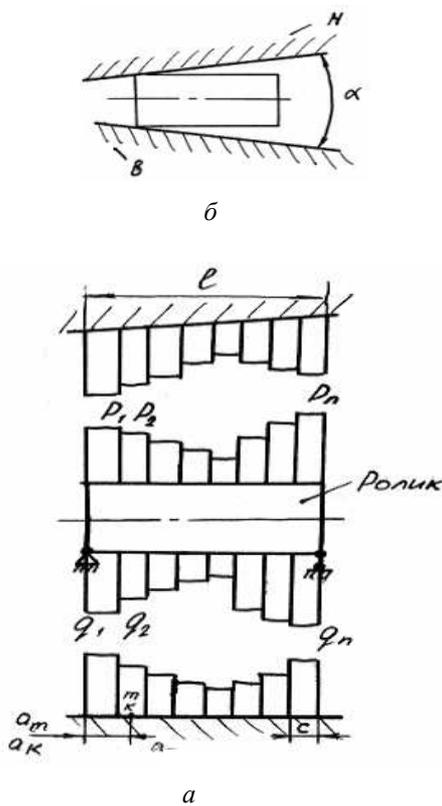


Рис. 3. Расчетная модель: а – схема сил; б – возможное статическое положение ролика; н – наружное кольцо подшипника, в – внутреннее кольцо подшипника

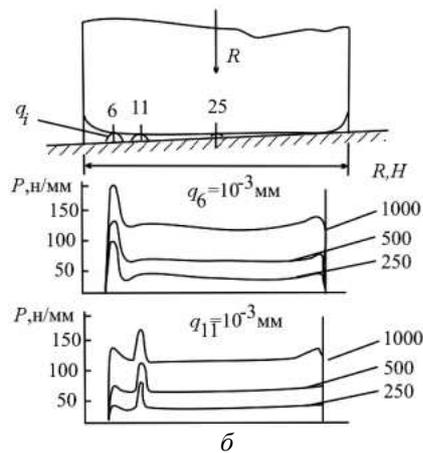
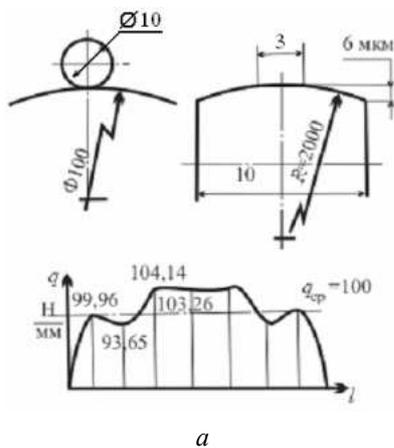


Рис. 4. Распределение нагрузки по длине роликов: а – в случае бомбинированного ролика; б – при наличии посторонней частицы в контакте

3.1. Напряженное состояние частицы

Если взять тело произвольной формы, находящееся между двумя сжимаемыми цилиндрами, то оно будет испытывать объемное напряженное состояние, и на начальном этапе нагружения в нем возникают только упругие деформации. Появление пластиче-

Контактные перемещения Δ_{mk} могут определяться по различным формулам, в частности, автор первоначально использовал формулу Пальмгрена:

$$\Delta_{mk}^B = a \cdot p_k^{0.9} \cdot c^{0.1} \quad \text{и} \quad \Delta_{mk}^H = a \cdot q/k^{0.9} \cdot c^{0.1},$$

где a – коэффициент, зависящий от размерностей величин p , q и c .

Затем результат сравнивался с более точным решением, основанным на формуле Буссинеска для упругого полупространства, при этом распределение нагрузки по ширине площадки, равно как и ширина площади контакта определялись по Герцу.

На рис. 4 представлены примеры расчетов распределения нагрузки по длине роликов в бомбинированном ролике, имеющем цилиндрический участок и в случае небомбинированного ролика, когда в контакте оказалась частица размером в 1 мкм.

3. Механика контакта частицы

Особый интерес представляет случай с частицей, которая может попасть в контакт с маслом (см. рис. 4, б).

ских деформаций определяется только уровнем напряжений.

Критерий пластичности может быть принят в форме критерия Сен-Венана–Леви [3], который при $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ имеет вид:

$$2|\tau_{\max}| = |\sigma_1 - \sigma_3| = \sigma_T. \quad (4)$$

В нашем случае считаем направление для σ_1 по линии вектора нагрузки (по оси z), для σ_2 – вдоль линии контакта; для σ_3 – в направлении движения частицы. Напряжения σ_2 и σ_3 зависят от трения на контактной поверхности.

Частица в масле может иметь форму полоски, шара или какую-либо неопределенную форму. Для упрощения примем частицу в виде полоски, прокатываемой между валками (рис. 5) и механику контакта частицы рассмотрим на основе теории продольной прокатки [4].

В этом случае уравнение пластичности рассматривают в виде

$$\sigma_1 = \beta \sigma_T + \sigma_3, \quad (5)$$

где β – коэффициент, изменяющийся в пределах 1...1,155 и зависящий от напряжения σ_2 , которое зависит от ширины полоски и трения вдоль оси u .

Если в первом приближении пренебречь напряжением σ_3 , считая $\sigma_3 \ll \sigma_1$, то условие пластичности для полоски примет вид:

$$\sigma_1 = \beta \sigma_T. \quad (6)$$

3.2. Влияние на предел текучести скорости деформирования

Зависимость предела текучести от скорости деформирования исследовалась различными авторами, в частности, в работе [6] отмечается, что при скорости относительной деформации $\approx 10^{-3} \text{ с}^{-1}$, которая типична для малоскоростных испытательных прессов, имеет место статический предел текучести σ_{Tc} , а при ударных нагрузках, характерных при деформировании заготовки на молоте со скоростью 10^3 с^{-1} – динамический предел текучести σ_{Td} ; влияние скорости деформации при температуре ниже температуры рекристаллизации выражается неравенством $1 < \sigma_{Td}/\sigma_{Tc} < 2$, если выше, то это отношение для металлов может достигать 10 и более.

Средняя скорость относительной линейной деформации определяется из выражения:

$$\delta = \frac{dh/h_0}{dt} = -\frac{1}{h_0} \frac{dh}{dt} = -\frac{V_0}{h_0}, \text{ с}^{-1},$$

где h_0 – толщина частицы (полосы) до входа в контакт; h – текущая толщина; dt – время; V_0 – начальная скорость полоски.

Принимая в качестве примера размеры частиц $h_0=1...5 \text{ мкм}$, диаметр вала (кольца подшипника) $r=50 \text{ мм}$, $\omega=1000 \text{ с}^{-1}$, находим, что скорость относительной линейной деформации будет равна $(50-100) \cdot 10^6 \text{ с}^{-1}$, то есть является достаточно высокой.

Остается неясным вопрос относительно температуры в контакте частицы, но первоначально считаем, что она ниже предела рекристаллизации и принимаем $\sigma_{Td}/\sigma_{Tc}=2$.

3.3. Условие захвата частицы

На полоску (частицу) в контакте действуют силы (рис. 5): нормальные P_1 и P_2 со стороны катков, силы трения T_1 и T_2 , сила инерции U . Условие захвата частицы выражается уравнением:

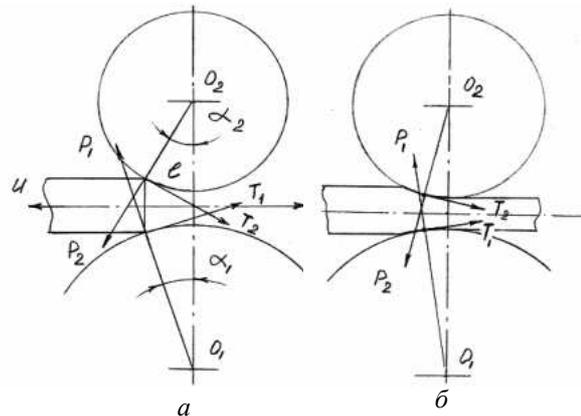


Рис. 5. Схема сил, действующих на прокатываемую полоску (частицу):

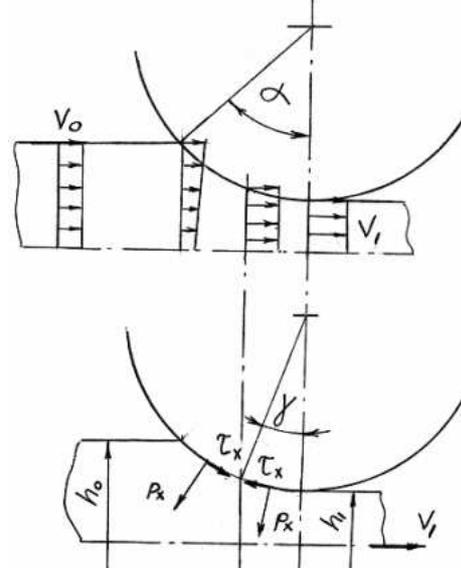


Рис. 6. Распределение скоростей и зоны трения в контакте

$T_1 \cos \alpha_1 + T_2 \cos \alpha_2 - P_1 \sin \alpha_1 - P_2 \sin \alpha_2 - U \geq 0$, (7)
 где α_1, α_2 – углы контакта (захвата), U – сила инерции.

Для простоты изложения считаем катки одинаковыми, силами инерции пренебрегаем и выражая $T=Pf$, где f – коэффициент трения, находим из (7)

$$f \geq \operatorname{tg} \alpha.$$

Углы контакта определяются из рис. 4:

$$\cos \alpha_1 \approx \frac{R_1 - h_0/2}{R_1}, \quad \cos \alpha_2 \approx \frac{R_2 - h_0/2}{R_2}.$$

Для рассматриваемого примера: $h_0=5 \cdot 10^{-3}$ мм, $R_1=50$ мм, $R_2=10$ мм. $\alpha_1=0,573^\circ$, $\alpha_2=1,281^\circ$, $\operatorname{tg} \alpha_1=0,010$, $\operatorname{tg} \alpha_2=0,022$.

В момент захвата коэффициент трения по видимому будет больше 0,05, так как режим трения будет не жидкостным и частица должна поступить в зону контакта с валками.

Так как углы контакта очень малы, то нагрузку на полосу $P_1 = P \cdot \cos \alpha_1$ и $P_2 = P \cdot \cos \alpha_2$ принимаем $P_1=P_2=P$.

3.4. Давление в контакте

Очевидно, что давление в контакте изменяется в пределах дуги контакта, наибольшим оно будет в момент захвата, так как в этот момент площадка контакта очень мала и на выходе полосы из контакта.

Среднее давление в контакте:

$$P_{\text{ср}} = \frac{P}{b \cdot l}, \quad (8)$$

где b – ширина полосы в контакте; l – длина дуги захвата (контакта), которая может быть определена по приближенной формуле

$$l \approx \sqrt{R \Delta h}$$

где $\Delta h = h_0 - h_1$ – абсолютное сжатие.

В рассматриваемом примере при $\Delta h=4 \cdot 10^{-3}$ мм, $R_1=5$ мм, $l=0,14$ мм.

Из (8) находим среднее давление $p_c=1420$ МПа, которое будет значительно больше предела текучести.

Из этого следует, что в начальный момент контакта напряжения будут очень большими, затем быстро упадут до динамического предела текучести $\sigma_{\text{гд}}$ и останутся постоянными в течение всего времени деформации.

В рассматриваемом примере ($V=50$ м/с, $\omega=1000$ с⁻¹, $R_2=50$ мм, $l=0,14$ мм) время деформации составит

$$T = \frac{\Delta l}{V} = \frac{0,14 \cdot 10^{-6}}{50} = 0,28 \cdot 10^{-8} \text{ с.}$$

3.5. Течение металла в зоне деформации

В пределах дуги захвата возникают зоны отставания, прилипания и опережения (рис. 6) [4]. В зоне прилипания отсутствует взаимное проскальзывание сопрягаемых тел и цилиндров.

До зоны нейтрального сечения (НС) будет отставание металла (см. рис. 6, б) и силы трения τ_x способствуют движению частицы, а за НС силы трения препятствуют этому движению.

Опережение характеризуют коэффициенты скольжения

$$S = \frac{V_1 - V_B}{V_B},$$

где V_1 – скорость металла на выходе из валков; V_B – окружная скорость валков.

Скорость частицы (полосы) на выходе определяется из условия постоянства секундного объема частицы до и после прокатки (считая материал несжимаемым). Для рассматриваемого случая при $h_0=5$ мкм, $h_1=1$ мкм коэффициент скольжения получается равным 4%. Т.е. наличие частиц в контакте приводит к взаимному скольжению ролика и материала частицы.

Очевидно, что частицы металла или абразива могут раскататься и до размеров гораздо меньших, чем 1 мкм, могут получиться очень тонкие пластины, которые будут внедряться в микронеровности поверхностей и при последующем контакте отслаиваться, шелушиться.

Кроме этого, по критерию пластичности Сен-Венана–Леви максимальные касательные напряжения в пластическом состоянии имеют постоянное значение, определяемое по формуле (4), т.е. касательные напряжения могут быть очень большими и под их воздействием происходит разрушение поверхностных слоев материала.

Упрощенный анализ, сделанный в настоящем сообщении, а также практика эксплуатации показывают, что вопрос загрязнения смазки и ее очистки является актуальной

задачей на пути повышения долговечности подшипников.

Список литературы

1. Иванов Б.А., Беломытцев О.М. Влияние жесткости сопряженных элементов на распределение нагрузки между телами качения в быстроходных радиальных роликоподшипниках. В сб. «Повышение прочности и эксплуатационной надежности деталей». – Пермь: ППИ, 1968, с. 162-168.

2. Беломытцев О.М. Численная методика расчета распределения давлений по длине площадки контакта цилиндров различных форм. В сб. «Динамика и прочность механи-

ческих систем. Межвузовский сборник» – Пермь: ППИ, 1981, с. 121-125.

3. Александров А.В, Потапов В.Д. Основы теории упругости и пластичности: Учеб. для строит. спец. вузов. М.: Высш. шк., 1990. 400 с.

4. Шевакин Ю.Ф., Чернышев В.Н., Шаталов Р.Л., Мочалов И.А. Обработка металлов давлением / Под науч. ред. Ю.Ф.Шевакина. М.: Интермет Инжиниринг, 2005. 496 с.

5. Джонсон У., Меллор П.Б. Теория пластичности для инженеров. Пер. с англ. / Пер. А.Г.Овчинников. М.: Машиностроение, 1979. 567 с.

ABOUT THE MECHANICS OF THE CONTACT IN A CYLINDRICAL ROLLER BEARING

© 2006 O.M. Belomyttsev

The following matters will be covered: load distribution between solids of revolution in a cylindrical roller bearing and contact taking into consideration: the actual geometric forms of the contacting solids; rigidity of the shaft and the body; admixture in the kubicant and reciprocal skewing of the races.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОГРАММ УПРАВЛЕНИЯ ГТД

© 2006 В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин, А.Ю. Ткаченко

Самарский государственный аэрокосмический университет

Исследованы существующие методы расчета характеристик с целью выявления их достоинств и недостатков, а также определения путей их совершенствования. В предлагаемом методе расчет выполняется в последовательности, совпадающей с последовательностью течения рабочего тела в проточной части.

Как объект проектирования авиационный газотурбинный двигатель представляет собой подсистему, входящую в состав сложной системы более высокого уровня – летательного аппарата. Поэтому судить о том, насколько оптимальны выбранные параметры авиационного газотурбинного двигателя, можно только по приобретенной вследствие этого эффективности летательного аппарата.

Разработка проекта авиационного газотурбинного двигателя – это относительно небольшой по продолжительности, но чрезвычайно важный по принимаемым решениям период жизненного цикла двигателя. В результате проектирования формируются необходимые информационные модели как по двигателю в целом, так и по всем его элементам. Это, в конечном счете, предопределяет облик двигателя, особенности его конструктивного воплощения, характер технологических процессов при производстве и условия его эксплуатации.

Учитывая назначение авиационных газотурбинных двигателей, очевидно, что проектные решения должны приниматься с целью создания наиболее эффективной системы двигатель – летательный аппарат. Так как в настоящее время проектирование газотурбинного двигателя осуществляется с помощью систем автоматизированного проектирования, важной и актуальной задачей является дальнейшее совершенствование заложенных в них методов, средств и подсистем.

Одной из важнейших и актуальных задач является выбор оптимальных значений параметров рабочего процесса авиационных

ГТД. Эти вопросы всегда занимали значительное место в теории и практике проектирования ГТД. В настоящее время роль оптимизации параметров ГТД возрастает, так как, с одной стороны устанавливаются более глубокие количественные зависимости и связи между различными характеристиками и параметрами силовой установки и планера, а с другой стороны, появляется возможность формировать более обоснованные требования к системе ЛА и отыскивать оптимальные решения, используя возрастающие возможности современных ЭВМ. Решение проблемы оптимизации параметров рабочего процесса ГТД нашла отражение во многих работах [1, 5, 6].

Кроме того, одним из возможных путей повышения эффективности летательного аппарата является оптимизация программ управления его силовой установки. Но анализ опубликованных работ по оптимальному проектированию ГТД показал, что в настоящее время вопросы согласования характеристик самолета и двигателя, а также формирования оптимальных программ управления ГТД пока еще не нашли достаточно полного отражения в литературе и выполняются без детального анализа работы силовой установки и взаимодействия ее с самолетом. Поэтому актуальным направлением исследований является разработка методов и алгоритмов оптимизации программ управления ГТД по критериям эффективности летательного аппарата.

Данная задача решается на основе численного интегрирования уравнений движения летательного аппарата по заданной траектории полета [2, 4]. В свою очередь

параметры силовой установки в каждой точке траектории определяются методами расчета эксплуатационных характеристик двигателя в зависимости от режима работы, внешних и полетных условий.

При этом возникают трудности, вызванные рядом объективных факторов: сложностью математических моделей, большим количеством варьируемых параметров, сложной системой ограничений, низкой устойчивостью сходимости решения. Все эти факторы, в конечном счете, приводят к увеличению времени и трудоемкости решения задачи моделирования полета самолета и, следовательно, затрудняют оптимизацию программ управления газотурбинными двигателями.

На базе разработанной на кафедре теории двигателей Самарского государственного аэрокосмического университета автоматизированной подсистемы расчета эксплуатационных характеристик газотурбинных двигателей АСТРА-ВСХ, предназначенной для анализа работы газотурбинных двигателей в широком диапазоне режимов и внешних условий, были исследованы существующие методы расчета характеристик [6] с целью выявления их достоинств и недостатков, а также определения путей их совершенствования.

В настоящее время существует следующая классификация методов организации процессов вычисления характеристик газотурбинных двигателей [6]:

- метод вложенных итерационных циклов - варьируемые параметры подбираются последовательно, их значения определяются по уравнениям совместной работы узлов ГТД;
- использование формальных математических методов – варьируемые параметры определяются с помощью математических методов решения систем нелинейных уравнений, в которых на каждом шаге к решению изменяются одновременно все подбираемые параметры.

Данная классификация не вполне корректна, поскольку второй метод характеризует, строго говоря, не метод организации вычислительного процесса, а метод определения значений варьируемых параметров. Тем самым, смешиваются понятия «органи-

зация вычислительного процесса» и «метод определения значений варьируемых параметров».

Поэтому методы расчета характеристик целесообразно классифицировать как по методу организации вычислительного процесса, так и по методу определения значений варьируемых параметров (рис. 1).



Рис. 1. Предлагаемая классификация методов расчета характеристик ГТД

В соответствие с методом организации вычислительного процесса расчеты характеристик производятся:

- последовательным подбором варьируемых параметров во вложенных итерационных циклах;
- одновременным подбором варьируемых параметров в одном общем цикле.

Определение значений варьируемых параметров может осуществляться:

- с помощью формальных математических методов решения системы нелинейных уравнений или методов оптимизации;
- с использованием уравнений совместной работы узлов ГТД.

Достоинство использования формальных математических методов заключается в простоте изменения алгоритма расчета при изменении схемы двигателя и решаемой задачи. Недостаток – неустойчивость поиска решения, сложность получения результата в широком диапазоне исходных данных и условиях, далеко отстоящих от начального приближения.

Среди формальных математических методов хорошо себя зарекомендовали:

- метод Ньютона;
- метод Нелдера-Мида (метод деформируемого многогранника).

В настоящий момент в большинстве программных комплексов расчет характеристик осуществляется путем решения системы уравнений методом Ньютона. Метод обладает высокой скоростью сходимости, универсальностью и широко применяется на практике. Но использование метода Ньютона не всегда обеспечивает достаточную надежность сходимости решения. Она может отсутствовать при плохой обусловленности Якобиана, который сильно зависит от параметров начального приближения. Вследствие этого метод Ньютона целесообразно использовать совместно с другими методами.

Большой интерес представляет метод Нелдера-Мида (метод деформируемого многогранника). Он является методом нулевого порядка, оперирует только значениями целевой функции и не требует расчета частных производных. Кроме того, он менее чувствителен к начальному приближению и форме поверхности отклика. На основе проведенных численных экспериментов установлено, что при количестве варьируемых переменных более 7-10 данный метод становится экономичнее метода Ньютона.

Вторая категория методов определения значений варьируемых параметров – определение значений варьируемых параметров по уравнениям совместной работы узлов ГТД - был реализован в подсистеме расчета характеристик АСТРА-ВСХ. Тестирование показало высокую устойчивость поиска решения. Недостатком является сложность использования этих методов в универсальных математических моделях ГТД, поскольку пересчет варьируемых параметров по уравнениям совместной работы узлов осуществляется во вложенных циклах.

Проведенный анализ показал, что для повышения эффективности и надежности работы следует использовать модифицированные методы расчета характеристик, такие, например, как:

- расчет с помощью вложенных итерационных циклов и определением значений варьируемых параметров формальными математическими методами;
- определение значений варьируемых параметров по уравнениям совместной ра-

боты узлов ГТД с одновременным их изменением на каждом шаге итераций.

Последний вариант является наиболее перспективным, поскольку обладает как устойчивостью поиска решения, так и быстродействием.

Но, поскольку не все варьируемые параметры возможно вычислять по уравнениям совместной работы узлов, например, параметры режима, то предлагается выполнять расчет в двух вложенных циклах (рис. 2):

- внутренний цикл - определение положения рабочей точки (поиск значений варьируемых параметров: G_{Σ} , m , π_T^*), при заданных значениях параметров режима, с помощью метода, основного на закономерностях совместной работы узлов ГТД;
- внешний цикл - определение значений параметров режима, удовлетворяющих заданному закону или программе управления с помощью формальных математических методов.

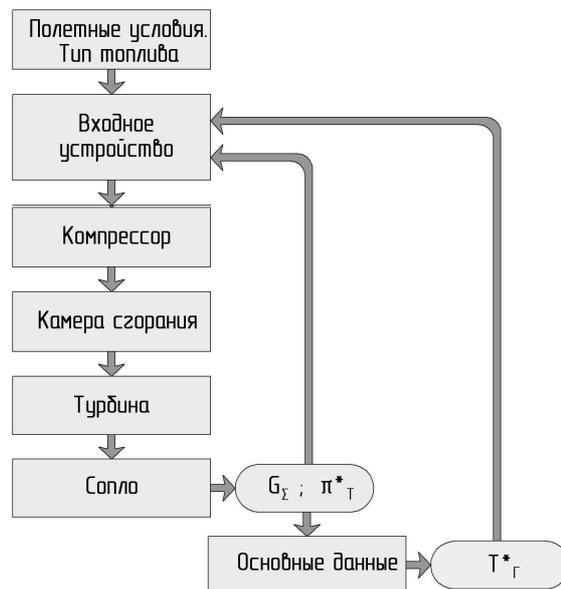


Рис. 2. Схема предлагаемого метода расчета характеристик на примере ТРД

В предлагаемом методе расчет выполняется в последовательности, совпадающей с последовательностью течения рабочего тела в проточной части. В качестве варьируемых параметров выбираются степени понижения давления в турбинах $\pi_{ТВД}^*$, $\pi_{ТСД}^*$, $\pi_{ТНД}^*$, которые в основном диапазоне рабо-

чих режимов изменяются несущественно [3]. Данный подход позволяет надежно решать задачу подбора значений варьируемых параметров и значительно уменьшить количество последовательных приближений. При этом параметры компрессоров определяются на основании уравнения баланса мощности.

Кроме того, в качестве варьируемых параметров выбираются расход воздуха через двигатель G_{Σ} и степень двухконтурности m (для двухконтурных двигателей), а в качестве параметров режима – температура перед турбиной $T_{Г}^*$, температура в форсажной камере $T_{Ф}^*$, площадь критического сечения регулируемого сопла $F_{С.КР}$, коэффициент отбора мощности от турбины на привод винта $\eta_{ПОТР}$ (для ТВД).

Значения варьируемых параметров определяются из условия обеспечения заданных площадей характерных сечений. Значения параметров режима подбираются из условия обеспечения заданных значений параметров регулирования [3].

Кроме того, предлагается дополнить алгоритм расчета характеристик блоком формирования начальных приближений варьируемых параметров, из условия подбора режимов работы двигателя.

Апробация предложенных методов и алгоритмов в подсистеме АСТРА-ВСХ показала возможность оптимизации программ управления ГТД по критериям эффективности летательного аппарата, благодаря сокращению суммарного времени и трудоемкости расчета характеристик газотурбинного двигателя.

Список литературы

1. Авиационные турбореактивные двигатели с изменяемым рабочим процессом для многорежимных самолетов / Ю.Н. Нечаев, В.Н. Кобельков, А.С. Полев – М.: Машиностроение, 1988. – 176 с.: ил.
2. Аэромеханика самолета: Динамика полета: Учебник для авиационных вузов/ А.Ф. Бочкарев, В.В. Андреевский, В.М. Белоконов др.; Под ред. А.Ф. Бочкарева и В.В. Андреевского. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 360 с., ил.
3. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Основы теории ГТД. Кн.1. Рабочий процесс и термодинамический анализ. Кн.2. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
4. Основы интеграции самолета и двигателя / Под общ. Ред. О.К. Югова. - М.: «Машиностроение», 1989. – 304 с.
5. Теория и методы начальных этапов проектирования авиационных ГТД / В.Г. Маслов, В.С. Кузьмичев, А.Н. Коварцев, В.А. Григорьев.- Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1998.- 147 с.
6. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Учебник. Кн. 3. Основные проблемы: Начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД/ С.К. Бочкарев, И.М. Горюнов, В.С. Кузьмичев и др. Под общ. ред. В.В. Кулагина. М.: Машиностроение, 2005. 464 с.

PERFECTION OF OPERATIONAL CHARACTERISTICS CALCULATION TECHNIQUES FOR THE DECISION OF TASK OF GAS TURBINE ENGINE CONTROL PROGRAM OPTIMIZATION

© 2006 V.S. Kuzmichev, V. V. Kulagin, A. Yu. Tkachenko

Samara State Aerospace University

The article describes methods of perfection of operational characteristics calculation techniques for the decision of task of gas turbine engine control program optimization

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АЗИМУТАЛЬНОЙ ОРИЕНТАЦИИ МОНОКРИСТАЛЛА НА ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ

© 2006 А.Н. Петухов, Е.Р. Голубовский, К.А. Басов

ЦИАМ им. П.И. Баранова, г. Москва

На основе разработанной расчётной модели определены частотные характеристики образца с равноосной и монокристаллической структурой с заданными кристаллографическими ориентациями. Исследованы упругие деформации и перемещения для плоского образца и охлаждаемой монокристаллической лопатки при колебаниях по изгибным и крутильным формам (в диапазоне $k = 1 \dots 20$) с учётом кристаллографической анизотропии упругих свойств материала.

Введение

Повышение надёжности литых лопаток высокотемпературных турбин ГТД и ЭУ зависит от совершенства конструкции, наличия специальных литейных жаропрочных сплавов и методов управления процессом кристаллизации отливки, формирующим в деталях оптимальную структуру и необходимые характеристики конструкционной прочности на заданный ресурс [1].

Известно, что сплавы с МНО - структурой обладают анизотропией свойств, что проявляется в неоднородности напряженно деформированного состояния, разбросе ЧХ, нестабильности характеристик усталости. Это нередко связывают с отклонениями аксиальной оси кристалла от заданного кристаллографического направления или влиянием нерегламентированной азимутальной ориентации. Отклонение на аксиальную ориентацию задаётся в ТУ, а азимутальная ориентация не регламентируется.

В изотропном теле частота пропорциональна абсолютному значению волнового вектора k и потому направление скорости $W = \frac{\partial \omega}{\partial k}$ совпадает с направлением k .

Для монокристаллов такая зависимость не имеет места, а частота ω зависит от компонент волнового вектора k_1, k_2, k_3 . Сами компоненты вектора групповой скорости W определяются выражениями:

$$W_1 = \frac{\partial \omega}{\partial k_1}, \quad W_2 = \frac{\partial \omega}{\partial k_2}, \quad W_3 = \frac{\partial \omega}{\partial k_3},$$

Поэтому, в общем случае, в монокристаллах векторы W и k не параллельны, и, если принять ориентацию вектора групповой скорости за направление распространения

волны, то её распространение не будет совпадать с волновым вектором. В работе сделана попытка, оценить влияние азимутальной ориентации на формы колебаний и частотные характеристики лопаток турбины.

На первом этапе, на примере плоского образца с постоянными физическими параметрами, рассмотрены в «чистом виде» задачи, связанные с влиянием структуры (равноосная поликристаллическая, МОН) формы колебаний и ЧХ.

Верификация расчётов ЧХ и деформаций плоского образца выполнялась по экспериментальному спектру частот образца с поликристаллической структурой из сплава ЭИ698ВД. Затем были получены ЧХ выбранной конструкции лопаток турбины в зависимости от аксиальной и азимутальной ориентаций.

Методика исследования ЧХ образцов и охлаждаемых монокристаллических лопаток турбины

Расчет собственных колебаний образца (рис.1) осуществлялся при помощи метода конечных элементов (МКЭ). Для расчета собственных частот колебаний образца применялся пакет МКЭ ANSYS. Созданная средствами САД геометрическая модель содержала все необходимые для расчета элементы, включая галтели. В препроцессоре комплекса МКЭ ANSYS создана сетка конечных элементов, для которой и проводились расчеты.

Для обеспечения необходимой точности расчета применялась регулярная сетка КЭ шестигранной формы. Расчетная модель включала 17388 узлов, т.е. свыше 51000 степеней свободы и 14560 элементов.

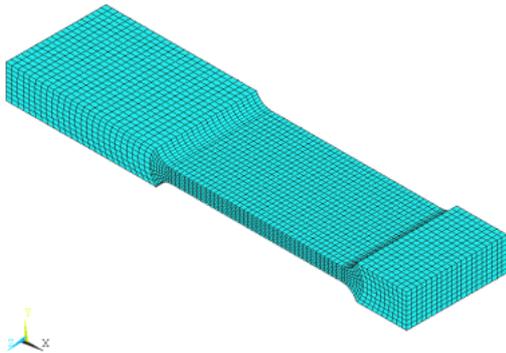


Рис.1. Модель плоского образца

Приложенные к модели связи соответствовали условиям нагружения образцов. При моделировании материала применялись анизотропные КЭ, входившие в библиотеку комплекса МКЭ ANSYS (SOLID 64).

Исследование перемещений и упругих деформаций выполнялось на монокристаллическом образце и профиле охлаждаемой монокристаллической лопатки при различных формах колебаний (изгибных, крутильных и др.) с учётом кристаллографической анизотропии упругих свойств материала, вызванных изменением аксиальной и азимутальной КГО в максимально допустимых пределах на ЧХ монокристаллических охлаждаемых лопаток.

1.1. Объекты исследования

Для экспериментального исследования и верификации расчётной модели использовался плоский образец из сплава ЭИ698ВД, а для расчётного исследования - образец из сплава ЖС6Ф-МОНО (плотность $\rho = 8,64 \text{ г/см}^3$). ЧХ монокристаллических образцов для различных ориентаций рассчитывались для упругих модулей C_{11} , C_{12} и C_{44} ($C_{11} = 2.86127 \times 10^2 \text{ ГПа}$, $C_{12} = 1.8762 \times 10^2 \text{ ГПа}$, $C_{44} = 1.25 \times 10^2 \text{ ГПа}$) [1].

Спектры ЧХ в зависимости от параметров КГО определялись на охлаждаемых рабочих лопатках ТВД из сплава ЖС32-МОНО.

1.2. Исследования ЧХ

Расчётные исследования плоского образца из сплава ЖС6Ф были проведены для образца с равноосной структурой и для образца с монокристаллической структурой.

Сравнение расчётных и экспериментальных данных частот для плоского образца из сплава ЭИ698ВД, представленных на

спектрограмме (рис.1) и в таблице 1, свидетельствует об удовлетворительном их совпадении в диапазоне колебаний от 1-й до 8-й формы.

На рис.2 и 3 в качестве примера (из-за ограниченности объёма) показаны результаты расчётов только 1-й и 2-й форм колебаний (расчёты были проведены до 20-й формы).

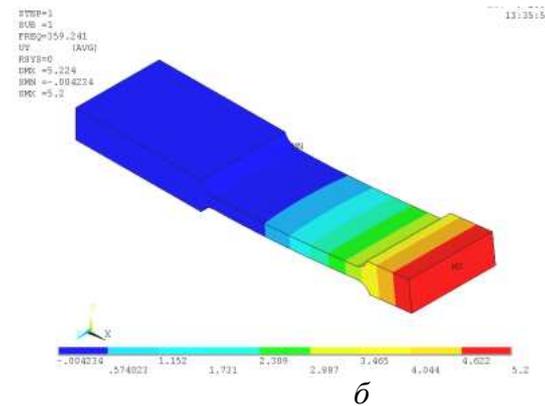
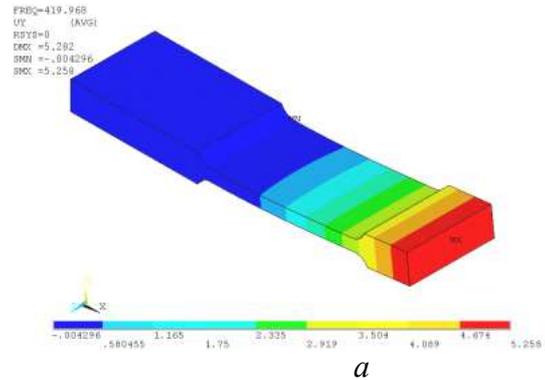


Рис.2. Образец с равноосной (а) и монокристаллической (б) структурой. а - изгибная форма колебаний, $f_1=420 \text{ Гц}$, б - изгибная форма колебаний, $f_1=359 \text{ Гц}$,

Необходимо подчеркнуть, что для образца с равноосной и монокристаллической структурами колебания по 1-й гармонике совпадают по форме (изгибные колебания), но несколько различаются по частоте. По второй гармонике частоты практически совпадают, но форма колебаний различна в зависимости от структуры – для образца с равноосной структурой имеет место крутильная форма, а для монокристаллического образца – изгибная форма в плоскости максимальной жёсткости. Таким образом переход от равноосной структуры к монокристаллической может изменить не только частоту, но и форму колебаний.

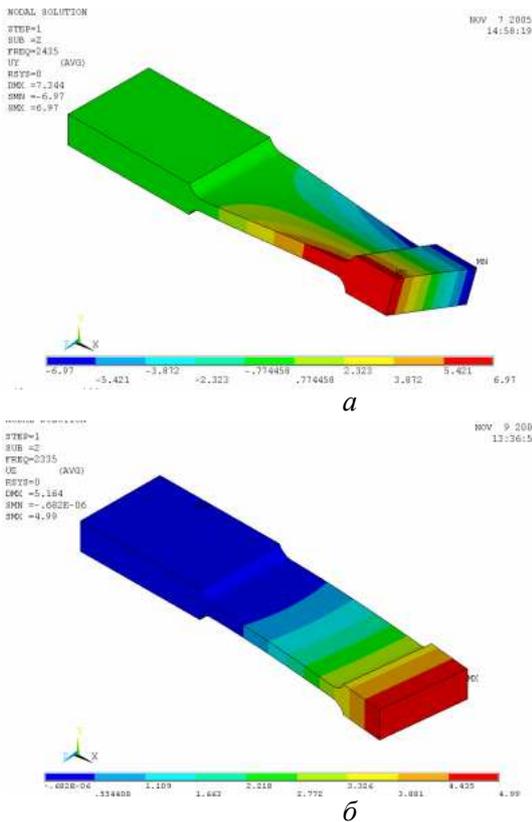


Рис.3. Образец с равноосной (а) и монокристаллической (б) структурой: а – вторая форма крутильная – $f_2 = 2435$ Гц; б- изгибная форма в плоскости максимальной жёсткости – $f_2 = 2335$ Гц

Полученные результаты позволили сделать заключение о возможности выполнения исследований в реальных спектрах частот, характерных для образца и лопаток.

Таблица 1. Значения расчётных и экспериментально измеренных частот на образце из сплава ЭИ698

Формы	Частота, Гц		
	f_p	f_z	$\Delta f_{отн}$
1	454	485	0,06
2	2435	2815	3224
3	2850	3224	0,08
4	3533	5677	0,38
5	10435	8858	-0,15
6	10581	9807	-0,07
7	13539	11625	-0,14
8	15069	15362	0,02

Экспериментальные исследования ЧХ образца и лопаток проводились на вибростенде типа 4801 с вибростолом 4811 и задающим генератором белого шума типа 1027 фирмы Брюль и Кьер (Brüel&Kjer).

В таблице 2 представлены диапазоны изменения аксиальной и азимутальной ориентаций исследованных охлаждаемых МО-НО лопаток ТВД. Т.к. значения аксиальных $\alpha_{акс}$ и азимутальных $\alpha_{аз}$ направлений у лопаток были случайными, то оценка влияния факторов проводилась по лопаткам, попадающим в близкий по значениям интервал ориентаций.

Таблица 2. Диапазоны изменения отклонений исследованных лопаток в пределах интервалов аксиальной и азимутальной ориентаций в град.

Аксиальная ориентация $\alpha_{акс}$	Азимутальная ориентация $\alpha_{аз}$
От 0 до 1,4	От - 6,3 до + 31,7
От 1,6 до 2,0	От 16,8 до + 48,5
От 3,3 до 3,8	От - 38,5 до + 31,7
От 5 до 5,6	От - 42 до + 40,2

Наибольшее различие частот $\Delta f_{отн} = (f_z - f_p / f_z)$ наблюдались для формы 4, когда отношение экспериментальных и расчётных частот $\Delta f_{отн} = 0,38$. Однако, в целом, отклонения частот $\Delta f_{отн}$ составляют около 0,1.

Этот результат показал, что оборудование не вносило существенных погрешностей при исследовании частотных характеристик образцов и лопаток.

2. Анализ расчётных и экспериментальных форм и частот колебаний

2.1 Анализ частотных характеристик монокристаллических лопаток

В комплекте исследованных лопаток интервал изменения аксиального угла $\alpha_{акс}$ находился в пределах $1,3^\circ$ (от 0° до $5,6^\circ$), а значения отклонений в азимутальном направлении $\alpha_{аз}$ от -42° до $+48^\circ$.

2.2. Анализ ЧХ лопаток в зависимости от аксиальной ориентации

Выборки лопаток для анализа ЧХ в зависимости от аксиальной ориентации представлены в таблицах 3 и 4.

Анализ отношений значений собственных частот разных лопаток при одинаковых формах колебаний (таблица 3) в зависимости от $\alpha_{акс}$ в пределах от $0,7^\circ$ до $5,6^\circ$ и для $\alpha_{аз}$ ориентации от 12° до $16,5$ показал, что они остаются постоянными во всём диапазоне частот.

Таблица 3. ЧХ лопаток, различающиеся по $\alpha_{акс}$ от $0,7^0$ до $5,6^0$, а по $\alpha_{аз}$ от $+12^0$ до $+16,5^0$

Частота, Гц		
Лопатка №4266 $\alpha_{акс}=0,7$	Лопатка №4138 $\alpha_{акс}=1,0$	Лопатка №4148 $\alpha_{акс}=5,6$
1371	1225	1352
	2098	2150
2296	2182	2285
5573	5579	5711
6693	6738	6446
7314	7144	7447
8494	8172	8311
10040	10163	10218
10888	10553	
	11310	10923
		12690
		14083
14582		
15550		15550
16416		16346
	16815	17197
18289	18315	
18806		18727
19358		

Таблица 4. ЧХ лопаток, различающихся по $\alpha_{акс}$ от 0^0 до $7,6^0$ и $\alpha_{аз}$ (от -5^0 до $-6,3^0$)

Частота, Гц	
№ 4110 $\alpha_{акс}=0,$	№ 4040 $\alpha_{акс}=7,6^0$
1290	1229
2119	2025
2243	2203
3725	4084
5730	5600
6559	
7198	7336
	8342
9422	9239
10155	10514
10913	10797
11419	
13525	
15114	
15918	
	16883
17750	
18233	
19233	19078

Значения отношений собственных частот в зависимости от аксиальной ориентации $\alpha_{акс}$ в пределах от 0^0 до $7,6^0$, для азимутальной ориентации $\alpha_{аз}$ от -5^0 до $-6,3^0$ также практически одинаковы (таблица 4).

2.3. Анализ ЧХ лопаток в зависимости от азимутальной ориентации

Анализ ЧХ лопаток в зависимости от азимутальной ориентации проводился для трёх выборок лопаток.

В первую выборку (таблица 5) включены лопатки №№ 4110, 4266 и 4224, имевшие $\alpha_{акс}$ от 0 до $1,4^0$ при диапазоне изменения $\alpha_{аз}$ в пределах от -6^0 до 32^0 .

Во вторую группу (таблица 6) включены лопатки №4138 и № 4223, имевшие аксиальную ориентацию $\alpha_{акс} = 1,0^0$ и $\alpha_{акс} = 1,4^0$ и азимутальные отклонения $\alpha_{аз} = -2^0$ и $\alpha_{аз} = 31^0$. Значения отношений собственных частот в зависимости от $\alpha_{аз}$ (в пределах от -2^0 до 31^0 при $\alpha_{акс}$ от $1,0^0$ до $1,4^0$) также остаются практически постоянными. У лопатки № 4138 высокая плотность спектра от $f_1 = 1225$ Гц до частоты $f_{14} = 10553$ Гц, а у лопатки № 4223 от $f_8 = 6548$ до $f_{20} = 18598$ Гц.

Таблица 5. ЧХ лопаток МОНО в зависимости от $\alpha_{аз}$ в пределах от 6^0 до 32^0 при $\alpha_{акс}$ от 0 до $1,4^0$

Частота, Гц		
Лопатка № 4110 $\alpha_{акс}=0;$ $\alpha_{аз}=-6^0$	Лопатка № 4266 $\alpha_{акс}=0,7;$ $\alpha_{аз}=12^0$	Лопатка № 4224 $\alpha_{акс}=1,4;$ $\alpha_{аз}=32^0$
1290	1371	1331
2079		2132
2199	2296	2243
4152		4884
5703	5573	5636
6130		5869
6862	6693	6650
7511	7314	7667
8048		7987
8888	8494	
		9130
	10040	
10345		
10611	10888	10792
11290		11458
12270		
		13354
	14582	14305
	15550	15768
16273	16416	16063
		17141
	18289	18123
18983	18806	

Значения отношений собственных частот в зависимости от азимутальной ориентации (в пределах от -6° до 32° при аксиальной ориентации $\alpha_{акс}$ от 0° до $1,4^{\circ}$) остаются практически постоянными (таблица 6). Наибольшая плотность спектра отмечается у лопатки № 4110 до частоты 12270Гц и лопатки №4224 от частоты 10792Гц.

Третья группа (таблица 7) включала лопатки №4135 и № 4258, имевшие аксиальную ориентацию $\alpha_{акс} = 5^{\circ}$ и азимутальные отклонения $\alpha_{аз} = -40^{\circ}$ и $\alpha_{аз} = -18^{\circ}$.

Аналогичная картина наблюдается для зависимости отношений собственных частот от $\alpha_{аз}$ (в пределах от -40° до -18° при $\alpha_{акс} = 5^{\circ}$) (таблица 7 - лопатки №№ 4135 и 4258). В то же время более высокая плотность спектра частот характерна для лопаток почти во всём частотном диапазоне от $f_1 = 1261$ Гц до $f_{19} = 18222$ и $f_{17} = 18573$.

Таблица 6. Частотные характеристики лопаток МОНО в зависимости от азимутальной ориентации $\alpha_{аз}$ от -2° до 31° при $\alpha_{акс}$ от $1,0^{\circ}$ до $1,4^{\circ}$

Частота, Гц	
Лопатка № 4138 $\alpha_{акс}=1,0^{\circ}; \alpha_{аз} = -2^{\circ}$	Лопатка № 4223 $\alpha_{акс}=1,7^{\circ}; \alpha_{аз}=31^{\circ}$
1225	1410
2098	
2182	
2572	2346
5346	5468
5579	
6738	6548
7144	6758
7886	7467
8172	
9204	8713
10163	
10553	10633
	10770
11310	11743
	14686
	15583
16815	16647
18315	18598

При близких или равных значениях аксиальных ориентаций с уменьшением азимутальных углов наблюдается уплотнение спектра частот в области малых и средних (по номеру) форм колебаний.

Таблица 7. ЧХ лопаток в зависимости от $\alpha_{аз} = -40^{\circ}$ до -18° при $\alpha_{акс} = 5^{\circ}$

Частота, Гц	
Лопатка № 4135 $\alpha_{аз} = -40^{\circ}$	Лопатка № 4258 $\alpha_{аз} = -18^{\circ}$
1261	1229
2036	1997
2244	2236
4132	4017
4556	
5574	5893
6396	6500
7059	7032
8011	7716
9016	
9466	9333
10417	10426
10781	10774
11398	
13509	13305
	13767
15072	14895
15886	15768
17289	17410
18222	18573

С ростом азимутального угла уплотняется спектр частот высоких форм колебаний.

3. Необходимые дополнения и изменения к методике измерения деформаций при колебаниях монокристаллических лопаток

Результаты выполненных исследований показали, что без визуализации реальных форм колебаний монокристаллического образца, а тем более охлаждаемой монокристаллической лопатки, необходима большая подготовительная работа при исследовании напряжённо – деформированного состояния лопатки, включающая: 1) определение кристаллографической ориентации каждой лопатки; 2) информацию о значениях модулей упругости C_{11} , C_{12} и C_{44} из матрицы модулей упругости; 3) расчёт частот и форм колебаний с нахождением узловых линий деформаций и расчётная визуализация вида колебаний.

Перед испытаниями на усталость, по формам выше основной, на каждой лопатке необходимо визуализировать формы колебаний с целью сравнения расчётных и экспериментальных узловых линий и последую-

шего определения направления действия главных напряжений. С целью уточнения разрушающих напряжений на лопатках после испытаний на усталость необходима контрольная проверка КГО разрушенных лопаток по месту очага разрушения.

Заключение

1. Анализ спектрограмм частот, проведенный для охлаждаемых монокристаллических лопаток турбин, которые имели отклонения аксиальной ориентации от 0° до $5,6^{\circ}$ при α_{az} от -42° до $+48,5^{\circ}$, не выявил существенного влияния на отношения частот в спектрах исследованных лопаток, но замечено изменение плотности спектра: при минимальных α_{az} отмечен рост плотности спектра частот в диапазоне форм от f_1 до f_8 ; с увеличением α_{az} от 0° плотность спектра частот увеличивается в диапазоне форм от f_7 до f_{18} .

2. Исследования показали, что наибольшее изменение вида и формы колебаний имеет место при отклонении от заданной ориентации в плоскости XZ , вызывая при из-

гибе несимметричное сжатие, наложение кручения на изгибные колебания и др., при росте перемещений и смещение узловых линий.

3. Отклонение вектора ориентации в плоскости XU сопровождалось возникновением совместных форм колебаний (изгибных, крутильных и осевых колебаний), смещением узловых линий, т.е. изменением НДС профильной части лопатки.

Список литературы

1. Шалин Р.Е., Светлов И.Л., Качанов Е.Б. и др. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов, М., Машиностроение, 1997, 336с.
2. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика, Том 7 «Теория упругости», М., Наука, 1965, 204с.
3. Смирнов А.А. Молекулярно-кинетическая теория металлов, М., Наука, 1966, 488с.

RESEARCH OF INFLUENCE OF AZIMUTHAL ORIENTATION OF MONOCRYSTAL ON FREQUENCY CHARACTERISTICS AND FORMS OF OSCILLATIONS

© 2006 A.H. Petukhov, E.R. Golubovskiy, K.A. Basov

CIAM, Moscow

Results of research of frequency characteristics and forms of natural oscillations of flat polycrystal and monocrystal samples from heat resisting nickel alloy ЖС6Ф and monocrystal лопаток turbines from alloy ЖС32, having various azimuthal orientations presented at constant axial orientation.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ОБРАЗЦАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ

© 2006 С.А. Букатый, А.С. Букатый

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П. А. Соловьёва

Система предназначена для определения остаточных напряжений в поверхностном слое образцов механическим методом. Отличительными особенностями системы является литой корпус прибора и консольная схема крепления образцов. Разработанная методика позволяет определять остаточные напряжения в тонких и круглых образцах, а также в образцах с произвольным переменным поперечным сечением и закруткой.

Качество поверхностного слоя, наличие в нем сжимающих или растягивающих остаточных напряжений (ОН) является решающим фактором обеспечения надежности и циклической долговечности деталей ГТД. Растягивающие ОН являются инициатором образования и быстрого роста усталостных трещин, что значительно – в десятки раз уменьшает долговечность деталей. Для ответственных деталей разрабатываются технологические процессы (ТП) и режимы обработки, обеспечивающие наведение в поверхностном слое деталей сжимающих ОН. Однако, наряду с упрочнением, ОН могут привести к изменениям размеров и формы деталей, превышающим технологические допуски. Поэтому большое значение приобретают методы контроля режимов обработки и качества ТП. В настоящее время наиболее надёжным и достоверным методом контроля качества поверхностного слоя деталей является определение ОН путем послойного травливания поверхностных слоев образца, вырезанного из исследуемой детали.

В большинстве лабораторий ОН определяют на устаревших приборах ПИОН по методике [1], выпущенной в 1965г. Процесс определения ОН состоит из регистрации перемещений (деформаций) образца в процессе его травления и последующей математической обработки полученной кривой. До сих пор во многих лабораториях этот процесс осуществляется вручную с графическим дифференцированием деформационной кривой. На практике, в силу значительной трудоёмкости расчёта, из трёх составляющих ОН учитывают только одну

составляющую, соответствующую первой производной от деформационной кривой. Такое упрощение приводит к существенной погрешности при определении ОН в тонких образцах, у которых глубина залегания ОН a соизмерима с толщиной образца h , т.е. $a/h > 0,05$. К ещё большей погрешности приводит отклонение формы поперечного сечения образца от прямоугольной, т.к. традиционная методика справедлива только для образцов с прямоугольным и постоянным по длине поперечным сечением. Очень часто образцы, вырезаемые из лопаток ГТД, имеют трапециевидное и переменное по длине образца поперечное сечение. В таких случаях расчет ОН ведут по т.н. «среднему» сечению, что наряду с погрешностями ручного расчета приводит к большим ошибкам.

В данной автоматизированной системе (АС) используются методики и программное обеспечение (ПО), разработанные на основе теории остаточных напряжений и деформаций естественно закрученных стержней с произвольным поперечным сечением:

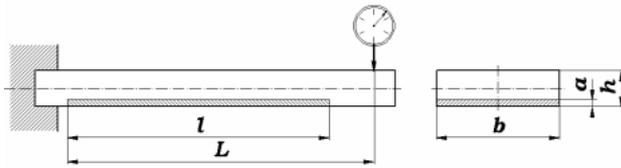
$$f_y = \int_0^l (-\kappa_\eta \sin \alpha + \kappa_\xi \cos \alpha)(l - z) dz,$$

$$\kappa_\eta = \frac{M_\xi}{EI_\xi} - \frac{d\varphi}{dz} \frac{\theta I_{p\xi}}{I_\xi},$$

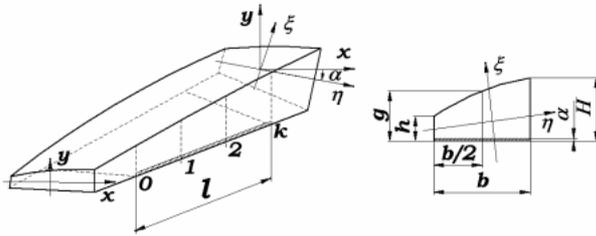
$$\kappa_\xi = \frac{M_\eta}{EI_\eta} - \frac{d\varphi}{dz} \frac{\theta I_{p\eta}}{I_\eta},$$

$$M_\eta = -\oint_S \int_0^a \xi (\sigma_\xi - \mu \sigma_s) dnds$$

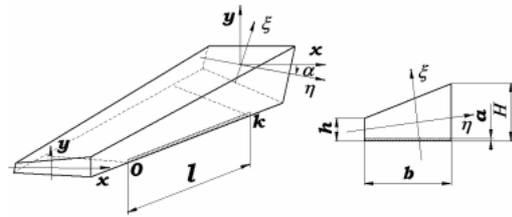
№1. Прямоугольное постоянное сечение



№3. Трапецидальное переменное сечение



№2. Трапецидальное клиновидное сечение



№4. Круглое постоянное сечение

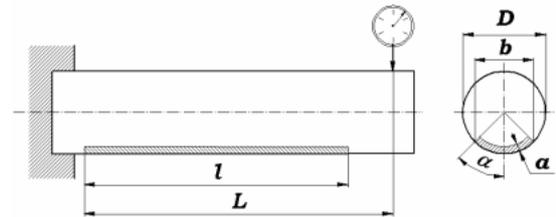


Рис.1. Типы образцов, вырезаемых из деталей для определения ОН

$$M_{\xi} = -\oint_S \int_0^a \eta (\sigma_{\xi} - \mu \sigma_s) dn ds,$$

где f_y – прогибы образца; M_{ξ} , M_{η} – эквивалентные изгибающие моменты, обусловленные действием ОН; φ , θ – абсолютный и относительный угол закрутки образцов соответственно.

Программное обеспечение позволяет определять ОН с учётом всех трёх составляющих в образцах с прямоугольным и трапецидальным переменным поперечным сечениями и закруткой, длиной от 20 до 80 мм (рис. 1). Наряду с указанными, модульный принцип, реализованный в системе, позволяет также реализовать определение ОН в образцах-кольцах, полукольцах, галтелях и других криволинейных образцах с большой и малой кривизной и с произвольным поперечным сечением.

Проверка методики осуществлялась на клиновидных и плоских образцах из сплава ВТ-20. Степень клиновидности характеризуется отношением 2:1, т.е. как в продольном, так и в поперечном направлении концевые размеры образцов отличались в 2 раза. Все образцы обрабатывали гидродробеструйным способом на одном режиме: давление жидкой рабочей среды $P_{ж} = 0,5$ МПа, диаметр шариков $\phi = 2$ мм, длительность обработки $\tau = 2$ мин. Результаты расчета ОН показаны на рис. 2.

Здесь кривые 1 и 2 соответствуют расчету ОН по изложенной методике в клиновидных и плоских образцах. Результаты рас-

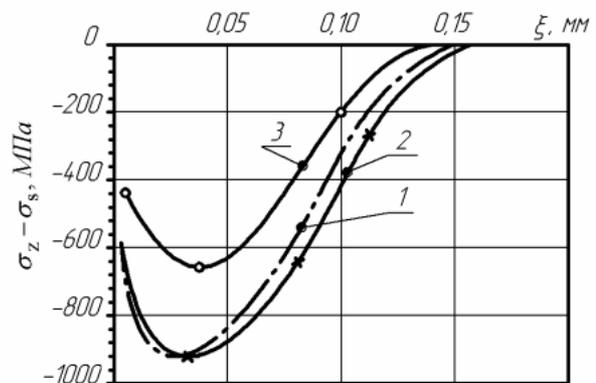


Рис. 2. Остаточные напряжения в опытных образцах

чета ОН в клиновидных образцах по «среднему» сечению (кривая 3), существенно отличаются от первых двух. Следовательно, расчет по «среднему» сечению, обычно практикуемый при отсутствии методик, учитывающих геометрию образца, дает заниженные в 1,3–1,5 раза результаты.

Основу АС составляет установка для определения ОН, показанная на рис. 3. В отличие от штативной конструкции существующих приборов ПИОН и др. в нашей установке массивный литой корпус существенно повышает жесткость конструкции и помехозащищенность от внешних вибраций.

Датчик перемещений обеспечивает измерение перемещений образца в диапазоне ± 200 мкм с дискретностью 0,1 мкм и в диапазоне ± 1000 мкм с дискретностью 1 мкм. Измерительное усилие датчика не более 1 Н. При необходимости дискретность



Рис.3. Установка для автоматизированного определения остаточных напряжений

жено к нулевому. Исследуемый образец закрепляется в установке по консольной схеме, что также повышает разрешающую способность установки.

Программное обеспечение АС включает в себя управляющую программу и расчетный блок, работающий в интерактивном режиме – в процессе травления образца и в автономном режиме при окончательном расчете ОН. Управляющая программа на основе последовательного интерфейса RS-485 позволяет в многозадачном режиме и реальном масштабе времени управлять работой и осуществлять сбор данных с 8–10 установок с непрерывным выводом на экран монитора деформационных кривых и эпюр ОН (рис. 4). Аппроксимация исходных данных, получаемых в автоматическом режиме в процессе травления образцов, осуществляется сглаживающими сплайнами 3 степени. Построение деформационной кривой $f(a)$ и вычисление производной df/da осуществляется по специальной методике, учитывающей точность датчиков перемещений. Результаты расчета

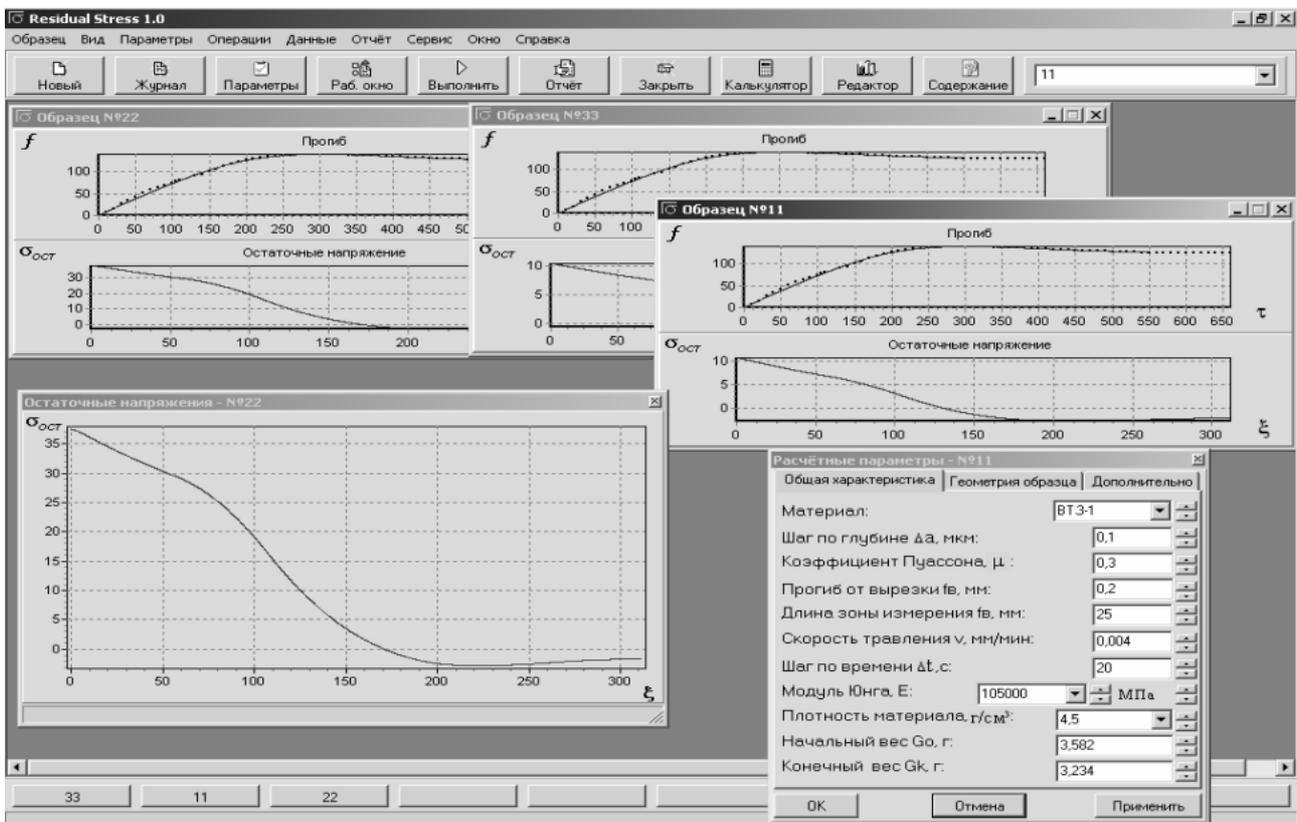


Рис. 4 Вид панели управляющей программы АС

измерений может быть повышена до 0,01 мкм, а измерительное усилие прибли-

ОН выводятся на экран и по решению оператора на принтер в табличной и графиче-

ской форме. В ПО системы предусмотрены три критерия контроля, позволяющие оператору своевременно принимать решение о прекращении процесса травления соответствующего образца. Графический редактор АС обеспечивает также вывод и обработку информации в стандартных приложениях Word, Excel, Access и Notepad. Возможна разработка новых форм, более удобных для представления и анализа ОН, расширяющих возможности при проведении исследовательских работ: автоматизированный анализ эпюр ОН, определение интегральных величин

$$N = \oint_S \int_0^a (\sigma_\theta - \mu\sigma_s) d\xi ds,$$

$$M_x = \oint_S \int_0^a y(\sigma_\theta - \mu\sigma_s) d\xi ds,$$

$$M_y = \oint_S \int_0^a x(\sigma_\theta - \mu\sigma_s) d\xi ds,$$

необходимых для прогнозирования технологических остаточных деформаций упрочняемых деталей, сравнение нормируемых

параметров с заданными допусками, создание баз данных с изменяемым количеством контролируемых параметров и их предельных значений (по материалам, технологиям, типам деталей и др.).

В состав АС входят также компьютер на базе процессора P3 или P4, принтер, блок стабилизированного питания Б5-47, приспособления для монтажа образцов и подогрева защитного покрытия, а также комплект оснастки для проверки измерительных датчиков и регулировки системы.

Использование АС позволит существенно повысить точность, увеличить производительность и уменьшить трудоемкость определения ОН в образцах простой и сложной формы, расширить номенклатуру контролируемых деталей.

Список литературы

1. Определение остаточных напряжений в поверхностном слое пера лопаток двигателей. Методические материалы / НИИТ. – 1965. – 20 с.

AUTOMATIC SYSTEM FOR DETERMINATION THE RESIDUAL TENSIONS IN THE SEGMENTS OF COMPLEX FORMS

© 2006 S.A. Bukaty, A.S. Bukaty

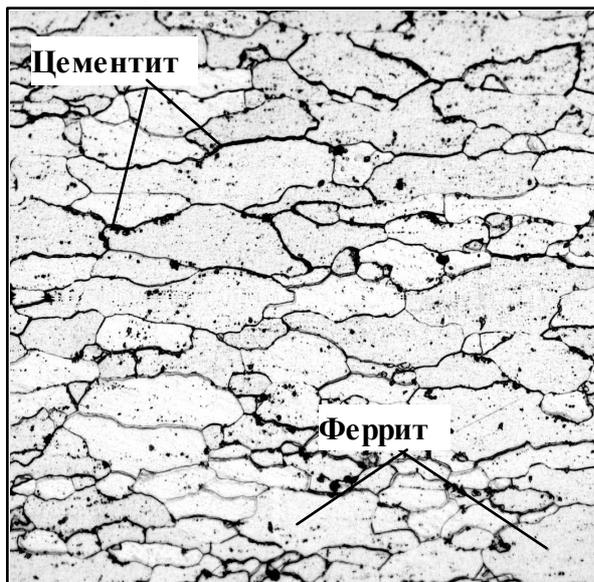
The system is designed for the residual tensions determination in the superficial stratum of segments by means of mechanical method. Distinguishing singularities of this system are foundry body of apparatus and console scheme of fixing the segments. Invented methods enable the capability of the residual tensions determination in the segments of thin, round, random, variable and involute forms of cross sections.

© 2006 Т.В. Хайруллин, В.И. Столбов

Тольяттинский государственный университет

В статье анализируется проблема применения в автомобильной промышленности стали 08Ю при изготовлении кузовных деталей.

В автомобильной промышленности при изготовлении кузовных деталей используется сталь 08Ю. Данная сталь является низкоуглеродистой качественной для холодной листовой штамповки и поставляется в виде тонколистового проката по ГОСТ 9045-93. В состоянии поставки микроструктура стали представляет собой вытянутые зерна феррита (твердость HV~100), окруженные сеткой цементита (твердость HV~1000) (рис.1).



×100

Рис. 1. Микроструктура стали 08 в состоянии поставки

Химический состав и механические свойства стали 08Ю приведены в таблицах 1 и 2.

Для получения указанного сочетания характеристик прочности и пластичности на металлургических комбинатах прокат из этой стали подвергают отжигу в печах непрерывного действия, либо в колпаках в среде азота: нагрев до температуры 800 – 850°С, изотермическую выдержку и замед-

Таблица 1. Химический состав стали

Массовая доля элементов, %					
C	Mn	S	P	Si	Al
не более					
0,07	0,35	0,025	0,020	0,03	

Таблица 2. Механические свойства стали

σ_T , Н/мм ² , не более	σ_B , Н/мм ²	δ_{80} , %, не менее			HV _{0,2} , не более
		при толщине проката, мм			
		>0,7	0,7 - 1,5	1,5 - 2,0	
185	250-350	38	40	42	100

ленное охлаждение со скоростью $\leq 30^\circ\text{C}/\text{час}$ [1]. В результате отжига сталь приобретает высокую пластичность, необходимую при вытяжке. При этом механические свойства отожженного листа изменяются относительно свойств нагартованного проката: в три раза увеличивается величина относительного удлинения, в полтора раза уменьшается предел прочности.

В настоящее время сталь 08Ю также используется при изготовлении сварных составных заготовок (ССЗ), получаемых с помощью сварки из двух, трех и более точно раскроенных листов металла разной толщины от 0,65 мм до 2,0 мм. В качестве основного способа сварки применяется лазерная сварка в среде инертного газа или в смеси газов. Такие заготовки применяются при обычной холодной листовой штамповке кузовных деталей [2].

Металловедческие исследования показали, что особенностью сварных швов ССЗ из сталей иностранного производства, аналогичных 08Ю является повышенная твердость металла шва по сравнению с основным металлом и низкие пластические свой-

ства сварных швов. Также известно, что способность к требуемой пластической деформации сварных составных заготовок (ССЗ) в местах, где линии действующих напряжений попадают на сварные соединения при холодной листовой штамповке ССЗ полностью определяют пластические свойства этих сварных соединений [3].

Для определения причин возникновения повышенной твердости сварных швов проводили исследования образцов с использованием лазерной сварки и дуговой сварки неплавящимся (вольфрамовым) электродом в защитной среде аргона. Дуговая сварка выполнялась на медных водоохлаждаемых пластинах, лазерная сварка проводилась без принудительного охлаждения. Режимы сварки образцов и исследуемые сочетания толщин приведены в таблице 3.

Таблица 3. Режимы сварки образцов и исследуемые сочетания толщин

Сочетания толщин листов, мм	Лазерная сварка		Дуговая сварка	
	Мощность луча $P_{л}$, кВт	Скорость сварки $V_{св}$, м/час	Мощность дуги $P_{д}$, кВт	Скорость сварки $V_{св}$, м/час
0,8+0,8	1,0	100	1,8	60
0,8+1,0	1,0	90	2,0	60
1,2+1,5	1,0	70	2,6	60
1,5+1,5	1,0	60	2,7	48

Свойства образцов сварных соединений, изготовленных из опытных образцов ССЗ, определяли при испытаниях на статическое растяжение по ГОСТ 6996-66 «Сварные соединения. Методы определения механических свойств». Образцы изготавливались двух типов: 1 типа для определения прочности наиболее слабого участка стыкового соединения (рис. 2, а); 2 типа с ослаблением образца в месте шва для определения прочности металла шва в стыковом соединении (рис. 2, б).

Испытания проводились на разрывной машине «UTS-100». При испытаниях образ-

цов 1 и 2 типов не выявлено разрушений по сварному шву и зоне термического влияния, что говорит о хорошем качестве сварных соединений (рис. 3). Результаты испытаний образцов 2 типа приведены в таблице 4.

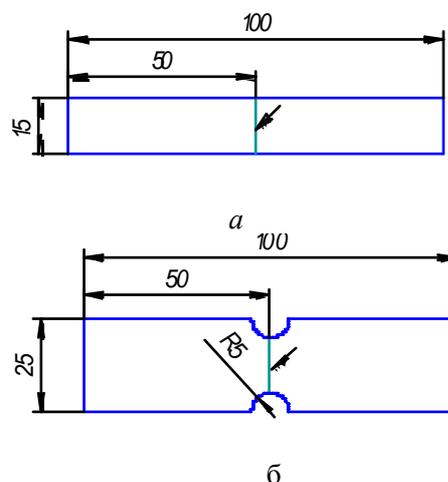


Рис. 2. Образцы для определения механических свойств сварных соединений при статическом растяжении: а – тип 1; б – тип 2

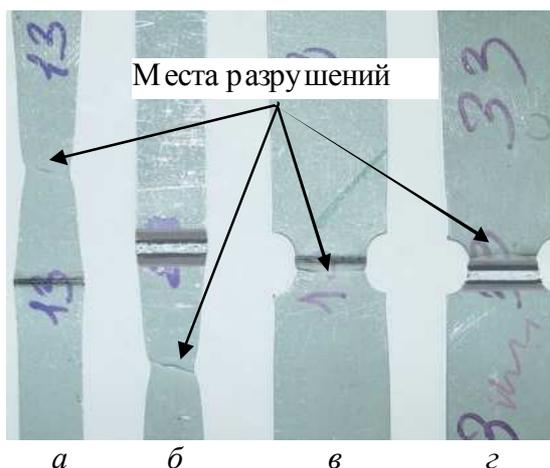


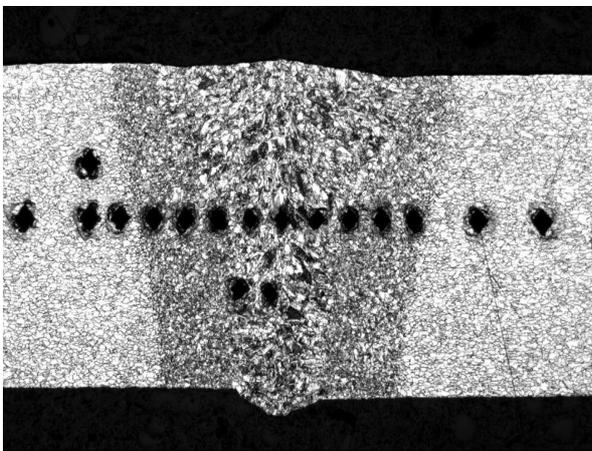
Рис.3. Разрушения на образцах: а, в – лазерная сварка; б, г – дуговая сварка

В ходе металлографических исследований была проанализирована микроструктура сварных швов (рис.4, 5, 6).

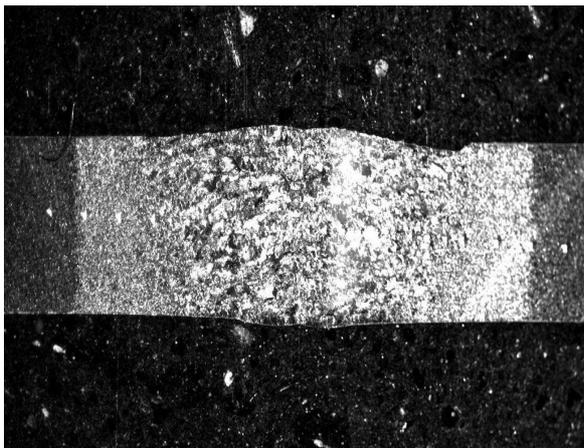
Выявлено, что, несмотря на низкое содержание углерода (не более 0,07%), твердость металла сварных швов увеличилась по сравнению с основным металлом в 2...2,5 раза, а в структуре металла шва содержатся зерна сорбита и бейнита. Известно, что для низкоуглеродистой стали такие структуры образуются при высокой скорости охлаждения порядка 1000...1500 °С/сек. [1].

Таблица 4. Результаты испытаний образцов 2 типа

Сочетания толщин листов, мм	Предел прочности, Н/мм ²	
	Образцы лазерной сварки	Образцы дуговой сварки
0,8+0,8	381	515
0,8+1,0	383	503
1,2+1,5	414	511
1,5+1,5	394	512



×22
а

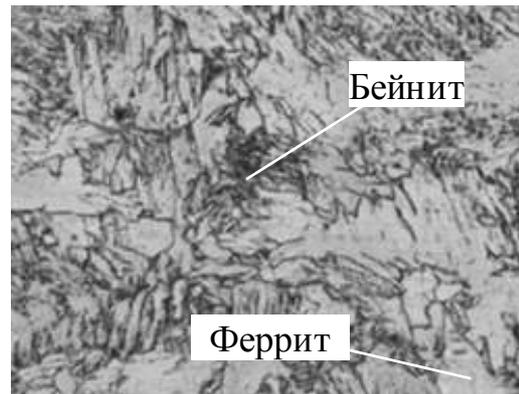


×14
б

Рис. 4. Микроструктура сварных соединений листов 1,5 мм стали 08Ю: а – лазерная сварка; б – дуговая сварка



×100
а



×100
б

Рис. 5. Микроструктура металла сварного шва: а – лазерная сварка; б – дуговая сварка

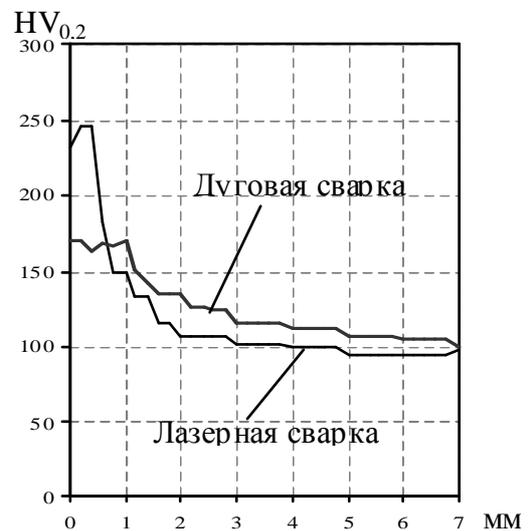


Рис. 6. Распределение микротвердости по поперечному сечению сварного соединения стали 08Ю

Для определения скорости охлаждения металла шва было проведено моделирование термического цикла металла сварного шва. Был выполнен расчет на основе метода источников по известной модели распространения теплоты от мощного линейного быст-

родвижущегося источника в тонкой пластине (1) [4]:

$$T(y, t) = \frac{q}{(v \delta \sqrt{4\pi\lambda_t c\gamma})} e^{\frac{-y^2}{4at}}, \quad (1)$$

где t – время, отсчитываемое от момента когда источник пересекает плоскость исследуемого сечения; q – мощность сварочного источника; v – скорость перемещения источника по длине сварного шва; δ – толщина пластины; λ_t – коэффициент теплопроводности; $c\gamma$ – объемная теплоемкость; a – коэффициент температуропроводности.

Для проверки адекватности модели было проведено экспериментальное определение распределения тепла в сечении сварного шва при сварке с использованием термомпар. Термомпары устанавливались с обратной стороны листов на расстоянии 1,5 мм от свариваемого стыка на образцах лазерной сварки и на расстоянии 3 мм для образцов дуговой сварки по 6 штук по обоим сторонам свариваемого стыка на расстоянии 10 мм друг от друга. Термометрирование проводилось в пяти повторных опытах на одних и тех же режимах сварки. В ходе последующей обработки результатов выявлено, что полученная экспериментальная кривая охлаждения достаточно точно соответствует теоретической модели и термическому циклу характерному для образования в стали 08Ю структур типа бейнит и сорбит [1] (рис. 7).

В результате работы выявлено, что увеличения твердости происходит по нескольким причинам.

В первую очередь необходимо отметить, что при сварке металл переплавляется и возвращает свою литую структуру как после плавки. Зерна металла шва находятся в высокой степени неравновесности, неправильности формы.

Следующая причина состоит в появлении закалочных структур бейнитного и сорбитного типа, которые возникают из-за вы-

сокой скорости кристаллизации при остывании сварного шва.

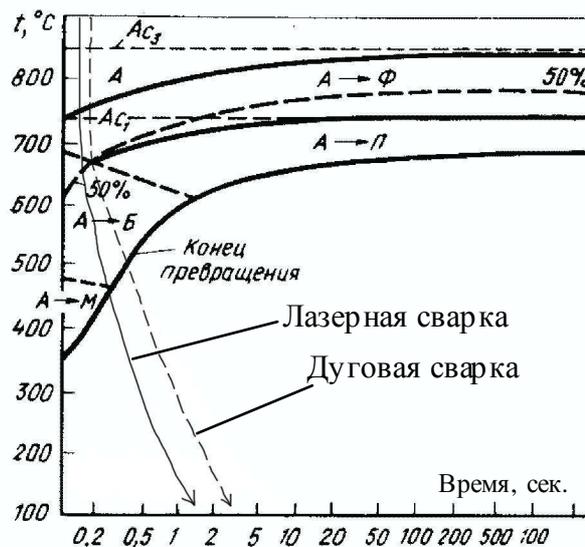


Рис. 7. Диаграмма изотермического превращения аустенита в стали 08Ю с наложенными кривыми охлаждения металла сварных швов

Образование этих структур объясняется тем, что при сварке для тонколистового проката толщиной 0,65...2,0 мм образуется небольшая сварочная ванна. Т.к. поверхность тепловода в холодные части листов значительная, то скорость кристаллизации металла соответствует скоростям закалки.

Список литературы

1. Структура и свойства автолистовой стали./В.Л. Пилюшенко, А.И. Яценко, А.Д. Белянский и др. – М.: Металлургия, 1996. – 164 с.
2. Бернадский В.Н. «Тонколистовые сварные составные заготовки – “Tailored Blanks” в автомобилестроении»// Сварочное производство, 2001- №6,- с.15-30
3. X.Bellut et al. Welded blanks. Characterization and implementation.//Sollac Usinor Group, 1998.
4. Рыкалин Н.Н. Расчеты тепловых процессов при сварке. М.:Машгиз, 1951, 296 с.

PROPERTIES OF THE LOW-CARBON STEEL 08AL WELDS

© 2006 T.V. Khairullin, V.I. Stolbov

Togliatti State University

Analyzed problem of hardness increasing in the welds of steel 08Al of the tailored welded blanks (TWB). Given the description of the steel 08Al, TWB sampling by laser and WIG welding, mechanical tests and metallographic analysis, definition of thermal cycle of metal in molten pool. Revealed the hardness increasing result from reversion of the steel structure and bainite phase initiations.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МКЭ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА КЛАССИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

© 2006 А.Г. Терешко¹, М.К. Леонтьев²

¹ОАО «НПО «Сатурн» филиал НТЦ им. А.Львочки, Москва

²Московский Авиационный Институт (Технический Университет)

В представленной работе описано применение метода МКЭ в определении податливости статорных элементов, который позволяет значительно уточнить расчетную модель, используемую при расчете критических частот вращения методом начальных параметров

Современные авиационные газотурбинные двигатели (ГТД) представляют собой связанные многовальные конструкции, работающие в широком диапазоне частот вращения. Расчет критических частот вращения роторов ГТД является обязательной задачей при проектировании двигателя. Наиболее простым и распространенным является расчет критических частот вращения роторов осуществляемый с использованием программ, основанных на методе начальных параметров. Применение этого метода позволяет в короткие сроки с достаточной точностью выполнить расчет как отдельно взятого ротора, так и многовальной конструкции всего ГТД. Однако моделирование роторов методом начальных параметров не всегда позволяет учесть особенности конструкции статорных элементов двигателя. Отдельные элементы статора, обладающие различной жесткостью, могут существенно изменить картину собственных частот связанного с ними ротора и, как следствие значение его критических частот вращения.

Рассмотрим ротор, представляющий собой осевой компрессор авиационного ГТД. Компрессор трехступенчатый, двухпорный с консольным расположением второго и третьего рабочих колес. Конструкция компрессора представлена на рис. 1.

Рабочие частоты вращения компрессора «п» лежат в диапазоне 5000...18000 об/мин. Для расчета критических частот вращения компрессора была использована программа DYNAMICS R3.1 основанная на методе начальных параметров. Расчетная модель представлена на рис. 2, данные по модели сведены в таблицу 1.

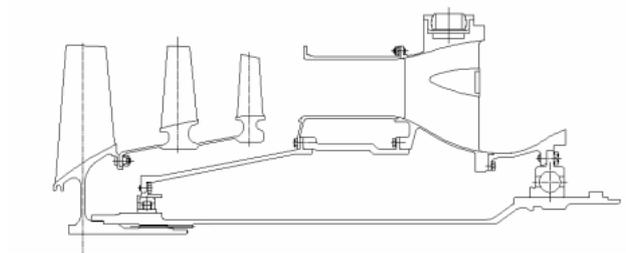


Рис.1. Ротор компрессора

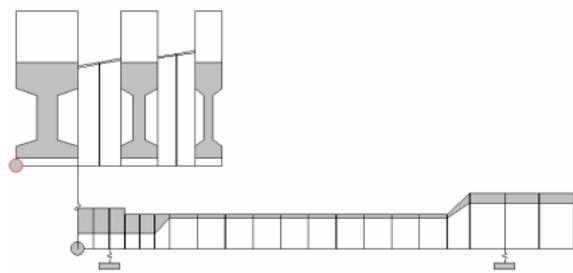


Рис.2. Расчетная модель

Таблица 1. Данные расчетной модели

Количество участков разбиения, шт.	27
Податливость передней опоры, см/кг	$10 \cdot 10^{-5}$
Податливость задней опоры, см/кг	$10 \cdot 10^{-5}$
Критическая частота вращения ротора, об/мин	22125

Как видно из рис. 1 и таблицы 1, в компоновке данного компрессора упруго-демпферные элементы в опорах отсутствуют, что обосновано низкой массой рабочих колес и, как следствие «жесткостью» ротора. Податливость опор компрессора определялась податливостью установленных в них подшипников (роликподшипник в передней опоре и шарикоподшипник в задней) и силового корпуса. Она задавалась равной $10 \cdot 10^{-5}$ см/кг ($5 \cdot 10^{-5}$ см/кг – податливость подшипника и $5 \cdot 10^{-5}$ см/кг – податливость силового корпуса). Расчетная амплитудно-

частотная характеристика (АЧХ) ротора представлена на рис. 3.

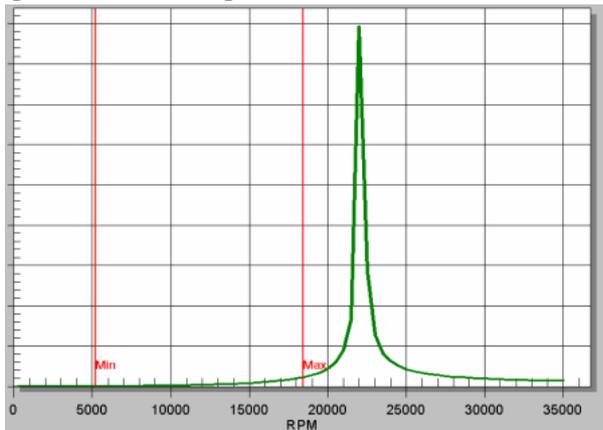


Рис.3. АЧХ исходной расчетной модели

Как видно из рис. 3, в рабочем диапазоне частот вращения компрессора критических частот вращения нет, минимальное значение критической частоты вращения равняется 22120 об/мин. Запас по оборотам от n_{max} составляет $\approx 23\%$.

Однако по результатам автономных испытаний данного компрессора первая критическая частота вращения составила 9600 об/мин. (см. рис. 4), что составляет 53% от n_{max} . Т.е. расхождение расчетного и экспериментального значения первой критической частоты вращения составило 133%.

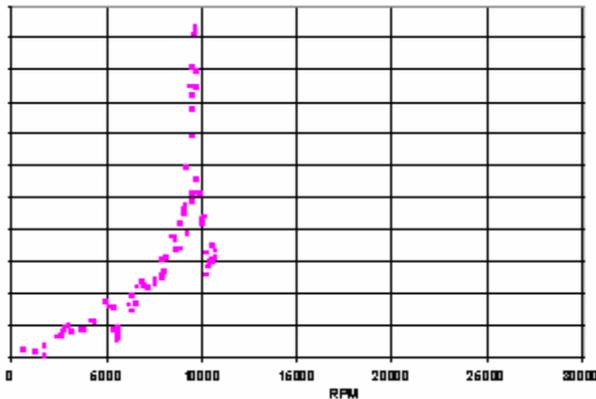


Рис.4. АЧХ ротора по результатам эксперимента

По результатам анализа полученных данных было сделано предположение, что в реальной конструкции податливость передней опоры компрессора увеличена за счет конического участка, соединяющего статор опоры роликоподшипника с силовым корпусом (см. рис. 5):

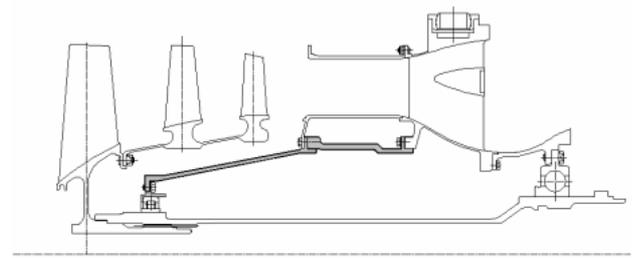


Рис.5. Податливый конический участок в передней опоре ротора

Было принято решение промоделировать статор компрессора в программе DYNAMICS R3.1. Новая расчетная модель ротора представлена на рис. 6.

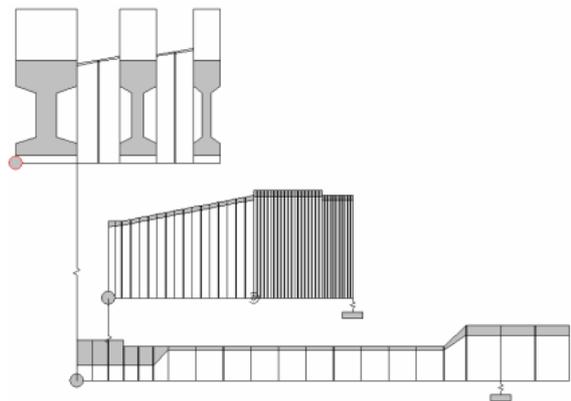


Рис.6. Расчетная модель с коническим статорным участком

Податливость участка, связывающего ротор со статором, была принята равной податливости роликоподшипника ($5 \cdot 10^{-5}$ см/кг), податливость силового корпуса принималась также равной $5 \cdot 10^{-5}$ см/кг. Также в модели была учтена дополнительная податливость, возникающая при сопряжении двух статорных оболочек (конической и цилиндрической); её расчет проводился по следующей формуле:

$$\varphi M = \frac{\sqrt{6(1-\nu^2)} \sqrt{\cos \beta \cos \gamma} (\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \gamma)^2}{\pi E (rh)^{3/2} (\sqrt{\cos \beta} + \sqrt{\cos \gamma})},$$

$$\varphi M = 8,28e-9 \text{ (1/Нм)},$$

где ν - коэффициент Пуассона = 0,3

β и γ - угол наклона сопрягаемых оболочек = $10,6^\circ$ и 0°

E - модуль упругости материала = $2e11$

r - радиус точки сопряжения оболочек = 0,115(м)

h - толщина сопрягаемых оболочек = 0,005(м)

Дополнительная податливость была смоделирована шарниром.

По результатам расчета была построена новая АЧХ компрессора (см. рис. 7).

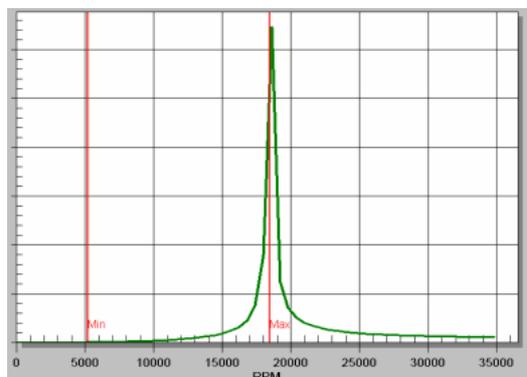


Рис.7. АЧХ уточненной расчетной модели

Как видно из рисунка 7, подробное моделирование статорного элемента позволило приблизить расчетное значение критической частоты вращения ротора КНД к экспериментально полученным, однако расхождение в значениях всё еще остается весьма значительным (~90%). Это может говорить о завышении жесткости конического статорного элемента при моделировании методом начальных параметров.

Для более точной оценки податливости конического участка статора компрессора с помощью MSC.Nastran for windows была построена и рассчитана трехмерная конечно-элементная модель статора КНД от наружной обоймы подшипника передней опоры КНД до силового корпуса включительно. Расчетная 3D модель представлена на рис. 4.8, данные расчетной модели представлены в таблице 2.

Для определения податливости статора, трехмерная модель была жестко закреплена по силовому поясу, а к другому концу конического участка (статорная часть опоры шарикоподшипника) была приложена единичная сила (см. рис. 9). Перемещение статора под действием единичной силы составило 0,00046 см. (см. рис. 10). Т.о. податливость конического участка статора компрессора равняется $46 \cdot 10^{-5}$ см/кг, что почти в пять раз выше изначально заданного при расчете.

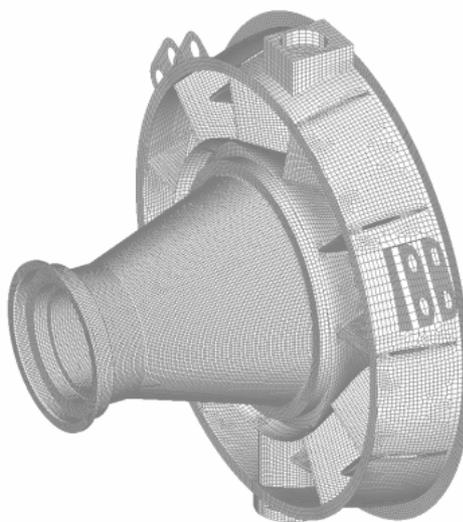


Рис.8. Расчетная 3D модель статора

Таблица 2. Данные расчетной 3D модели статора

Общее количество элементов, шт	120392
Количество элементов типа HEXA, шт	82958
Количество элементов типа PLATE, шт	37434
Размер модели, mb	443

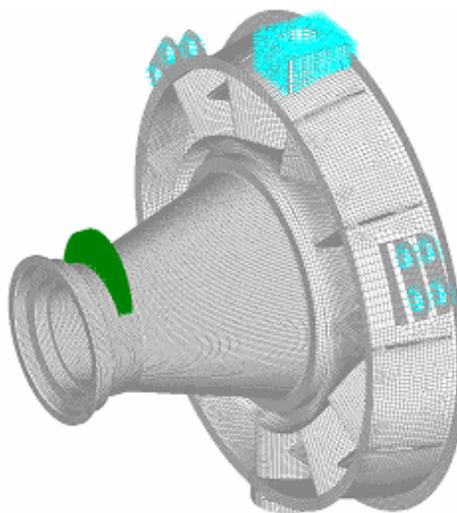


Рис.9. Граничные условия и нагружение трехмерной модели

После введения в исходную расчетную модель компрессора полученного значения податливости передней опоры, была получена следующая АЧХ ротора: рис. 11.

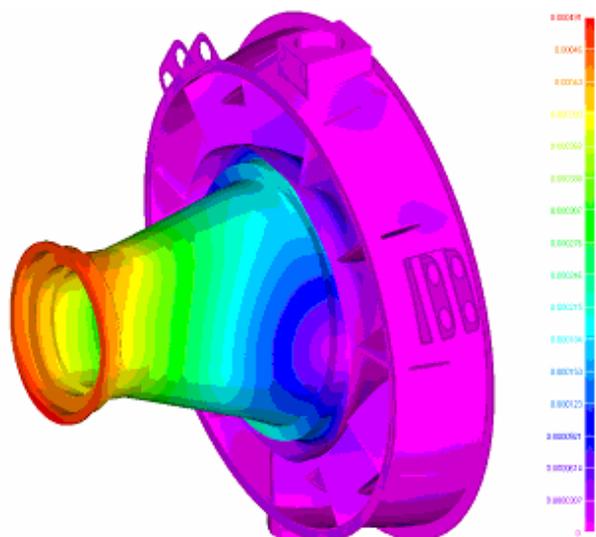


Рис.10. Перемещения в статоре под действием единичной силы

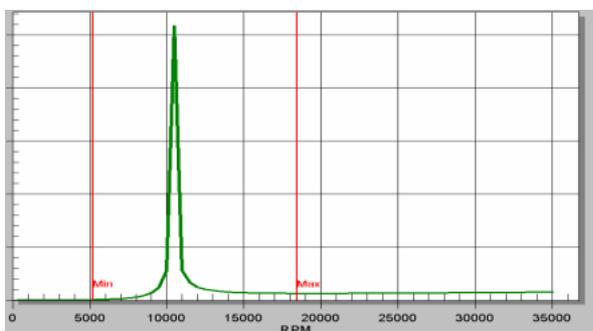


Рис.11. АЧХ расчетной модели ротора с учетом полученной в MSC.Nastran податливости конического участка статора компрессора

Как видно из рис. 11, новое расчетное значение критической частоты вращения компрессора составляет 10445 об/мин, что хорошо согласуется с экспериментальными данными. Расхождение между расчетным и экспериментальным значением критической частоты вращения составляет 9%.

Данные по исходному и уточненным вариантам расчетной модели компрессора ГТД представлены в таблице 3.

Таблица 3. Данные по двум вариантам расчетной модели компрессора ГТД

Расчетная модель	Значение критической частоты вращения	Расхождение с экспериментальными данными
Исходная	22125 об/мин	130%
Уточненная в DYNAMICS R3.1	18310 об/мин	90%
Уточненная в MSC.Nastran for windows	10445 об/мин	<10%
Реальная конструкция	9600 об/мин	-

Полученная в ходе расчета податливость передней опоры КНД, представляющая собой совокупность податливостей подшипника и конического участка статора, получилась в пять раз больше изначально заложенной в расчетную модель и учитывающей только податливость подшипника. После уточнения модели, расчетное значение критической частоты вращения ротора КНД, полученное с использованием программы Dynamics R3.1, стало хорошо согласовываться с полученными в ходе эксперимента данными.

Учет податливости статорных элементов ротора сложной геометрии позволяет добиться хорошего совпадения расчетных и экспериментальных данных при расчете значений критических частот вращения роторов.

Из представленной работы видно, что применение метода МКЭ в определении податливости статорных элементов, позволяет значительно уточнить расчетную модель, используемую при расчете критических частот вращения методом начальных параметров.

APPLICATION OF THE FINITE-ELEMENT METHOD (FEM) TO SPECIFY DESIGN MODEL WHEN DEFINING ROTOR CRITICAL SPEEDS BY CLASSICAL METHODS

© 2006 A.G. Tereshko, M.K. Leontiev

This work demonstrates by the example of calculation of LPC rotor critical speeds that application of FEM allows to specify greatly the design model developed by initial parameters method due to consideration of compliance of stator elements of complicated and to achieve good compliance of design and experimental data.

МЕТОД РАСЧЕТА ПРЕДЕЛЬНЫХ ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ В ЗОНЕ УГЛОВОГО КОНЦЕНТРАТОРА

© 2006 А.Н. Шацкий, Я.Ю. Григорьев, О.В. Патлина

Институт Машиноведения и Металлургии ДВО РАН, г. Комсомольск-на-Амуре

В статье на примере задач об одноосном растяжении цилиндрических и плоских образцов с угловыми вырезами рассматривается подход к определению пластических деформаций в окрестности вершины углового выреза.

На примере задач об одноосном растяжении цилиндрических и плоских образцов с угловыми вырезами рассматривается подход к определению пластических деформаций в окрестности вершины углового выреза. При расчете тело образца предполагается составным: материал в целом упруго-пластический, но в малой области в окрестности особой точки – вершины выреза материал считается жесткопластическим, что позволяет реализовать численно-аналитический подход к определению полей деформаций.

При пластическом течении в окрестности угловой точки деформации и напряжения распределены крайне неоднородно. Для поля напряжений и деформаций угловая точка является особой, то есть предельные значения тензоров по различным направлениям не совпадают.

Определение поля деформаций численными методами приводит к значительным математическим трудностям, так как операция определения тензора деформаций включает в себя операцию дифференцирования перемещений по пространственным переменным.

Рассмотрим окрестность вершины углового выреза, где материал является идеальным жесткопластическим. Эту область будем представлять как суперэлемент (рис. 1). Жесткопластическая область состоит из прямоугольных треугольников ABC , $AB'C'$ и EAE' , в которых реализуется однородное напряженное состояние, и двух веерообразных линий скольжения BAE и $B'AE'$. Границы выреза AC и AC' предполагаются прямолинейными и свободными от напряжений, поэтому в ABC и $AB'C'$ первое главное напряжение σ_1 равно $2k$ и направлено вдоль свободных поверхностей.

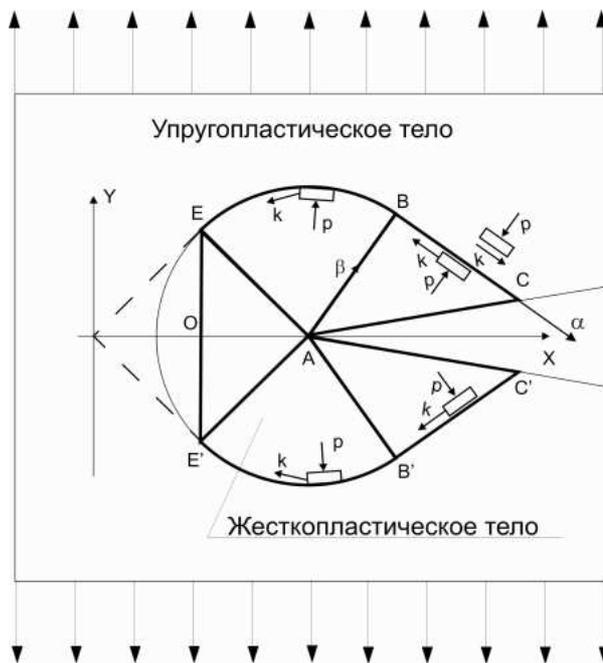


Рис.1. Окрестность вершины углового выреза

Граничные условия на $CBEE'BC'$ определяются согласно [1]. Обозначим за θ угол наклона касательной к α -линии скольжения, отсчитываемый в кратчайшем направлении от оси x . Гидростатическое давление $p = -\frac{1}{3}(\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz})$ и тензор напряжений σ_{ij} определяются в виде:

$$[\sigma_{ij}] = \begin{bmatrix} p - k \sin(2\theta) & k \cos(2\theta) & 0 \\ k \cos(2\theta) & p + k \sin(2\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$p = k + 2k \left(\theta + \frac{2\pi}{9} \right)$$

$$\text{на } BC: \theta = -\frac{2\pi}{9},$$

$$\text{на } BE: -\frac{2\pi}{9} < \theta < \frac{\pi}{4}$$
(1)

на EO : $\theta = \frac{\pi}{4}, p = k(\pi + 1),$
 $\sigma_{xx} = k\pi, \sigma_{yy} = k(\pi + 2)$

Пластическое течение предполагается симметричным относительно оси Ox , поэтому напряжения на противоположной границе совпадают с (1).

Жесткопластический анализ позволяет рассчитать предельные поля тензоров деформаций в окрестности точки A .

В качестве меры деформации выберем тензор Альманси E_{ij} : $E_{ij} = \frac{1}{2}(\delta_{ij} - x_{k,i}^0 x_{k,j}^0).$

Определение деформаций связано с интегрированием системы уравнений, связывающих тензор деформаций E_{ij} и тензор скоростей деформаций ϵ_{ij} :

$$\frac{DE_{ij}}{Dt} = \frac{dE_{ij}}{dt} + E_{ik}V_{k,j} + E_{jk}V_{k,i} = \epsilon_{ij}, \quad (2)$$

где $\epsilon_{ij} = \frac{V_{i,j} + V_{j,i}}{2}$, V_i - скорость перемещений, x_i^0, x_i - лагранжевы и эйлеровы координаты, $\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + V_k \frac{\partial}{\partial x_k}$.

Данная система уравнений при предельном переходе в поле линий скольжения жесткопластического суперэлемента, при плоской деформации сводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений [2]:

$$\frac{df}{d\alpha} \cdot f + g \cdot \cos(2(\theta - \psi)) = 0,$$

$$\frac{dg}{d\alpha} f + \left(e - \frac{1}{2} \right) \cos(2(\theta - \psi)) = 0,$$

$$2g \frac{d\theta}{d\alpha} f - \left(e - \frac{1}{2} \right) \sin(2(\theta - \psi)) - g = 0, \quad (3)$$

$$f = \frac{(u - (a' \cos \alpha + b' \sin \alpha))}{\left(\frac{\partial v}{\partial \alpha} + u \right)},$$

$$\text{где } e = \frac{(E_{11} + E_{22})}{2}, g = \frac{\sqrt{(E_{11} - E_{22})^2 + 4E_{12}^2}}{2},$$

θ, ψ - углы наклона первого (алгебраически наибольшего) главного направления тензоров E_{ij}, ϵ_{ij} ; α - угол наклона α -линии к оси x_1 ; u, v - проекции скоростей перемещений на α, β - направления;

$m = a'i + b'j$ - вектор скорости возможных изменений положения вершины углового выреза. Поле скоростей внутри жесткопластической области определяется соотношениями Гейрингер [1]:

$$du - v d\theta = 0 \quad (\alpha - \text{линия})$$

$$dv + u d\theta = 0 \quad (\beta - \text{линия}).$$

Задача о растяжении полосы с угловым вырезом.

Решение задачи состоит из четырех этапов.

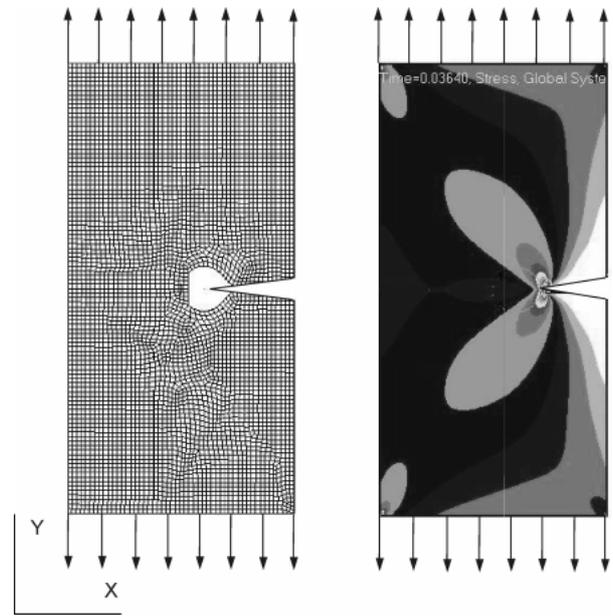


Рис.2. Заданные растягивающие перемещения

На первом применяется численный комплекс MSC.Marc 2005.

Полоса с V-образным вырезом находится в условиях плоской деформации. На верхней и нижней гранях полосы заданы растягивающие перемещения U вдоль оси Y , соответственно вверх и вниз (рис. 2). Материал полосы предполагается упрочняющимся упругопластическим. Пластическое состояние определяется по критерию Мизеса.

Определим параметры полосы.

Длина $l=300$ мм, ширина $b=150$ мм, угол выреза $2\delta=10^\circ$, глубина выреза $h=30$ мм. Материал полосы: упрочняющийся упругопластический алюминий ($E=10000$ Н/мм², $\nu=0.33$, упругопластические свойства задавались дискретным заданием точек на

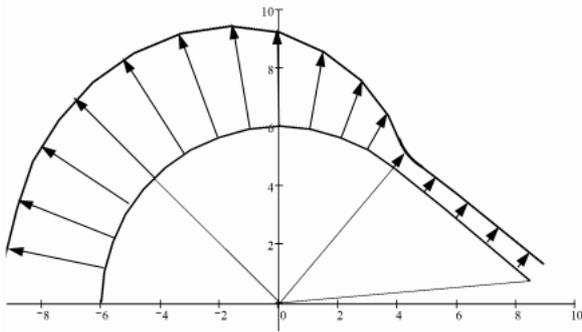


Рис.3. Распределение нормальных скоростей

кривой $\sigma - \varepsilon$, предел текучести $\sigma_T = 18.225$ Н/мм², постоянная текучести $k = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}}$). Прикладываемые нагрузки: перемещения по оси OY $U = 6$ мм.

При прямом применении пакета MSC.Marc 2005 к решению задачи при вышеуказанных условиях возникает проблема сходимости вычислительных процессов.

Для преодоления этой трудности в окрестности вершины выреза вводится рассмотренный суперэлемент.

Алгоритм расчета

На первом этапе определяется размер жесткопластической области. За характеризующий размер жесткопластической области принимается радиус веера характеристик R . Размер области выбирается из соображений минимальности R при непревышении предела текучести. R зависит от величины растягивающей нагрузки, а также от материала, из которого сделана полоса.

Для реализации в MSC.Marc 2005 жесткопластическая область исключается. Действие отброшенной области на полосу заменяется напряжениями, приложенными вдоль всей жесткопластической границы.

Граничные условия определяются соотношениями (1).

Результатом первого этапа является распределение нормальных скоростей (рис. 3), полученное на границе жесткопластической области.

В ходе исследования рассматривались различные материалы, нагрузки и радиусы жесткопластической области. Было установлено, что при больших нагрузках граничные

условия, приложенные к суперэлементу, не влияют на распределение напряжений и перемещений в окрестности жесткопластической области. Напряжения отличаются на десятые доли процента, а перемещения – на процент. Также было замечено, что во избежание больших погрешностей, радиус R жесткопластической области должен быть соизмерим с растягивающими перемещениями U .

На втором этапе по распределению скоростей на границе суперэлемента определяется поле скоростей внутри жесткопластической области.

При определении поля скоростей в области AEE' предполагается линейное распределение скоростей u, v соответственно, на линиях AE, AE' (рис. 4). В этом случае это распределение полностью определяется скоростями перемещений в точках E, E' . Из симметрии пластического течения относительно оси Ox при $\theta = \frac{\pi}{4}$ следует, что в точке

E $u_x = u_y$. В этом случае предельные компоненты скорости движения частиц материала в точке A со стороны области AEE' определяется в виде $u = v = \frac{u_y}{\sqrt{2}}$. распределение скоростей v на линии α определяет

величину $\frac{\partial v}{\partial \alpha}$. Найденные величины u и $\frac{\partial v}{\partial \alpha}$ определяют коэффициент f системы уравнений (3) при заданном векторе $m = a'i + b'j$.

На третьем этапе определяются возможные поля распределений тензора деформаций в окрестности точки A , путем интегрирования системы (3) при возможных скоростях m . Действительное движение точки A находится из условия:

$\inf_m \sup_{\delta A} E_1$, где $\sup_{\delta A} E_1$ - наибольшее значение первого алгебраически наибольшего главного значения тензора E_{ij} в окрестности точки A .

Возможна другая эквивалентная формулировка этого условия [3]:

$\inf_m \sup_{\delta A} W$, где W - удельная диссипация энергии.

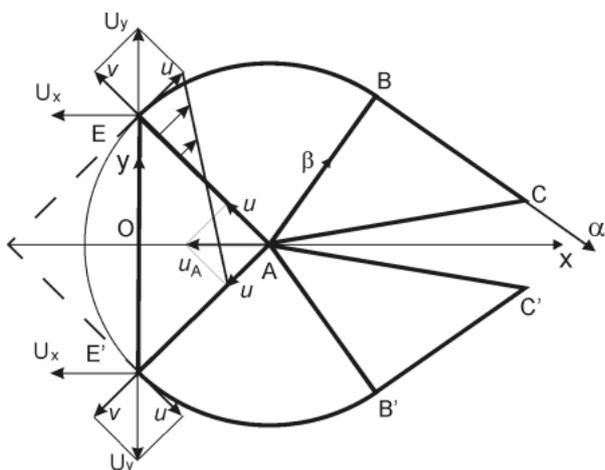


Рис.4. Линейное распределение скоростей

На четвертом этапе по найденному значению m определяется новое положение точки A на заданном шаге времени.

На этом этапе возможны два варианта пластического течения [4]:

1) при максимально возможных деформациях материала.

2) при допустимых деформациях материала, определяемых характеристикой E_* .

Данный подход реализует алгоритм, предложенный в работе [4].

Список литературы

1. Быковцев Г.И., Ивлев Д.Д. Теория пластичности. Владивосток: Дальнаука, 1998.529 с.

2. Хромов А.И. Деформации и разрушения жесткопластических тел. // Владивосток: Дальнаука, 1996.

3. Хромов А.И., Козлова О.В. разрушение жесткопластических тел. Константы разрушения// Владивосток: Дальнаука, 2005.

4. Хромов А.И., Буханько А.А., Степанов С.Л. Концентраторы деформаций// ДАН, 2006, № 1.

CALCULATION METHOD OF LIMITING PLASTIC STRAINS IN THE ANGULAR CONCENTRATOR ZONE

© 2006 A.N. Shatskij, Y.U. Grigoriev, O.V. Patlina

The approach to determination of plastic strains near tip of angular notch is considered by the example of problems of the uniaxial stretching of cylindrical and flat samples with angular notches. At calculation we propose, that the sample body is compound: the material is elastic-plastic as a whole, but we propose that the material is rigid-plastic in small area near critical point (the tip of the notch). This assumption allows realizing the numerical-analytical approach to determination of strain fields.

РЕАЛИЗАЦИЯ СТРУКТУРНОГО И ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО СПОСОБОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГТД

© 2006 С.С. Ганжа, М.Е. Проданов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрена проблема организации совместной работы коллектива специалистов, участвующих в процессе проектирования авиационного ГТД. Приведены основные этапы жизненного цикла авиационного ГТД, подробно проанализированы составляющие этапа проектирования и возможности современных PDM-систем, позволяющие повысить общую эффективность процесса проектирования. Показано, что проектирование ГТД в среде PDM-системы позволяет сократить сроки конструкторской и технологической подготовки и выполнения проекта в целом.

Как известно, при проектировании сложных систем выделяется два основных способа - структурное и объектно-ориентированное проектирование (ООП). Они основаны на различных стратегиях декомпозиции, выбор которой зависит от точки зрения на систему, от того, на каких акцентах следует сконцентрировать внимание разработчика [1].

При структурном проектировании и алгоритмической декомпозиции основное внимание уделяется порядку следования действий при выполнении различных этапов общего процесса. Структурный подход состоит в декомпозиции (разбиении) системы на элементарные функции, каждая из которых в свою очередь подвергается декомпозиции. При этом сохраняется целостность всего процесса проектирования, сложные проблемы решаются путем разбиения на более мелкие, а составные части проблемы, являющиеся понятиями формальной логики, организуются (упорядочиваются) в иерархические древовидные структуры.

Этот подход удобно использовать на этапе концептуального моделирования процессов проектирования при создании их иерархической функциональной модели.

К наиболее известным традиционным средствам построения структурных моделей сложных систем относится методология SADT (Structured Analysis and Design Technique) [2]. Она была создана в начале 70-х годов с целью унифицировать подходы к описанию сложных систем. SADT включает как концептуальный подход к построению моделей систем, так и набор правил и графических обозначений для их описания. Предлагаемые методы построения функциональных моделей, где описание систем осуществляется с точки зрения выполняемых

ими функций, получили название методологии IDEF0 (например, процесс организации сквозного учебного проектирования (рис. 1) на факультете ДЛА СГАУ).

Существуют также специальные методологии для построения информационных моделей, описывающих потоки информации (IDEFIX) и динамических моделей, отображающих причинно-следственные связи между объектами системы (IDEF/CPN). Описание других сторон объектов проектирования обеспечивается с помощью других методологий семейства IDEF (IDEF2...IDEF14).

При объектно-ориентированной декомпозиции производится разделение системы на объекты, каждый из которых выполняет соответствующие действия и, вся система, таким образом, моделируется как совокупность объектов реального мира. Подобные системы обладают большей гибкостью, проще эволюционируют со временем, позволяют объединить преимущества четырех типов моделей: динамической, статической, логической и физической. Через эти модели можно выразить результаты анализа и проектирования любой сложной системы.

Объектно-ориентированная декомпозиция предметной области заключается в ее представлении в виде совокупности классов и объектов. Иерархический характер компонентов модели отражается в иерархии классов и подклассов, а функционирование системы рассматривается как взаимодействие объектов. При этом связи между объектами рассматриваются как самостоятельные сущности. Моделирование процессов, происходящих с объектами в процессе проектирования, подчинены понятиям формальной логики.

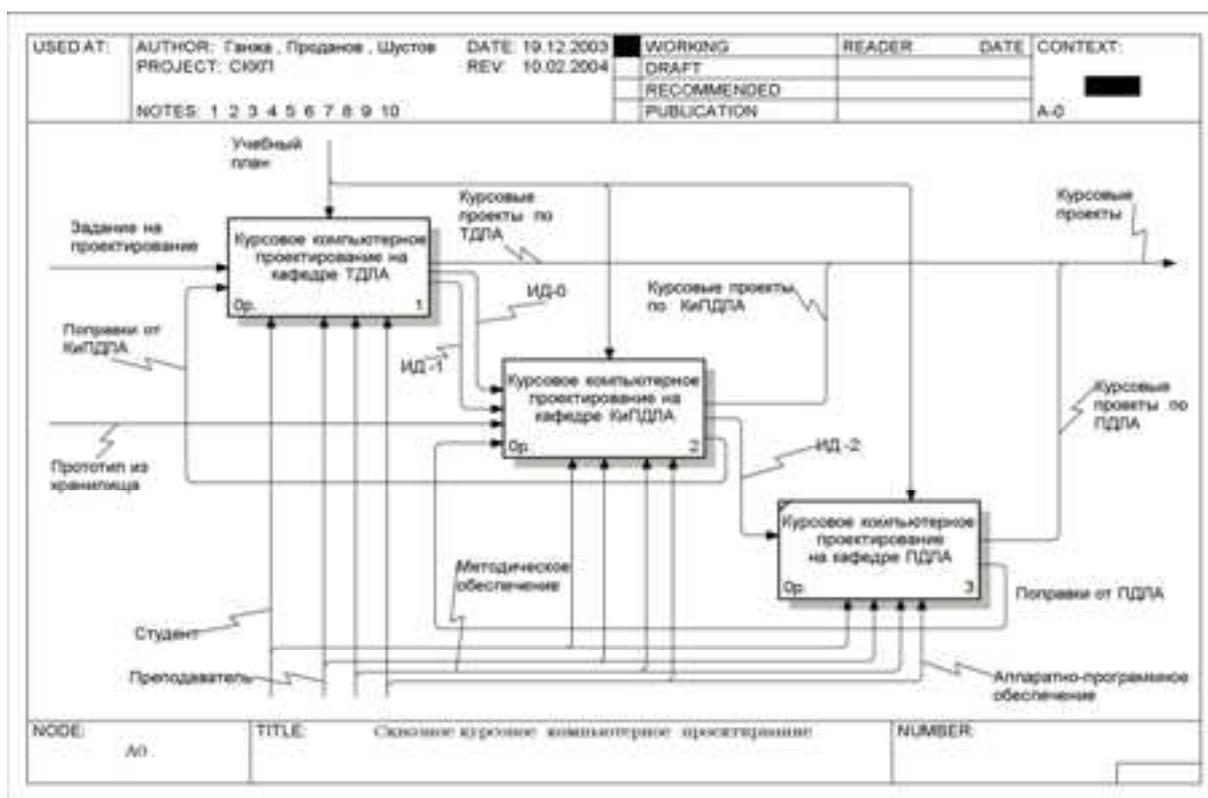


Рис. 1. Диаграмма IDEF0. Процесс организации сквозного учебного проектирования

В этой связи следует заметить, что каждое понятие в логике имеет некоторый *объем и содержание*. При этом под *объемом* понятия понимают все другие мыслимые понятия, для которых исходное понятие может служить определяющей категорией или главной частью. *Содержание* понятия составляет совокупность всех его признаков или атрибутов, отличающих данное понятие от всех других. В формальной логике имеет место закон обратного отношения: если содержание понятия *A* содержится в содержании понятия *B*, то объем понятия *B* содержится в объеме понятия *A*.

Иерархия понятий строится следующим образом. В качестве наиболее общего понятия или категории берется понятие, имеющее наибольший объем и, соответственно, наименьшее содержание. Это самый высокий уровень абстракции для данной иерархии. Затем данное общее понятие некоторым образом конкретизируется, тем самым уменьшается его объем и увеличивается содержание. Появляется менее общее понятие, которое на схеме иерархии будет расположено на уровень ниже исходного понятия. Этот процесс конкретизации понятий может быть продолжен до тех пор, пока на самом нижнем уровне не будет получено понятие,

дальнейшая конкретизация которого в данном контексте либо невозможна, либо нецелесообразна [3].

Важной особенностью классов является возможность их организации в виде некоторой иерархической структуры, которая по внешнему виду напоминает схему классификации понятий формальной логики. Однако иерархическая система организации понятий не тождественна иерархии классов, поскольку взаимосвязи между классами могут иметь и другие качественные особенности.

Объектно-ориентированное проектирование имеет ряд достоинств. Во-первых, это возможность представления объекта проектирования с выделением на ранних этапах разработки его основных особенностей. Во-вторых, упрощается описание жизненного цикла объекта, что немаловажно при большом количестве этапов создания сложного объекта. В-третьих, уже на этапе проектирования возможно выделение тех объектов и процессов, которые подлежат автоматизации. В-четвертых, на ранних этапах проектирования становится понятным процесс взаимодействия частей системы между собой и с внешним миром.

К недостаткам объектно-ориентиро-

ванного подхода относится то, что он в большей степени ориентирован на системных аналитиков и программистов, чем на других участников проекта (например, конструкторов или технологов). Поэтому в последнее время получают развитие инструментальные средства, содержащие дополнительные возможности - возможность имитационного моделирования работы создаваемой системы и возможность представлять в моделях плохо формализуемые знания о предметной области (инженерия знаний).

Объектно-ориентированный подход продолжает сегодня оставаться основным при создании сложных информационных систем. Для его поддержки разрабатываются специальные CASE-средства и языки, среди которых лидирующее положение занимает язык UML (Unified Modeling Language) [3, 4]. Основой языка является совокупность специальных диаграмм, описывающих:

- функциональность создаваемой системы (диаграммы использования);
- взаимодействие системы и пользователя (диаграммы взаимодействия);
- структуру классов и подклассов объектов (диаграммы классов);
- взаимодействие объектов модели (диаграммы взаимодействия объектов);
- последовательность событий, заключающихся в воздействиях одного объекта на другой (диаграммы последовательностей или сценариев);
- структуру сообщений между объектами (диаграммы кооперации);
- последовательность событий, происходящих в системе (диаграммы состояний и диаграммы деятельности);
- физическую организацию системы (диаграммы компонентов и диаграммы развертывания).

Подобный подход может быть рекомендован при описании процесса проектирования с использованием системы управления инженерными данными. Разработка и вне-

дрение подобных систем является достаточно сложной задачей. Эта сложность связана с трудоемким изучением специфики проектирования изделия и конструкторско-технологической подготовки производства, которое необходимо при конфигурировании и настройке имеющейся системы, или разработке новой. Поэтому процесс внедрения системы управления инженерными данными на предприятии необходимо начинать с тщательного описания всех этапов жизненного цикла изделия.

Использование формализованного объектно-ориентированного подхода в этом случае оправдано тем, что в большинстве современных систем управления инженерными данными состав изделия представляется в виде взаимосвязанных типовых объектов (деталей, сборочных единиц, материалов, трехмерных моделей, технологической документации, чертежей). Поэтому описание информационного пространства изделия требует объектно-ориентированной декомпозиции [5].

Список литературы

1. Иващенко А.В. Объектно-ориентированное управление инженерными данными. – СНЦ РАН, 2004. 111 с., ил.
2. Марка Д., Мак-Гоуэн К. Методология структурного анализа и проектирования. / Пер. с англ.; М.: «Метатехнология», 1993.- 240 с.
3. Леоненков А.В. Самоучитель UML. – СПб.: БХВ-Петербург, 2002. 304 с., ил.
4. Норенков И.П., Кузьмик П.К. Информационная поддержка Научно-технических изделий. CALS-технологии. М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 320 с.
5. Иващенко А.В., Ганжа С.С. Объектно-ориентированное описание проектно-конструкторских работ (на примере проектирования авиационного ГТД) / в сб. Надежность и качество. Труды международного симпозиума. Пенза: Изд-во Пенз. Гос. Ун-та, 2004 – с. 289-291.

REALIZATION OF STRUCTURAL AND OBJECT-ORIENTED WAYS OF DESIGNING OF GTE

© 2006 S.S. Ganzha, M.E. Prodanov

Samara State Aerospace University

Features of the structural and object-oriented approaches applied at designing of complex systems, such as aviation GTE are considered. On an example of educational process of GTE designing, comparison of the considered approaches is executed. When realization of design process is conducted with use of an engineering data management system, the advantage of object-oriented decomposition is shown.

Использование возможностей современных PDM-систем при проектировании такого сложного технического объекта, как авиационный ГТД дает качественный скачок, позволяющий повысить общую эффективность процесса проектирования, организовать работу над проектом коллектива специалистов в параллельном режиме, минимизировать ошибки и затраты времени, возникающие при согласовании работ на различных этапах и при передаче работ между исполнителями и, в конечном итоге, сократить сроки выполнения проекта и технологической подготовки

Разработка и подготовка производства сложной, высокотехнологичной продукции - современного авиационного газотурбинного двигателя (ГТД) - процесс коллективный. В него вовлечены десятки и сотни специалистов предприятия или даже группы предприятий.

Перед коллективом предприятия постоянно ставится задача существенного сокращения сроков проектирования и технологической подготовки производства.

При этом, одной из основных проблем, влияющих на успех реализации проекта, является сложность организации совместной работы коллектива специалистов предприятия и компаний, поставляющих компоненты для разрабатываемого изделия. Решить ее позволят создание единого информационного пространства (ЕИП) предприятия - единого пространства данных о корпоративной продукции.

Параллельное выполнение работ и тесное взаимодействие всех участников процесса реализуется с помощью информационных систем специального класса - систем управления данными об изделии (PDM-систем). В ЕИП могут быть реализованы следующие функции [1]:

- получение и хранение проекта изделия в электронном виде;
- эффективное отслеживание текущего состояния процессов проектирования и конструкторско-технологической подготовки производства (КТПП) изделия;
- организация быстрого авторизованного просмотра всех моделей и документов;
- обеспечение оперативного обмена информацией между пользователями и системами, выполняющими поддержку различных этапов жизненного цикла изделия;
- обеспечение информационной согласованности работы всех подсистем;

- поддержка открытости, удобства адаптации к меняющимся условиям проектирования и производства.

Главная задача PDM-системы заключается в предоставлении специалисту-участнику проекта необходимой информации в нужное время и в удобной для него форме (в соответствии с его правами доступа) [2]. Информация включает большие, постоянно обновляющиеся массивы инженерно-технических данных, необходимых на этапах проектирования, производства, поддержки эксплуатации и утилизации технических изделий для реализации PLM-решений (управление жизненным циклом изделия).

Жизненный цикл авиационного ГТД, как и практически любого сложного технического объекта, согласно ГОСТ Р 50.1.031-2001, можно разделить на следующие основные этапы: маркетинговые мероприятия и изучение рынка, составление технического задания, проектирование и разработка, производство, ввод в эксплуатацию, обслуживание – и т.д. вплоть до утилизации в конце полезного срока службы.

В проектировании сложного объекта, как правило, участвуют различные группы специалистов – в соответствии с его текущим этапом. Каждая из этих групп имеет свой взгляд на процесс и объект проектирования, т.е. описывает один и тот же объект в разных терминах на разных стадиях.

Для создания единого описания различных объектов в среде PDM определим термин “PDM-модель”. PDM-моделью будем считать совокупность определенным образом структурированных данных, которой описывается какой-либо сложный объект (техническое изделие) на соответствующих этапах его жизненного цикла (ЖЦ).

Таким образом, можно говорить о том, что PDM-модель – это совокупность различных представлений (взглядов на объект), которые наиболее эффективно могут быть реализованы только в виде объектно-ориентированной информационной модели при использовании функционала PDM-системы. А каждый такой “взгляд на объект проектирования” в терминах PDM-системы – это некий набор определенных классов объектов.

На рис. 1 схематично представлена базовая PDM-модель данных о проектируемом ГТД, используемая в сквозном конструкторском курсовом проекте (СККП), реализованном на факультете ДЛА СГАУ.

Здесь представлены два множества: объектов – объектов описание которых на этапе проектирования позволяет подготовить наборы данных для выполнения последующих этапов ЖЦ. И объектов-процедур, описание которых позволяет формализовать процесс управления и организовать этап

проектирования. Описание объектов-процедур в виде документов, присоединенных к самим процедурам, используя технологию WorkFlow.

Рассмотрим подробнее процесс проектирования авиационного ГТД. В нем можно выделить следующие составляющие:

- Составление технического задания на проектирование
- Функциональное проектирование, включающее:
 - Газодинамическое проектирование
 - Проектирование лопаточных машин
- Прочностное проектирование конструкции, включающее:
 - Расчеты на прочность
 - Проработку конструкции
- Технологическое проектирование, включающее:
 - Разработку технологии изготовления деталей
 - Разработку технологии сборки сборочных единиц



Рис. 1. PDM - модель данных о ГТД в СККП

В результате выполнения работ на каждом этапе проектирования в хранилище PDM-системы помещаются данные, формирующие состав проекта и полностью описывающие проектируемый ГТД. Таким образом, компонентное наполнение структуры, представленной на рис. 1 может быть различным и разнотипным. Это могут быть как электронные документы (файлы) CAD/CAM/CAE систем, используемых на предприятии (чертежи, пространственные и конечно-элементные модели, технологические карты и проч.), так и различная текстовая и атрибутивная информация, которую целесообразно хранить в среде PDM-системы.

Реализацию любого вида проектирования на современном этапе развития, невозможно без использования хранилища данных о реализованных на практике функциональных моделях, конструктивных решениях, технологических процессах, называемых прототипами.

Для реализации соответствующей процедуры в каждой составляющей проектирования используется, а при необходимости разрабатывается своя система классов, при помощи которой участники каждого такого этапа смогут выразить свой взгляд на объект проектирования, совместно работая над созданием PDM-модели ГТД.

Такая специализированная система классов представляется необходимой составляющей при построении интегрированной информационной системы управления ЖЦ изделия - PLM-решения.

Ввиду того, что проектирование ГТД в целом является весьма сложной для моделирования и описания задачей, проиллюстрируем описание этапов проектирования на примере одного из узлов ГТД – рабочего колеса турбины.

Газодинамическое проектирование лопаток турбины является частью газодинамического расчета ГТД в целом – сначала выполняется проектный термогазодинамический расчет ГТД [3], далее формируется проточная часть турбокомпрессора [4] и после этого производится газодинамическое **проектирование лопаточных машин**, определяется профиль пера лопатки [5].

На данном этапе проектирования возникает первоначальный вариант конструктивного исполнения, необходимый для вы-

полнения расчетов на прочность, зачастую этот вариант основывается на конструкции двигателя-прототипа.

Спроектированная лопатка рабочего колеса **рассчитывается на прочность** и производится оптимизация ее конструкции [6]. Следует обратить внимание на то, что при необходимости осуществляется пере-профилирование пера лопатки, в соответствии с требованиями по прочности и технологичности – что требует повторного проектирования лопаточной машины. Далее производится расчет на прочность диска турбины и всего рабочего колеса в целом (рис. 2).

На следующем этапе проектирования рабочего колеса выполняется более детальная **проработка конструкции** [7, 8, 9], выпускаются рабочие чертежи лопатки и диска, сборочный чертеж рабочего колеса.

В ходе **технологического проектирования** технолог решает ряд задач, наиболее важными из которых являются **проектирование технологии изготовления деталей** (в нашем случае – лопатки и диска) и **проектирование технологии сборки** рабочего колеса. Кроме того, технолог (или конструктор оснастки) выполняет **проектирование** специальной станочной **оснастки**, контрольно-измерительных и сборочных приспособлений [10]. Проектируя технологию изготовления детали (диска или лопатки), технолог анализирует разработанную конструкцию детали (условия ее работы, геометрические характеристики, характеристики заготовки и материала диска) и формирует **маршрутную и операционную технологии**. Далее выпускаются **маршрутно-операционные карты**, конструируется оснастка, выпускаются рабочие и сборочные чертежи оснастки. Проектирование технологии сборки также начинается с анализа конструкции, условий работы рабочего колеса и технических требований. После этого технолог может выполнить построение **принципиальной схемы сборки** и приступить к проектированию маршрутно-операционного техпроцесса и сборочных приспособлений.

Таким образом, использование возможностей современных PDM-систем при проектировании такого сложного технического объекта, как авиационный ГТД дает качественный скачок, позволяющий повысить общую эффективность процесса проектирования, организовать работу над проектом коллектива специалистов в параллельном режиме, минимизировать ошибки и затраты времени, возникающие при согласовании работ на различных этапах и при передаче работ между исполнителями и, в конечном итоге, сократить сроки выполнения проекта и технологической подготовки

Список литературы

1. Зильбербург Л.И., Молочник В.И., Яблочников Е.И. Реинжиниринг и автоматизация технологической подготовки производства в машиностроении. СПб: «Компьютербург», 2003. - 152 с.
2. Зыков Олег. «Промышленная автоматизация: движение от САПР к PLM», IT news № 5 (30) 8 марта 2005.
3. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. 2-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 2003. – 616с.
4. Проектный расчет основных параметров турбокомпрессоров авиационных ГТД: Учеб. Пособие / В.С. Кузьмичев, А.А. Трофимов; Куйбышев: КуАИ, 1990 – 72с.
5. Мамаев Б.И., Мусаткин Н.Ф., Аронов Б.М. Газодинамическое проектирование осевых турбин авиационных ГТД: Учебное пособие. – Куйбышев: КуАИ, 1984 – 70с.
6. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / Н.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702с.
7. Конструкция и проектирование авиационных ГТД. Под общ. редакцией Д.В. Хромина. - М.: Машиностроение, 1989. – 368с.
8. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. – М.: Машиностроение, 1981. – 550 с.
9. Старцев Н.И. Проектирование авиационных ГТД: Учебное пособие по курсовому проектированию / Под ред. Проф. Белоусова. – Куйбышев: КуАИ, 1985. – 44 с.
10. Шманев В.А., Шулепов А.П., Анипченко Л.А. Приспособления для производства двигателей летательных аппаратов (конструкция и проектирование). М.: «Машиностроение», 1990. 256 с.

DESIGNING OF AIRCRAFT GTE IN PDM ENVIRONMENT

© 2006 S.S. Ganzha, M.E. Prodanov

Samara State Aerospace University

The problem of organizing a teamwork of experts, participating in the process of designing of an aircraft GTE is considered. The basic stages of an aviation GTE life cycle are resulted, components of a design stage and an modern PDM-systems' capabilities, allowing to raise general efficiency of process of designing are in detail analysed. It is shown, that designing of GTE in the PDM-system environment allows to reduce terms of design and technological preparation and execution of the project as a whole.

МОДЕЛЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ОРГАНИЗАЦИЙ АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ РОССИИ

© 2006 В.А. Зрелов, М.Е. Проданов, С.А. Шустов

Самарский государственный аэрокосмический университет

На основании выявленных закономерностей развития основных параметров отечественных ГТД, изменения их конструктивно-силовых схем и применения предложены схемы участия отечественных предприятий разработчиков и изготовителей авиационных ГТД в трех актуальных программах создания двигателей: для военной авиации, для пассажирских и транспортных магистральных самолетов, малоразмерных. Эти программы обусловлены потребностью авиации России на современном историческом этапе.

Авиационное двигателестроение как составная часть авиационной промышленности является одним из важнейших элементов высокотехнологичного сектора отечественной экономики. Российское газотурбинное двигателестроение – это ряд научно – производственных комплексов замкнутого проектно – технологического цикла, состоящих из проектно – конструкторских организаций, опытных и серийных промышленных предприятий по разработке, производству, ремонту и модернизации двигателей гражданского и военного назначения. Кроме того, в отрасль входят научно – исследовательские институты и специализированные предприятия, обеспечивающие кооперацию (агрегаты, подшипники, элементы диагностики и контроля и т.д.).

Практически все предприятия, выпускающие конечный продукт – авиационные ГТД, имеют полный производственный цикл, включающий все технологические процессы производства двигателей. В 1990 году в СССР разработкой и производством авиационных ГТД занимались 10 крупнейших конструкторских бюро и 10 серийных заводов.

Период, начиная с 1991 года характеризуется резким спадом производства авиационной техники в стране, что было вызвано, помимо общего спада промышленного производства, сокращением военного заказа более чем в 10 раз, а также резким снижением бюджетного финансирования. Сокращение такого финансирования двигательной отрасли продолжается и сейчас. Например, размер бюджетных средств, выделенных Росавиакосмосом на НИОКР по авиадвигателестроению снизился с 18% (в 2002 г.) до 11% (в 2004 г.) от общих средств, выделяемых на авиапром [1, 2]. Интенсивность доводки дви-

гателей на высотных стендах ФГНЦ ЦИАМ сократилась в 10 ... 15 раз [2]. Выпуск летательных аппаратов в 2004 г. составил лишь 32% по сравнению с 1992 г. [1, 2]. Общая загруженность производственных мощностей авиапрома в 2004 г. составила 27,3%, а износ активной части основных фондов – 60,9% [3]. Состояние авиационной промышленности является следствием допущенных в последние годы системных ошибок в деятельности государственных структур в авиастроении.

В настоящее время Правительством Российской Федерации одобрена Стратегия развития авиационной промышленности и программа ее реформирования. 22 февраля 2005 года на заседании президиума Госсовета под председательством президента РФ В.В. Путина было принято решение о создании на базе крупнейших авиастроительных предприятий страны объединенной авиастроительной компании (ОАК). Главные цели создания ОАК – обеспечить выход России в пятерку ведущих мировых производителей авиатехники, сохранение технологической независимости российского авиапрома при создании совместных проектов, сохранение позиций на рынке военной авиации, выход гражданской авиации на мировой рынок с долей продукции не менее 10% [1, 2].

Интеграция возможна в виде создания ряда крупных взаимосвязанных комплексов, объединенных по следующим признакам:

- тип двигателя, его конструктивные особенности и закономерности развития;
- опыт работы и традиции;
- сложившаяся кооперация и традиционные связи с заказчиками и поставщиками;
- имеющиеся производственные мощности и оборудование (включая испыта-

тельные стенды);

- реализованные научно технические решения (научно – технический задел).

В соответствии с этим подходом предложена следующая структурная модель

взаимодействия предприятий, реализация которой может дать синергетический эффект. Модель предлагается осуществить в виде «виртуального предприятия», схема которого представлена на рис. 1.

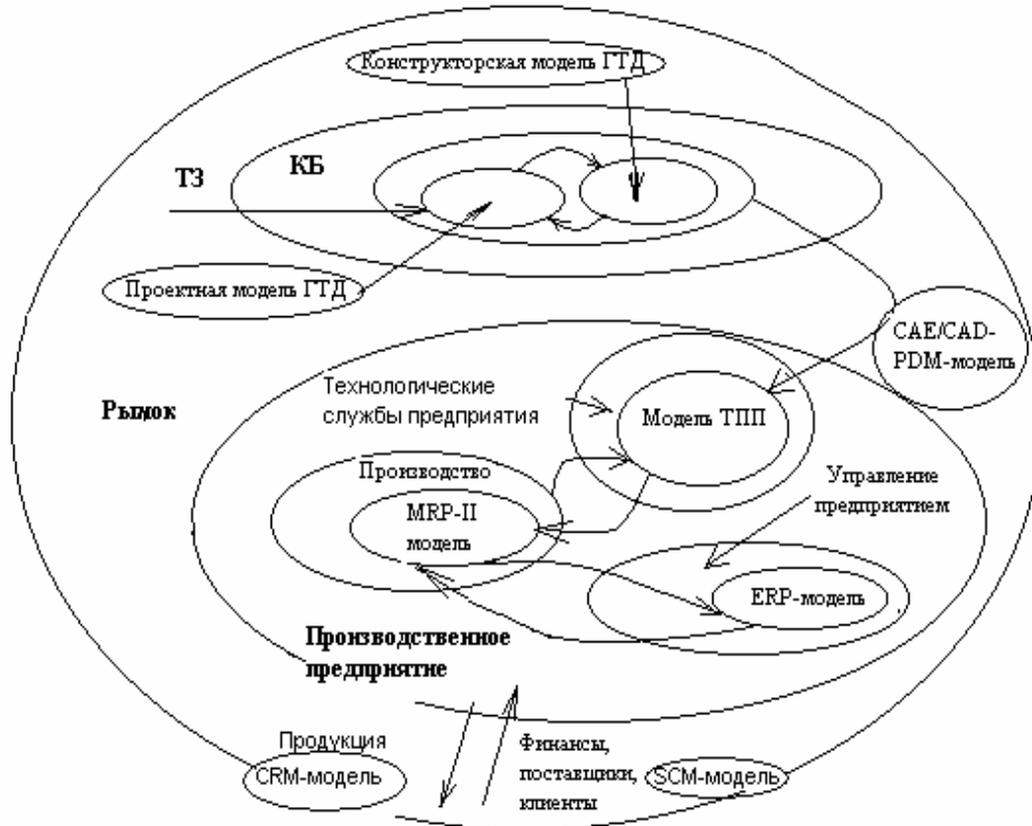


Рис.1. Модель виртуального предприятия

Это предприятие может быть реализовано в условиях рынка и состоит из двух основных блоков: КБ-разработчика и Производственного предприятия. Эти блоки взаимодействуют между собой и на основе технического задания (ТЗ) создают конечную продукцию. В процессе взаимодействия создаются необходимые модели: Проектная, Конструкторская, Технологической подготовки производства (ТПП), организации производства (MRPII) и управления предприятием как бизнес – системой (ERP). Для связи всех этих моделей необходимо создание информационной модели (CAE\CAD\CAM\PDM), дополняемой информацией об элементах внешней среды: поставщиках материалов и комплектующих (SCM) и заказчиках готовой продукции (CRM). Помимо рассмотренных инженерно – технических проблем для эффективного

функционирования интегрированной структуры необходимо решение проблемы кадрового и научно – технического обеспечения таких комплексов.

Кадровое обеспечение осуществляется вузами, обеспечивающими подготовку специалистов по соответствующим направлениям (проектирование, конструирование и ТПП, организация производства, экономика и т.д.).

Научно – техническое обеспечение (научно – технический задел) создается специализированными научно-исследовательскими институтами и центрами при участии КБ-разработчиков.

На рис. 2 показана возможная схема структуры взаимодействия отечественных предприятий и организаций авиационного двигателестроения, построенная в соответствии с предложенным подходом.

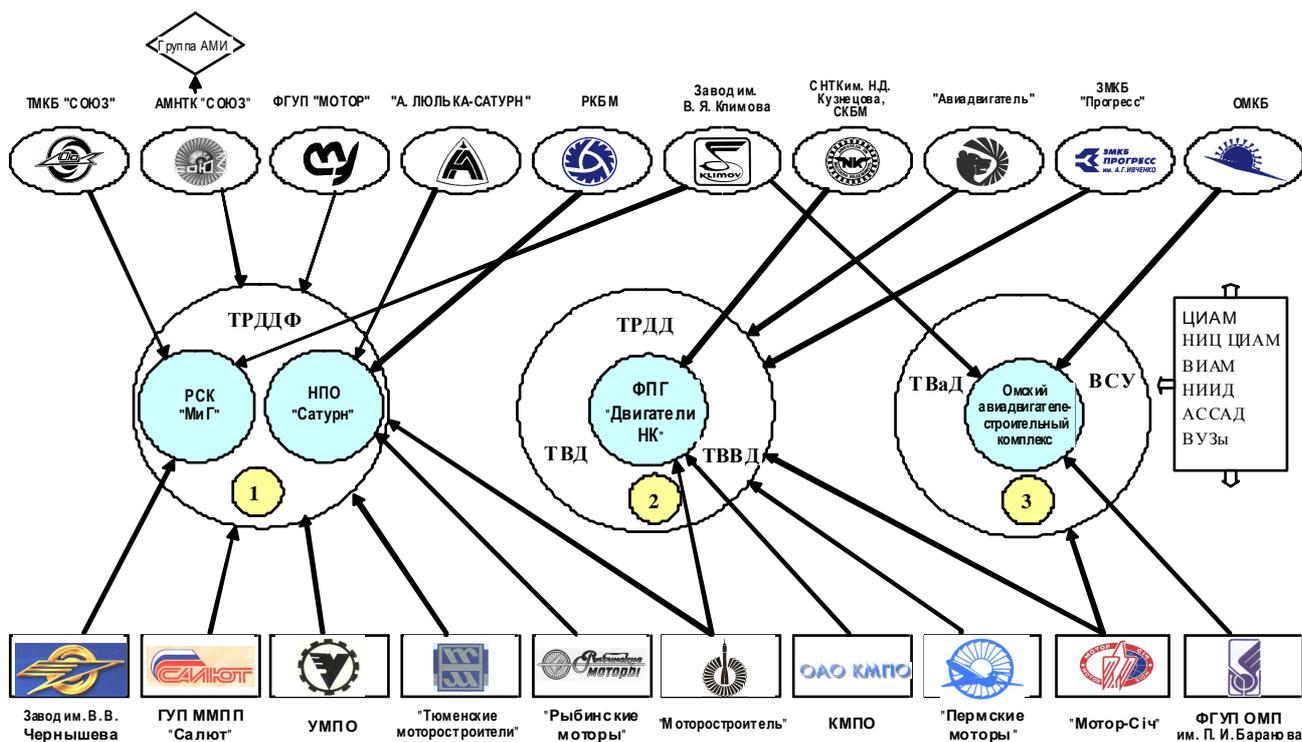


Рис. 2. Схема взаимодействия организаций двигателестроения России

Эта структура предполагает создание комплексов по трем актуальным направлениям, обусловленным потребностью России на современном историческом этапе. На рис. 2 окружностью 1 обозначено возможное объединение предприятий по созданию ТРДДФ, окружностью 2 – ТРД, ТВД и ТВВД, а окружностью 3 – ТВАд и ВСУ. При этом важна координирующая роль государства в формировании экономической политики развития авиапрома.

Представленная схема включает в себя функциональные структуры формирования авиадвигателестроения в целях технологической и экономической интеграции. Это будет способствовать экономическому росту страны при условии реализации проектов и программ, направленных на повышение конкурентоспособности продукции, расширение

рынков сбыта и повышение эффективности производства.

Примером реализации такой структуры могут быть ОАО “НПО “САТУРН”, Омский авиадвигателестроительный комплекс, ФПГ “Двигатели “НК” и др.

Список литературы

1. Одиннадцать лет спустя // Двигатель. 1999. №1. С. 6-11.
2. Чуйко В.М. Авиационное моторостроение – движущая сила авиапрома // Вестник авиации и космонавтики. 2005. №4. С. 32-34.
3. Рыбаков В.Н. Российская авиационная промышленность. Итоги 2004 г. Основные цели и задачи отрасли на 2005 г. // Энергия промышленного роста. 2005. №5. С. 8-13.

RUSSIAN AVIATION ENGINES' MANUFACTURING ORGANIZATIONS COOPERATION MODEL

© 2006 V.A. Zrellov, M.E. Prodanov, S.A. Shustov

Samara State Aerospace University

On the basis of the determined regularities of turbine engines key parameters evolution, change of their construction-force schemes and applications the participation schemes of the native development and manufacturing factories of aviation turbine engines are offered in three actual engines making programs: for a naval aviation, for passenger and transport trunk-route aeroplanes and low-sized. These programs are caused by Russian aviation necessity at modern historical phase.

РАСЧЕТ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ С УЧЕТОМ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ УПРУГИХ СИСТЕМ

© 2006 М.И. Курушин, А. М. Курушин

Самарский аэрокосмический университет

В силовых установках с винтами, да часто и без них, как в упругих системах возникают вынужденные крутильные колебания. Их, естественно, необходимо учитывать при расчетах на прочность и долговечность по усталости деталей механизмов. В данной работе выводятся выражения для коэффициентов эквивалентности на основании гипотезы линейного суммирования повреждений по контактной и изломной усталости позволяющие учитывать влияние крутильные колебания на долговечность деталей машин как при стационарных так и при нестационарных режимах нагружения. Естественно, учет влияния крутильных колебаний приводит к уменьшению расчетной долговечности деталей.

Как правило, при переменных режимах нагружения расчет деталей на долговечность по усталости ведут либо по эквивалентной нагрузке, либо по эквивалентному (числу циклов) времени нагружения при заданной (расчетной) нагрузке с учетом степеней повреждения по всем режимам работы. В обоих случаях традиционно используется гипотеза линейного суммирования повреждений. Обычно график изменения номинальных режимов работы представляют в виде ступенчатой гистограммы как показано на рис. 1.

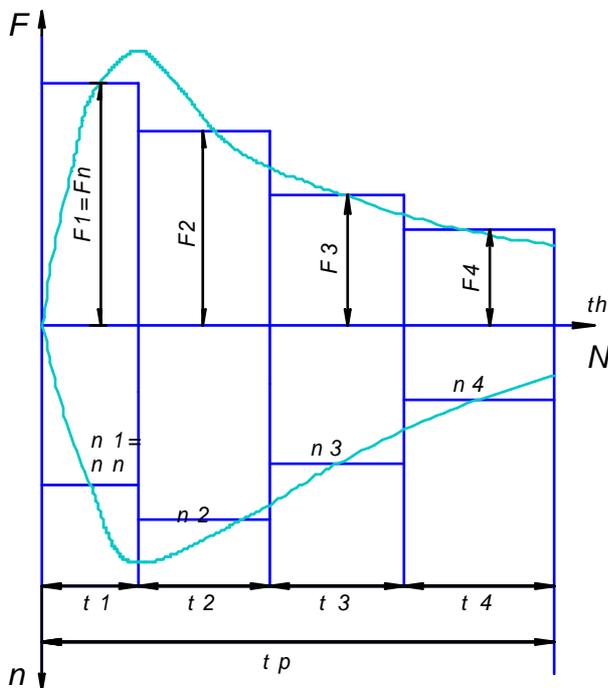


Рис. 1. Ступенчатая гистограмма переменных режимов нагружения по усилиям и частотам вращения

При расчетах на долговечность по усталостной прочности при нестационарных режимах нагружения производят схематизацию усилий или моментов ступенчатой формы. Расчеты на статическую прочность ведут по максимальной, даже кратковременной, нагрузке с учетом динамического нагружения, в том числе и с учетом крутильных колебаний в упругой системе изделия.

Расчеты на долговечность по усталостной прочности ведут по максимальной длительно действующей нагрузке, которую часто называют номинальной нагрузкой (номинальный режим работы). Влияние переменных режимов нагружения (работы) учитывают коэффициентами эквивалентности либо по усилиям, либо по долговечности или числу циклов нагружения.

Эквивалентная нагрузка F_E - это такая постоянная нагрузка, время действия которой равно расчетному ресурсу - t_p , а степень повреждения по усталости такая же, как и при заданной комбинации (системы) нагрузок (рис 2, а).

Эквивалентное время t_3 - это время действия принятой расчетной постоянной нагрузки - F_p , при котором степень повреждения деталей такая же, как и при заданной комбинации (системе) нагрузок (рис 2, б). При определении этих параметров используется гипотеза линейного суммирования повреждений на основании экспериментальной зависимости времени или числа циклов нагружения от усилий (рис. 3).

Число циклов нагружения определяется по зависимости

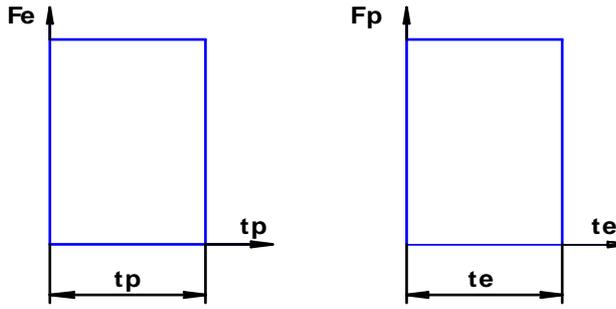


Рис.2. Эквивалентные нагрузка (а) и время (б)

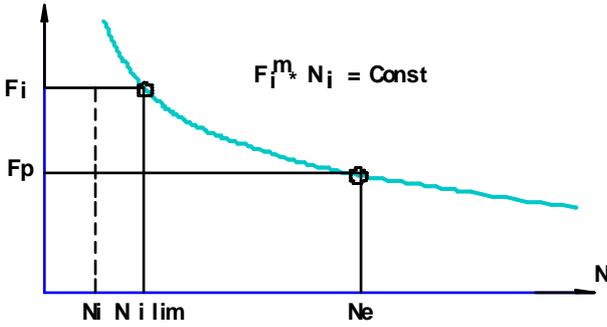


Рис. 3. Кривая выносливости по контактной и изломной усталости

$$N_i = 60 \cdot n_i \cdot c_i \cdot t_p,$$

где n_i – частота вращения детали (мин⁻¹);

c_i – число нагружений за один оборот детали;

i – номер детали;

$F_{i \lim}$ – ограниченный предел выносливости по усталости.

Степень повреждения детали по усталости (относительная долговечность) определяется по соотношению

$$P_i = N_i / N_{i \lim} = a. \quad (1)$$

За неимением конкретных экспериментальных данных обычно принимают $a = 1$. По кривой выносливости следует

$$F_i^m \cdot N_{i \lim} = F_p^m \cdot N_E.$$

$$\text{Отсюда } N_{i \lim} = N_E \cdot (F_p / F_i)^m. \quad (2)$$

Подставляя (2) в (1), находим эквивалентное число циклов нагружения по усилиям

$$N_E = \sum_1^k \left[\left(\frac{F_i}{F_p} \right)^m \cdot N_i \right] = 60 \cdot C_i \cdot \sum_1^k \left[\left(\frac{F_i}{F_p} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i \right], \quad (3)$$

или по крутящим моментам

$$N_E = \sum_1^k \left[\left(\frac{T_i}{T_p} \right)^m \cdot N_i \right] = 60 \cdot C_i \cdot \sum_1^k \left[\left(\frac{T_i}{T_p} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i \right], \quad (4)$$

эти выражения можно привести к следующему виду:

$$N_E = 60 \cdot C_i \cdot n_p \cdot t_p \cdot \sum_1^k \left[\left(\frac{F_i}{F_p} \right)^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p} \right] = 60 \cdot C_i \cdot n_p \cdot t_p \cdot K_{EFN},$$

$$N_E = 60 \cdot C_i \cdot n_p \cdot t_p \cdot \sum_1^k \left[\left(\frac{T_i}{T_p} \right)^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p} \right] = 60 \cdot C_i \cdot n_p \cdot t_p \cdot K_{ETN}.$$

$$\text{Здесь } K_{EFN} = \sum \left[\left(\frac{F_i}{F_p} \right)^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p} \right], \quad (5)$$

$$K_{ETN} = \sum \left[\left(\frac{T_i}{T_p} \right)^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p} \right]. \quad (6)$$

- коэффициенты эквивалентности по числу циклов (по долговечности) соответственно для усилий и для крутящих моментов.

Когда эквивалентное число циклов нагружения равняется расчетному числу циклов нагружения

$$N_E = N_P,$$

расчетное усилие равняется эквивалентному усилию (моменту)

$$F_P = F_E, \quad T_P = T_E.$$

Если учесть, что расчетное число циклов нагружения

$$N_P = 60 \cdot n_p \cdot C \cdot t_p,$$

то получим равенство

$$N_P = 60 \cdot n_p \cdot C_i \cdot t_p = N_E = \sum_1^k \left[\left(\frac{F_i}{F_E} \right)^m \cdot N_i \right] = 60 \cdot C_i \cdot \sum_1^k \left[\left(\frac{F_i}{F_E} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i \right].$$

$$N_P = 60 \cdot n_p \cdot C_i \cdot t_p = N_E = \sum_1^k \left[\left(\frac{T_i}{T_E} \right)^m \cdot N_i \right] = 60 \cdot C_i \cdot \sum_1^k \left[\left(\frac{T_i}{T_E} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i \right].$$

Отсюда получим выражения для эквивалентного усилия (момента)

$$F_E = \sqrt[m]{\sum_1^k F_i^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p}}, \quad (7)$$

$$T_E = \sqrt[m]{\sum_1^k T_i^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p}}. \quad (8)$$

Для коэффициента эквивалентности по усилию получим выражение

$$K_{EF} = \frac{F_E}{F_P} = \sqrt[m]{\sum_1^k \left(\frac{F_i}{F_P} \right)^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p}}, \quad (9)$$

по моменту

$$K_{ET} = \frac{T_E}{T_P} = \sqrt[m]{\sum_1^k \left(\frac{T_i}{T_P} \right)^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p}}. \quad (10)$$

Из сравнения выражений для коэффициентов эквивалентностей следуют следующие соотношения:

$$K_{EF} = \sqrt[m]{K_{EFN}}, \quad (11)$$

$$K_{ET} = \sqrt[m]{K_{ETN}}. \quad (12)$$

Рассмотрим случай постоянного режима нагружения, но с наличием крутильных колебаний в упругой системе (рис. 4). Пусть

характер нагружения определяется зависимостью

$$T_i = T_n + T_A \cos(\omega \cdot t),$$

где T_n – номинальное значение крутящего момента;

T_A – амплитуда крутящего момента;

ω – угловая частота крутильных колебаний;

t – время.

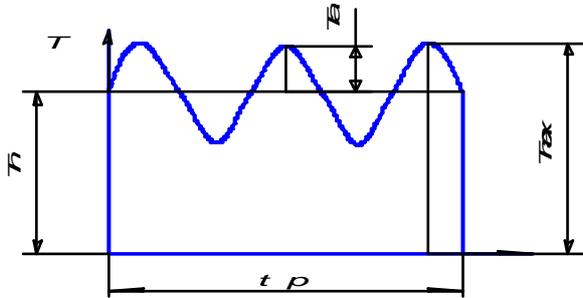


Рис. 4. Постоянный режим нагружения с наличием крутильных колебаний

Эту зависимость можно записать так:

$$T_i = T_n (1 + \alpha \cos(\omega \cdot t)),$$

или $(T_i/T_n) = (T_i/T_p) = (1 + \alpha \cos(\omega \cdot t))$,

где $\alpha = T_A/T_n$ – коэффициент крутильных колебаний.

Подставив это выражение для крутящего момента в формулу (6) для коэффициента эквивалентности по числу циклов нагружения, получим

$$K_{ETN} = \sum_1^k \left[\left(\frac{T_i}{T_p} \right)^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p} \right] = \sum_1^k \left[(1 + \alpha \cos(\omega \cdot t))^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p} \right].$$

Если колебания гармонические с постоянными амплитудой и частотой, то, приняв

$$\frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p} = \frac{\alpha_i \cdot t_i}{\omega_p \cdot t_p} = \frac{d\varphi}{2\pi},$$

сумму можно заменить интегралом

$$K_{ETN} = \int_0^{2\pi} [1 + \alpha \cdot \cos(\omega \cdot t)]^m \cdot \frac{d\varphi}{2\pi} \quad (13)$$

Показатели степени кривых выносливости по опытным данным следующие:

$m = 3$ – зубчатые передачи и шарикоподшипники по контактной выносливости;

$m = 10/3$ – роликовые подшипники качения по контактной выносливости;

$m = 9$ – изломная выносливость зубьев зубчатых колес и валов из высокопрочных сталей.

Для зубчатых передач и шариковых подшипников при расчетах на контактную

усталость (выкрашивание) получим следующие выражения для коэффициентов эквивалентности по числу циклов (по долговечности)

$$K_{EFN} = K_{ETN} = 1 + \frac{3}{2} \cdot \alpha^2. \quad (14)$$

Из уравнения (11) для коэффициента эквивалентности по усилию и моменту получим

$$K_{EF} = \sqrt[m]{K_{EFN}} = \sqrt[m]{1 + \frac{3}{2} \cdot \alpha^2}, \quad (15)$$

$$K_{ET} = \sqrt[m]{K_{ETN}} = \sqrt[m]{1 + \frac{3}{2} \cdot \alpha^2}.$$

Для изломной выносливости зубьев зубчатых колес и валов из высокопрочных сталей при показателе степени $m = 9$

$$K_{EFN} = K_{ETN} = 1 + 18 \cdot \alpha^2 + 47,25 \cdot \alpha^4 + 26,25 \cdot \alpha^6 + 2,461 \cdot \alpha^8 \quad (16)$$

Согласно уравнения (12), для коэффициента эквивалентности по усилию и моменту получим

$$K_{EF} = \sqrt[m]{K_{EFN}} = \sqrt[m]{1 + 18\alpha^2 + 47,25\alpha^4 + 26,25\alpha^6 + 2,461\alpha^8} \quad (17)$$

Для случая роликовых подшипников интеграл (13) при показателе степени $m = 10/3$ можно вычислять приближенно любым численным способом.

В таблицах и на рис. 6 – 8 приведены численные значения коэффициентов эквивалентности по долговечности (по числу циклов нагружения), а также коэффициентов эквивалентности по усилиям (моментам) при расчете на выкрашивание зубчатых колес и шариковых подшипников, рассчитанных по выведенным зависимостям (14), (15), (16), и (17).

Если режимы работы изделия переменны во времени и на каждом режиме свой уровень крутильных колебаний (рис. 5), то согласно уравнения (5) для коэффициента эквивалентности по числу циклов (по долговечности) с учетом действия всех режимов при наличии крутильных колебаний на каждом из режимов будем иметь

$$K_{EFN} = \sum_1^k \left[\left(\frac{F_i}{F_p} \right)^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p} \right] = \left(\frac{F_1}{F_p} \right)^m \cdot \left[\sum (1 + \alpha_1 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t))^m \cdot \frac{n_1 \cdot t_1}{n_p \cdot t_p} + \left(\frac{F_3}{F_p} \right)^m \cdot \left[\sum (1 + \alpha_3 \cdot \cos(\omega_3 \cdot t))^m \cdot \frac{n_3 \cdot t_3}{n_p \cdot t_p} + \left(\frac{F_4}{F_p} \right)^m \cdot \left[\sum (1 + \alpha_4 \cdot \cos(\omega_4 \cdot t))^m \cdot \frac{n_4 \cdot t_4}{n \cdot t_p} \right] \right] \right]$$

Таблица 1. Коэффициенты эквивалентности для зубьев зубчатых колес и шариковых подшипников по выкрашиванию

α	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
KEFN	1,015	1,060	1,135	1,240	1,375	1,540	1,735	1,960	2,215	2,500
KEF	1,005	1,020	1,043	1,074	1,112	1,155	1,202	1,251	1,304	1,357

Таблица 2. Коэффициенты эквивалентности для роликовых подшипников по выкрашиванию

A	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
KEFN	1,019	1,078	1,175	1,313	1,490	1,707	1,966	2,267	2,611	3,000
KEF	1,006	1,023	1,050	1,085	1,127	1,174	1,225	1,278	1,334	1,390

Таблица 3. Коэффициенты эквивалентности для зубьев зубчатых колес и валов по изломной усталости

A	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
KEFN	1,19	1,80	3,02	5,20	8,87	14,87	24,40	39,17	61,59	94,96
KEF	1,019	1,067	1,131	1,201	1,275	1,350	1,426	1,503	1,581	1,659

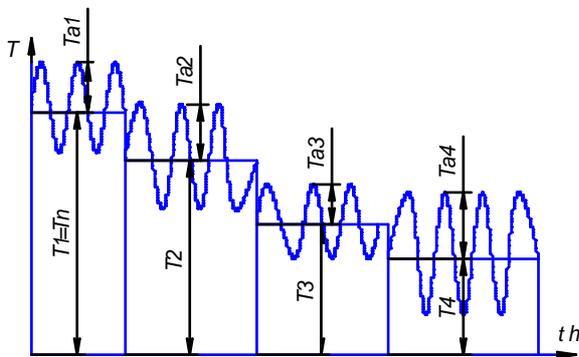


Рис. 5. Ступенчатая гистограмма переменных режимов нагружения с учетом крутильных колебаний в упругой системе

В этих формулах выражения в квадратных скобках отражают влияние крутильных колебаний $[\sum (1 + \alpha_1 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t))]^m$. Эти суммы можно заменить интегралами, взятыми за один период крутильных колебаний

$$[\sum (1 + \alpha_1 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t))]^m = \int_0^{2\pi} (1 + \cos(\omega_1 \cdot t))^m \cdot \frac{d\varphi}{2\pi} =$$

$$\int_0^{2\pi} (1 + \cos(\omega_1 \cdot t))^m \cdot \frac{d\varphi}{2\pi} = 1 + \frac{3}{2} \alpha^2.$$

Тогда, например, для зубчатых колес и шариковых подшипников качения для вычисления коэффициента эквивалентности из расчета на долговечность по выкрашиванию

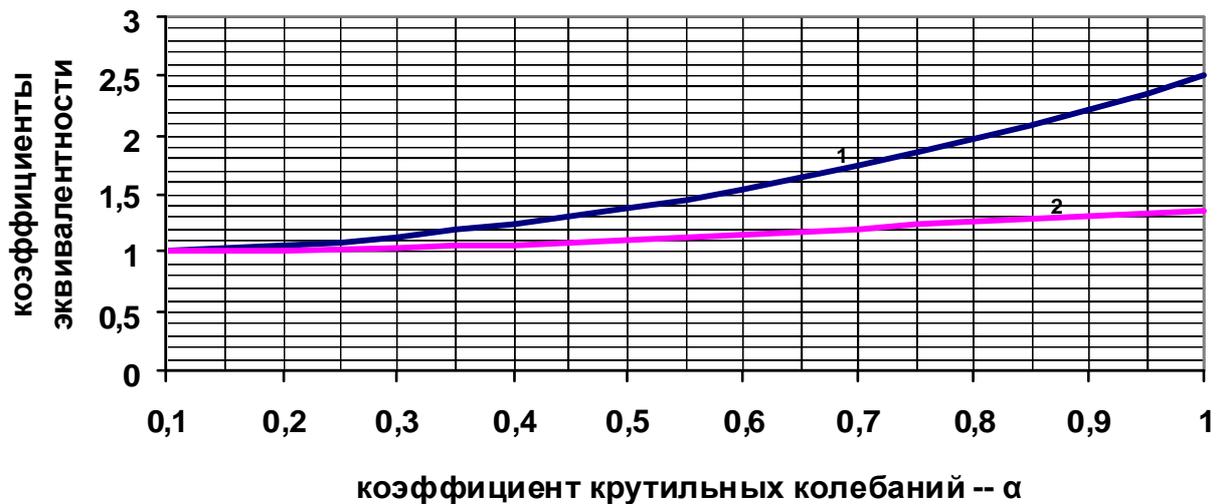


Рис.6. Коэффициенты эквивалентности для зубьев зубчатых колес и шариковых подшипников 1- по числу циклов- KEN; 2- по усилиям- KEF.



Рис.7. Коэффициенты эквивалентности для роликового подшипника качения
 1- по числу циклов- KEN; 2- по усилиям- KEF

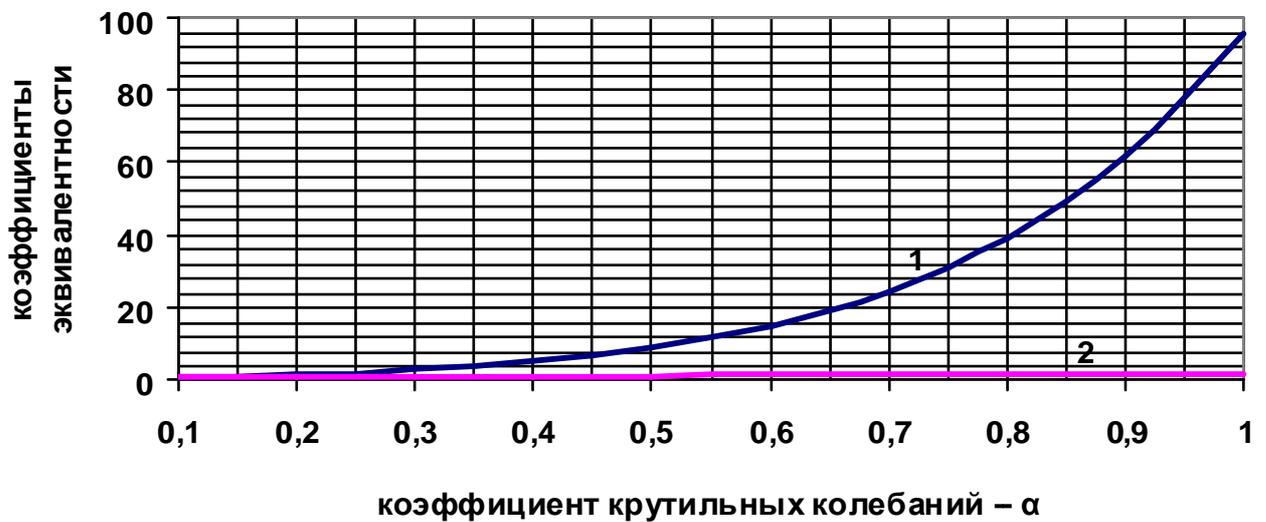


Рис. 8. Коэффициенты эквивалентности на излом зубьев зубчатых колес и валов
 1- по числу циклов- KEN; 2- по усилиям- KEF.

получим

$$K_{EFN} = \sum_1^k \left[\left(\frac{F_i}{F_p} \right)^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p} \right] = \left(\frac{F_1}{F_p} \right)^1 \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \alpha_1^2 \right) \cdot \frac{n_1 \cdot t_1}{n_p \cdot t_p} + \left(\frac{F_2}{F_p} \right)^3 \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \alpha_2^2 \right) \cdot \frac{n_2 \cdot t_2}{n_p \cdot t_p} + \left(\frac{F_3}{F_p} \right)^3 \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \alpha_3^2 \right) \cdot \frac{n_3 \cdot t_3}{n_p \cdot t_p} + \left(\frac{F_4}{F_p} \right)^3 \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \alpha_4^2 \right) \cdot \frac{n_4 \cdot t_4}{n_p \cdot t_p}$$

Если уровень крутильных колебаний на всех режимах одинаков, т.е. $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = \alpha$, то выражения в скобках, отражающих влияние крутильных колебаний, будут одинаковыми и их можно вынести за знак суммы:

$$K_{EFN} = \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \alpha^2\right) \cdot \sum_1^k \left[\left(\frac{F_i}{F_p}\right)^m \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_p \cdot t_p} \right] = \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \alpha^2\right) \cdot \left[\left(\frac{F_1}{F_p}\right)^1 \cdot \frac{n_1 \cdot t_1}{n_p \cdot t_p} + \left(\frac{F_2}{F_p}\right)^3 \cdot \frac{n_2 \cdot t_2}{n_p \cdot t_p} + \left(\frac{F_3}{F_p}\right)^3 \cdot \frac{n_3 \cdot t_3}{n_p \cdot t_p} + \left(\frac{F_4}{F_p}\right)^3 \cdot \frac{n_4 \cdot t_4}{n_p \cdot t_p} \right],$$

А коэффициент эквивалентности по усилиям или крутящим моментам, согласно (15) будет

$$K_{EF} = \sqrt[3]{K_{EFN}}.$$

С учетом крутильных колебаний в упругих системах расчетная долговечность и прочность изделий снижается и это необходимо учитывать по предложенной методике.

CALCULATION ON LONGEVITY AND STRENGTH OF MACHINE COMPONENTS AT NON-STATIONARY REGIMES OF THE LOADING IN VIEW OF TORSION OSCILLATIONS OF ELASTIC-SYSTEMS

© 2006 M.I. Kurushin, A.M. Kurushin

Samara State Aerospace University

In engine installations with propellers and without them as in elastic-systems there are forced torsion oscillations. They are necessary for considering at strength calculations and longevity on fatigue of details of gears. Expressions for coefficients of equivalence on the basis of a hypothesis of the linear summation of faults on the contact and broken fatigue are developed, allowing to consider effect of torsion oscillations on longevity of machine components both at stationary and at non-stationary regimes of a loading. Certainly, the account of effect of torsion oscillations results in diminution of a design life of details.

В работе исследовано влияние распределения пор по размерам на капиллярные характеристики изделий из материала МР. Получены выражения для капиллярного давления и напора для пористых конструкций из материала МР.

Одним из важных используемых в теплопередающих устройствах двигателей и летательных аппаратах свойств пористых материалов является потенциал капиллярного впитывания, который характеризует процесс взаимодействия жидкости со стенками капилляров.

Максимальное значение капиллярного давления в пористых структурах может быть определено из уравнения Лапласа

$$\Delta p = 4\sigma_{\kappa} \cos \theta / d_{\text{эф}}, \quad (1)$$

где σ_{κ} - коэффициент поверхностного натяжения, θ - краевой угол смачивания, $d_{\text{эф}}$ - эффективный диаметр пор [1]. В уравнении (1) краевой угол смачивания зависит от состояния поверхности пористой структуры и рода жидкости

Определение эффективного размера $d_{\text{эф}}$ для пористых сред требует специального рассмотрения. Из структурных исследований материала МР получены два характерных размера d_c и $d_{\text{эф}}$, первый из которых не учитывает распределение пор по размерам, а второй - учитывает этот факт.

Влияние распределения пор по размерам на максимальное значение капиллярного напора в пористой структуре рассмотрим на примере пористой среды, состоящей из N пор различного диаметра, гидравлически связанных между собой. Пусть в этой среде вероятность появления размера $d_i = (d_c + \Delta d_i)$ равна $p(d_i)$, где $\Delta d_i = (d_i - d_c)$, при этом $d_i > 0$ (Δd_i - алгебраическая величина). Рассмотрим случай полного заполнения пор жидкостью. Тогда уравнение для максимальной силы капиллярного давления F_k можно записать в виде

$$\sum_{i=1}^N F_{ki} p(d_i) = \sum_{i=1}^N \pi \sigma_{\kappa} \cos \theta d_i p(d_i), \quad (2)$$

в котором $\sum_{i=1}^N F_{ki} p(d_i) = \Delta p \sum_{i=1}^N \frac{\pi d_i^2}{4} p(d_i)$, а

$$\sum_{i=1}^N \pi d_i \sigma_{\kappa} \cos \theta p(d_i) = \pi \sigma_{\kappa} \cos \theta \sum_{i=1}^N d_i p(d_i).$$

Выполнив необходимые преобразования левой и правой частей уравнения (2), получим

$$\Delta p = 4\sigma_{\kappa} \cos \theta / d_c (1 + K^2), \quad (3)$$

где K - коэффициент вариации.

Сравним полученный результат в виде зависимости (3) с уравнением (1). Откуда видно, что для вычисления максимального капиллярного давления в пористой среде за характерный размер более логично принимать эффективный гидравлический диаметр пор $d_{\text{эф}}$

Используя зависимость (3), можно получить выражение для эффективного гидравлического диаметра пористой структуры с распределением пор по размерам применительно к материалу МР в виде

$$d_{\text{эф}} = d_c (1 + 1/\alpha), \quad (4)$$

где α - параметр функции распределения пор по размерам ($\alpha = d^2 / D$).

Используя выражения (3) и (4) для материала МР получим зависимость для капиллярного давления

$$\Delta p = 4\sigma_{\kappa} \cos \theta / d_c (1 + 1/\alpha) \quad (5)$$

Выражение для капиллярного напора можно получить, используя уравнение равновесия капиллярных (5) и гравитационных сил

$$\Delta P_{\text{зв}} = \rho H_{\kappa}.$$

Выражение для максимального капиллярного напора в образцах из материала МР можно записать в виде зависимости

$$H_{\kappa} = 4\sigma_{\kappa} \cos \theta / \rho d_c (1 + 1/\alpha). \quad (6)$$

Из выражения (4) видно, что характерный размер пористой структуры материала МР определяется двумя параметрами d_c и α , которые являются параметрами закона распределения пор по размерам. Из формулы (4) следует, что при $\alpha \rightarrow \infty$ характерный размер $d_x = d_c$ (случай идеальной пористой среды). При $\alpha \rightarrow 0$, $d_c = \text{const}$, если дисперсия $D \gg d_c$, при этом среднеквадратичное отклонение стремится по абсолютному значению к ве-

личине максимальной поры, $\sigma = (d_{\max} - d_c) \rightarrow d_{\max}$. Используя выражение (4), можно записать, что при $\alpha \rightarrow 0$

$$d_x = \sqrt{d_c^2 + \sigma^2} \rightarrow \sqrt{d_{\max}^2} = d_{\max},$$

где d_{\max} - максимальный размер поры.

Таким образом, в случае пористой среды с крайне неоднородной структурой максимальный капиллярный напор определяется, в основном, величиной максимальной поры. Так как на вид закона распределения пор по размерам не накладывалось никаких ограничений, то полученный результат можно распространить и на закон распределения пор как в материале МР, так и на пористые материалы, распределение пор в которых имеет любой другой закон распределения.

На рис. 1 приведены экспериментальные данные по напору жидкости в тонкостенных конструкциях из материала МР.

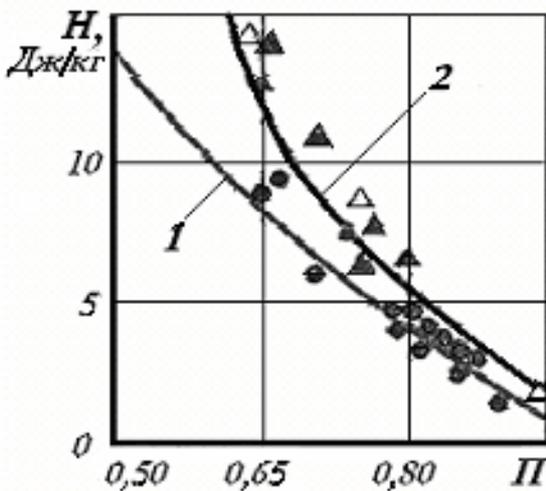


Рис. 1. Зависимость капиллярного напора от пористости для изделий из материала МР: 1 (●) — $d_n = 90$ мкм.; 2 (▲) — $d_n = 50$ мкм.; Δ — изделие из металловолоконистого спеченного материала ($d_g = 40$ мкм; $l_g/d_g = 7$ [5])

Относительная погрешность экспериментального определения капиллярного напора составляла 5...25% в зависимости от его значения. Кривые 1 и 2, построенные с использованием аналитической зависимости (4), в пределах погрешностей эксперимента согласуются с опытными данными.

Анализ результатов исследований позволил сделать вывод о том, что для материала МР максимальный капиллярный напор определяется средними и максимальными порами, а значения эффек-

тивного гидравлического диаметра пор $d_{эф}$, полученного с помощью капиллярных исследований, совпадают с эффективным размером $d_{эф}$, полученным автором по результатам гидродинамических исследований.

Результаты проведенной работы могут быть использованы для разработки методики структурных исследований, для определения параметров структуры не разрушая при этом пористое изделие.

Для успешного применения изделий из материала МР, например, в качестве фитилей тепловых труб необходимо знать прежде всего их транспортные свойства.

Для оценки транспортных свойств фитилей ТТ используются параметр капиллярного насоса K/D_c , представляющий отношение коэффициента проницаемости K в уравнении Дарси к среднему диаметру пор пористой среды, максимального капиллярного напора в образцах из материала МР H_k , комплекс KH_k [2].

Уравнение движения в форме закона Дарси известно из теории фильтрации [3]:

$$V = \frac{K}{\mu} \cdot \frac{\Delta p}{L} \quad (7)$$

где V - скорость фильтрации;

μ - коэффициент вязкости;

$\Delta p/L$ - перепад давления на единицу длины участка фильтрации.

Автором в предыдущей статье было получено уравнение, описывающее ламинарное течение жидкости в пористой конструкции из МР с неоднородной пористой структурой, которое имеет вид

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{240}{2\Pi d_c^2 (1+1/\alpha)^2} \mu V \quad (8)$$

где Π - средняя пористость изделия из МР.

Используя уравнения (7) и (8), можно получить выражение для проницаемости пористой среды из материала МР в виде

$$K = \frac{2\Pi d_c^2 (1+1/\alpha)^2}{240} \quad (9)$$

Параметр капиллярного насоса для изделий из материала МР, пористая структура которых представляет собой неоднородную по размеру пор среду, может быть представлен в виде отношения $K/d_{эф}$, где $d_{эф}$ - эффективный гидравлический диаметр пористой структуры с распределением пор по размерам и определяется выражением (4). Исполь-

зую выражения (4) и (9), получим зависимость для капиллярного насоса:

$$\frac{K}{d_{23}} = \frac{2\Pi d_c (1+1/\alpha)}{240}. \quad (10)$$

Из выражения (10) можно установить, что с ростом структурного параметра α параметр капиллярного насоса уменьшается за счет роста гидравлических потерь в пористой структуре при прочих равных условиях. Таким образом, более однородные пористые изделия имеют меньшую эффективность в качестве капиллярных насосов по сравнению с неоднородными.

Используя уравнения (6) и (9), получим выражение для комплекса KH_k в изделиях из МР:

$$KH_k = \frac{\sigma_k \Pi d_c (1+1/\alpha)}{30\rho} \cdot \cos \theta \quad (11)$$

Выражение (11) для параметра KH_k получено с учетом изменения пор по размерам. Из выражения (11) можно установить, что с ростом структурного параметра α комплекс KH_k уменьшается за счет роста гидравлических потерь в пористой структуре при прочих равных условиях.

Среднее расстояние d_c в конструкциях из материала МР при относительной толщине $\delta_\phi / D_c > 1$ (D_c - диаметр спирали, δ_ϕ - толщина конструкции) по данным структурных исследований [4], может быть определено выражением, полученным в работе [5]

$$d_c = d_z = \Pi d_n / (1 - \Pi),$$

где d_z - гидравлический диаметр пористой среды, который равен среднему диаметру пор d_c ;

d_n - диаметр проволоки.

Для тонкостенных изделий из материала МР при относительной толщине стенки $\delta_\phi / D_c < 1$ было получено в работе [5] выражение для среднего расстояния d_c , которое хорошо согласуется со значениями гидравлического диаметра, полученными с учетом толщины конструкции

$$d_c = d_z = \Pi d_n / (1 - \Pi + d_n / 2\delta_\phi).$$

Из полученного результата можно сделать вывод о желательности использования неоднородных по размеру пор пористых изделий из материала МР для фитилей тепловых труб с целью получения максимальных значений проницаемости, капиллярного насоса и параметра KH_k при сравнительно простых технологиях их изготовления. При этом следует помнить, что максимальный капиллярный напор в таких образцах из материала МР как следует из формулы (6) будет уменьшаться. Однако влияние увеличения проницаемости больше, чем уменьшения капиллярного напора.

В случае если пористая конструкция должна обеспечить заданный капиллярный напор, то из этого условия обеспечиваются её структурные характеристики. Увеличение проницаемости при этом можно добиваться путем оптимизации самой пористой конструкции.

Список литературы

1. Лыков А.В. Теплообмен: Справочник. М.: Энергия, 1978. 480 с.
2. Исследование характеристик капиллярного впитывания фитилей тепловых труб /М.Г. Семена, А.Г. Косторнов, А.Н. Гершуни и др.- Инженерно-физический журнал, 1974, т.27, № 6, с.1009-1014.
3. Развитие исследований по теории фильтрации в СССР,- М.: Наука, 1969. - 546 с.
4. Жижкин А.М. Распределение пор по размерам в тонкостенных изделиях из материала МР //Труды международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Часть 1. Самара. 2003. – С. 185 – 190.
5. Белоусов АИ, Изжеуров Е.А., Сетин А.Д. Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик пористого материала МР //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев, 1975. Вып 2. С. 70-80.

THE CAPILLARY HEAD IN POROUS PRODUCTS FROM MATERIAL MR

© 2006 A.M. Zhizhkin

Samara State Aerospace University

Effect of distribution of pores on sizes on capillary characteristics of products from material MR is researched. Expressions for a capillary pressure and a head for porous designs from material MR are gained.

МОДЕЛЬ СТРУКТУРНО - ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА СТАДИИ ЕГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

© 2006 Д.Л. Скуратов, С.Ю. Сидоров

Самарский государственный аэрокосмический университет

Предлагается модель структурно-параметрической оптимизации процесса механической обработки деталей на стадии проектирования технологического процесса. В качестве главного критерия принимаются суммарные затраты на производство. Решением задачи являются детерминированные значения управляемых параметров, зависящие от детерминированных исходных условий и статистических характеристик случайных параметров.

Геометрические параметры многих деталей машин и механизмов могут быть обеспечены практически с одинаковой производительностью путем использования различных методов механической обработки. Например, в работах В.С. Мухина [1], А.Г. Сулова [2] и др. показано, что одинаковые или близкие значения шероховатости поверхности, глубины и степени наклепа поверхностного слоя у цилиндрических поверхностей деталей, изготавливаемых по б...10 степеням точности из конструкционных сталей, а также никелевых и титановых сплавов, могут быть получены методами точения, шлифования или комбинацией этих методов с использованием процесса выглаживания. Поэтому при постановке изделий на производство, во первых, необходимо правильно выбрать структуру технологического процесса для изготовления каждой детали, а во вторых, оптимизировать условия выбранного метода обработки для каждой операции технологического процесса. Причем, в первую очередь, это необходимо осуществлять при изготовлении деталей из материалов со специальными свойствами.

В настоящей статье предлагается модель структурно-параметрической оптимизации на стадии проектирования технологического процесса механической обработки деталей.

В качестве главного (обобщенного) критерия в производстве принимаются суммарные затраты на производство данной продукции – себестоимость или связанная с ней полная стоимость операции [3]. При этом должны учитываться все основные и вспомогательные переходы связанные с обработкой рассматриваемой поверхности, которые изменяются в связи с изменениями

технологического процесса. Параметры системы (элементы режима резания), которые можно менять произвольно в определенных границах, должны обеспечить минимум затрат труда на единицу продукции.

Себестоимость будет представлять собой сумму изменяющихся статей затрат:

$$C_k = \sum_{i=1}^k C_i;$$

$$C_i = \sum_{j=1}^m C_j;$$

где себестоимость C_i - одного перехода и C_k - себестоимость k переходов обработки детали [4], C_j - затраты по статьям расходов:

$C_1 = f(T_{um})$ - заработная плата основных производственных рабочих, где T_{um} – штучное время;

$C_2 = f(T_{um})$ - материалы, заработная плата рабочих и оплата услуг по содержанию производственного оборудования;

$C_3 = f(T_{um})$ - амортизация производственного оборудования;

$C_4 = f(T_{um})$ - затраты на содержание и амортизацию производственной площади;

$C_5 = f(T_{um})$ - затраты на ремонт оборудования;

$C_6 = f(T_{um})$ - затраты на станочные приспособления;

$C_7 = f(T_o)$ - затраты на энергию технологическую, где T_o – основное (машинное) время;

$C_8 = f(T_o)$ - возмещение износа инструментов и расходы на их восстановление;

C_9 - затраты на составление управляющих программ, приходящиеся на одну деталь.

Величину затрат по указанным выше статьям расходов можно определить по известным формулам, приведенным например в [5].

При сопоставлении различных вариантов операций и переходов механической обработки стоимость основных материалов (заготовок) не изменяется, поэтому не учитывается.

Были применены детерминированные математические модели для определения рациональных условий обработки при продольном точении и растачивании и круглом наружном и внутреннем шлифовании. Каждая модель представлена в виде линейной целевой функции, определяющей машинное время обработки, и системы линейных ограничений – неравенств, определяющих ограничения технологических возможностей станка и конструкторские и функциональные параметры [6, 7]. Найденные параметры обработки (режимы резания) используются в базе знаний САПРТП «ТОМСК» для расчета основного (машинного) времени.

Структурная схема проектирования технологического процесса финишных операций механической обработки деталей представлена на рис. 1.

Попереходный состав операций механической обработки проектировался с использованием САПРТП «ТОМСК», при этом определялись: вид и марка металлорежущего оборудования, применяемая станочная оснастка (патрон, центры, люнет и т.п.), тип режущего инструмента и его характеристики (режущий материал, геометрия), мерительный инструмент, нормативное вспомогательное время по вспомогательным переходам на операции. Основное технологическое время рассчитывалось по режимам резания, определенным с использованием программ, реализующих математические модели [4, 5]. В качестве управляемых параметров приняты режимы обработки (скорость и глубина резания, подача), параметры инструмента.

Исходные данные для проектирования: характеристика материала заготовки (марка стали или сплава, предел прочности на растяжение или твердость), описание обработанных поверхностей детали (размеры, точность обработки, шероховатость).

Проектирование техпроцесса в САПРТП «ТОМСК» - это результат работы комплекса программ: базы знаний (БЗ), диалога с пользователем, дешифровки базы

данных (БД), заполнения информационной модели техпроцесса (ИМТП) и обратной связи с ИМТП обеспечивает технологическому пользователю разнообразный сервис: автоматизированное проектирование технологического процесса в диалоговом режиме, просмотр и выбор информации из БД в режиме меню, просмотр и редактирование информационной модели технологического процесса (ИМТП) в режиме ручного ввода, просмотр результатов проектирования на любом уровне, проектирование в режиме отладчика с просмотром промежуточных результатов. В автоматизированном режиме проектирования система предлагает технологическим значениям состава переходов на операции, марки оборудования, наименования станочной оснастки, типа режущего инструмента, марки инструментального материала, типа мерительного инструмента.

База данных в САПРТП «ТОМСК» представляет собой набор справочных таблиц по обрабатываемым материалам, оборудованию, оснастке, режущему и измерительному инструменту, по нормам времени, режимам резания, качествам точности, текстам операций, переходов и установов, и т.п., содержит исчерпывающие сведения по конструкторским параметрам режущего инструмента, паспортным данным оборудования, расчетным припускам и т.д. Таблица БД по своей форме идентична таблицам в нормативных технических документах: ГОСТах, справочниках и т.п.

Информационная модель техпроцесса (ИМТП) — по форме сложная древовидная матрица, состоящая из 85 вложенных таблиц и нескольких сотен переменных. Она содержит полную информацию о спроектированном техпроцессе. Матричная форма записи позволяет в любой момент проектирования иметь доступ ко всем объектам и параметрам техпроцесса, заменять, удалять, добавлять, просматривать, извлекать во внешние файлы любую информацию и т.д. Вложенность таблиц в структуре до 10. Структура таблицы в таблице позволяет размножать вложенную таблицу до нескольких десятков.

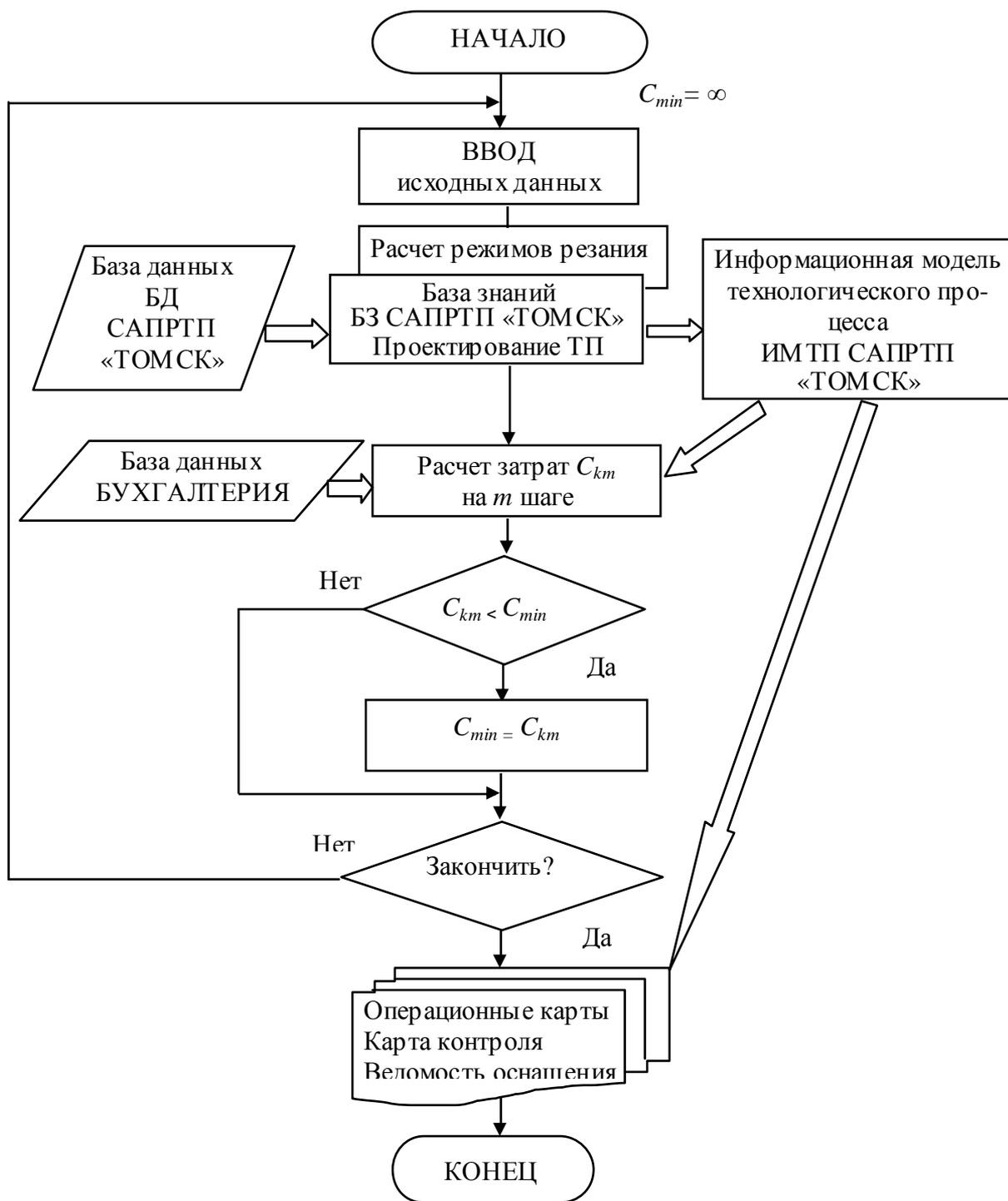


Рис. 1. Структурная схема процедуры проектирования технологического процесса

Результат проектирования: операционные карты техпроцесса, карта контроля, заполнение ведомости оснащения, ведение архивов ИМТП и файлов печати техпроцесса. САПРТП «ТОМСК» позволяет извлекать, систематизировать и накапливать технологическую информацию: состав режущего и мерительного инструмента на операцию и на техпроцесс механической обработки, перечень применяемого оборудова-

ования, трудоемкость выполняемых переходов и операций, состав штучного времени на операцию (основное и вспомогательное время), сводная трудоемкость по видам и сложности операций.

На основании рассчитанных в САПРТП «ТОМСК» значений основного t_o – основного и t_{um} – штучного времени для каждого конкурирующего варианта обработки выполняется расчет затрат C_k , при

этом используется база данных предприятия - БД БУХГАЛТЕРИЯ, из которой берутся значения балансовой стоимости оборудования, оснастки и режущего инструмента.

В ходе реализации технологического процесса механической обработки возможны отклонения от принятых при проектировании условий, которые приводят к отклонениям от проектных значений C_j . В качестве возмущающих параметров при этом чаще всего выступают: модель и инвентарный номер используемого станка (от которых зависит балансовая стоимость оборудования, занимаемая им площадь, затраты на ремонт оборудования), расход и стоимость инструмента. Таким образом составляющие себестоимости C_3, C_4, C_5, C_8 и, соответственно, значения C_i и C_k можно считать случайными функциями, для которых справедливо:

$$MC_i = \sum_{j=1}^m MC_{ij},$$

$$DC_i = \sum_{j=1}^m DC_{ij},$$

где MC_{ij}, MC_j – математические ожидания соответствующих затрат, а DC_{ij}, DC_j – их дисперсии.

Используя целевую функцию себестоимости обработки, выполняется перебор различных вариантов процесса механической обработки для очередного перехода формообразования заданной поверхности. Для каждого варианта определяется математическое ожидание и предельные отклонения значений целевой функции.

Сравнение между собой суммы затрат C_{km} (здесь m – порядковый номер конкурирующего варианта обработки) для рассматриваемых вариантов позволяет определить наиболее предпочтительный из них. Сравнение конкурирующих вариантов технологического процесса выполняется по квантилям 90% вероятности величин C_{km} .

Список литературы

1. Мухин В.С., Смыслов А.М., Боровский С.М. Модифицирование поверхности деталей ГТД по условиям эксплуатации. М.: Машиностроение, 1995, 256 с.

2. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. М.: Машиностроение, 1987, 208 с.

3. Закураев В.В., Шивырев А.А. Многокритериальная оптимизация и управление механической обработкой на токарных станках с ЧПУ // Вестник машиностроения. 2001. № 4. С. 44-49.

4. Старков В.К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. М.: Машиностроение, 1989. 296 с.

5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. 496 с.

6. Скуратов Д.Л. Разработка математической модели для определения рациональных условий обработки на операциях чистового точения и растачивания при изготовлении деталей авиакосмической техники // РК техника. Сер. XII. Расчет, проектирование, конструирование и испытания космических систем: Науч.-техн. сб. Самара, 2001. Вып. 1. С. 182-193.

7. Скуратов Д.Л. Разработка математической модели для определения рациональных условий обработки на операциях круглого шлифования при изготовлении деталей авиационной техники // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Сер. Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Самара, 2001. Вып. 5. Ч. 2. С. 115-130.

THE MODEL OF STRUCTURALLY-PARAMETRICAL OPTIMIZATION OF THE TECHNOLOGICAL PROCESS OF MECHANICAL TREATMENT DURING THE STAGE OF DESIGNING

© 2006 D.L. Scuratov, S.Y. Sidorov

Samara State Aerospace University

The model of structurally-parametrical optimization of the process of mechanical treatment of components during the stage of designing the technological process is proposed. As a main criterion, the summary expenditures of production are assumed. The salvation of a problem are determined values of guided parameters, depended on the determined initial conditions and static characteristics of casual parameters.

СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ «ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ» БАНДАЖНОЙ ПОЛКИ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ВД ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ТВД

© 2006 Ю.Г. Горелов, В.Ф. Казуров, Н.И. Михайлов

ОАО НПО «Сатурн», г. Рыбинск, ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, г. Самара

Значительные потребные расходы воздуха связанные с необходимостью обеспечения допустимых температур бандажных полок, заставляют разработчиков турбин подойти к проблеме обеспечения требуемой эффективности охлаждения этих элементов турбин, как к чрезвычайно актуальной, острой проблеме. Цена решения данной проблемы для полок выше, чем для пера лопаток, так, при увеличении температуры газа перед турбиной на 50° дополнительные затраты на охлаждение пера рабочей лопатки ВД должны составить 0,7%, а на охлаждение полки – 1,1% .

Исследуемые в [1] антивибрационные бандажные полки НК-321, имели конструкцию отличную от конструкции газодинамических полок НК-93, конструкция этого элемента лопатки включала три гребешка с «платиками». Большая площадь и объем полки, позволяли размещать в ней более сложные каналы внутрискребочного охлаждения.

В представленной работе изучению проблемы охлаждения газодинамической бандажной полки посвящены исследования различных способов конвективного и заградительного охлаждения газодинамической полки НК-93, полки спроектированной с минимальным объемом, выбранным из условий прочности, даны рекомендации по оптимизации системы охлаждения полки.

Проведенные ранее исследования [2] показали, что струйное натекание на полку сверху более эффективно и экономично, чем способ предложенный в [3, 4], в основе которого - организация воздушной завесы на внутренней поверхности бандажа. С целью увеличения эффективности способа струйного натекания на полку сверху в представленной работе исследовался способ струйного подвода под большим перепадом давления через специальные сопла в перфорированной пластине рис. 1. В работе представлены результаты сравнительного исследования двух схем подвода охлаждающего воздуха – струйного подвода под большим перепадом давления и исходного варианта с подводом через отверстия в сегментах. Сравнительное термометрирование бандажных полок с двумя этими способами охлаждения проводилось датчиками ИМТК на полномасштабном двигателе НК-93. Охлаждающий воздух в количестве 2,2% подавался из-за компрессора ВД через перфориро-

ванную пластину и соосные отверстия в сегментах под перепадом давления ($\pi = P_{ВХ}/P_{ВЫХ} = 1,73$) на бандажные полки. В исходном варианте охлаждающий воздух в количестве 1,9% подавался через отверстия в сегментах $\varnothing 1,7 - 96$ отв. и $\varnothing 2,5 - 48$ отв. и через щели между сегментами на бандажные полки рабочих лопаток 1 ступени ($\pi = P_{ВХ}/P_{ВЫХ} = 1,125$). Кроме того, в исходном варианте из верхних коробок соплового аппарата 1 ступени через отверстия выпускался воздух в количестве 0,75% для охлаждения свесов верхних полок 1 с.а., сегментов и бандажных полок 1 р.к.

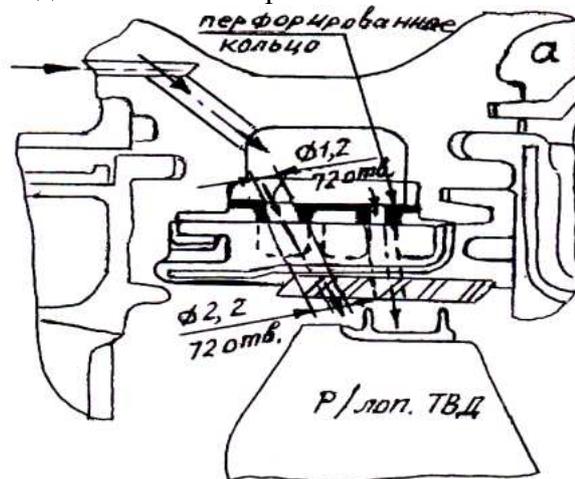


Рис. 1. Схема охлаждения бандажных полок струями с высокой кинетической энергией

При сравнительном испытании датчики ИМТК устанавливались на бандажные полки со стороны газового тракта, по одному датчику со стороны спинки и со стороны корытца рис. 2.

В результате исследования получены следующие осредненные эффективности охлаждения бандажных полок с системой струйного охлаждения полок через инжекционные сопла при большом перепаде дав-

лений - $\theta_{\delta/n}=0,25$; с исходной системой подвода воздуха через отверстия в сегментах $\varnothing 1,7$ и $\varnothing 2,5$ - $\theta_{\delta/n}=0,115$.

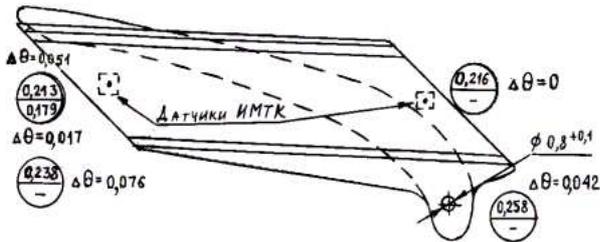


Рис. 2. Эффективность охлаждения полки по варианту 5 по сравнению с исходным вариантом (осреднение по трем лопаткам)

Таким образом, система подачи дискретными струями с высокой кинетической энергией позволяет получить более высокую эффективность охлаждения по сравнению со штатной системой подвода через отверстия в сегментах. Разница в эффективностях охлаждения приведенных выше систем составляет $\Delta\theta_{\delta/n} = \theta_{\delta/n\text{ струйн}} - \theta_{\delta/n\text{ исх}} = 0,135$. Это эквивалентно снижению температуры полки на взлетном режиме ~ на 80° по сравнению с исходным вариантом охлаждения.

Традиционный для двигателей СНТК им. Н.Д. Кузнецова способ струйного охлаждения бандажных полки сверху (для НК-93 - через перфорированную пластину) позволяет обеспечивать требуемое тепловое состояние полки до T_{Γ}^* равной 1620...1630К при расходах воздуха на охлаждение полки 2,2...2,3%. По результатам анализа испытаний НК-93 и данным [1] способ струйного охлаждения сверху при $T_{\Gamma}^*=1680...1700\text{К}$ потребует увеличения расхода воздуха на охлаждение полки до 3...3,1%.

С целью поиска более экономичных средств обеспечения уровня $T_{\Gamma}^* \approx 1680\text{К}$ было исследовано комбинированное охлаждение: способ струйного натекания воздуха на

полку сверху в количестве 2,2% в сочетании с одним из дополнительных вариантов охлаждения.

Вариант 1 – исходный вариант со струйной подачей сверху на бандажную полку через инжекционные сопла.

Вариант 2 – с увеличенным диаметром передних противопылевых отверстий с $\varnothing 0,6^{+0,1}$ мм до $\varnothing 0,8^{+0,1}$ мм на рабочей лопатке №1 и до $\varnothing 1,0^{+0,1}$ мм на рабочих лопатках №2 и №3 рис. 3.

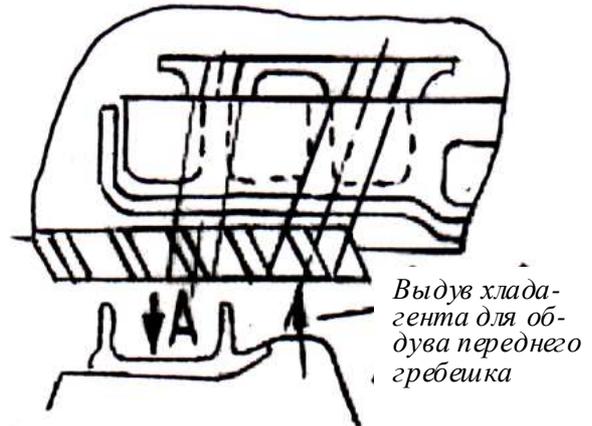


Рис. 3. Вариант заградительного охлаждения переднего гребешка

Вариант 3 – с перфорацией на корытце в подположном сечении (6 отв. $\varnothing 0,6^{+0,1}$ мм) с увеличенным до $\varnothing 0,8^{+0,1}$ мм диаметром передних противопылевых отверстий рис. 4.

Вариант 4 – с выпуском охлаждающего воздуха через 6 отверстий $\varnothing 0,6^{+0,1}$ мм в верхний торец с увеличенным до $\varnothing 0,8^{+0,1}$ мм диаметром передних противопылевых отверстий (рис. 4).

Вариант 5 – с конвективным охлаждением бандажной полки рабочей лопатки турбины ВД с выпуском воздуха из внутренней полости лопатки под фольгу через 6

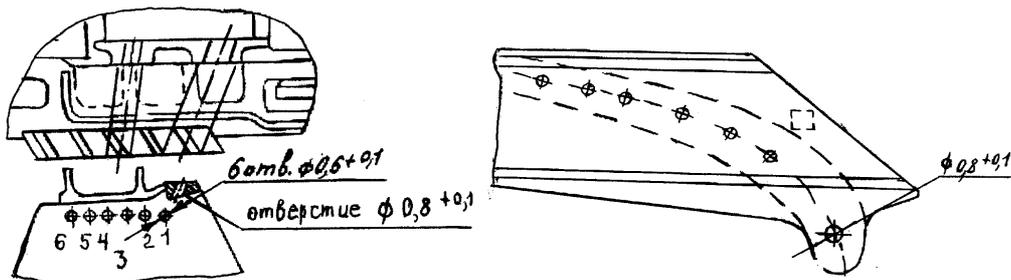


Рис. 4. Варианты охлаждения бандажной полки с выпуском хладагента: через отверстия в подположном сечении на корытце; с выпуском в верхний торец

отв. $\varnothing 0,6^{+0,1}$ с увеличенным до $\varnothing 0,8^{+0,1}$ мм диаметром передних противопылевых отверстий рис. 5.

Вариант 6 – с перфорацией на корытце из передней вихревой матрицы и из гладкого канала, с увеличенным до $\varnothing 0,8^{+0,1}$ мм диаметром передних противопылевых отверстий (исследованный в [1] с целью форсирования эффективности охлаждения пера, в данном случае – полки).

Наибольшие трудности вызывает охлаждение корытного свеса и корытного гребешка бандажных полок, поскольку, как показали результаты стендовых испытаний НК-93, наибольшие повреждения по результатам испытаний получала корытная часть бандажных полок. Поэтому представленные в данной работе варианты охлаждения были направлены в основном на снижение ее температуры. Сравнительное термометрирование бандажных полок с перечисленными способами охлаждения проводилось на однокаскадном газогенераторе НК-93 на режиме $T_{Г}^* = 1523\text{K}$; $T_{К}^* = 696\text{K}$; $n_{ВД} = 15122 \text{ мин}^{-1}$.

В результате расчетов расходов воздуха установлено:

- по сравнению исходным $G_{\text{охл.исх.}} = 1,77\%$ расход охлаждающего воздуха увеличился в варианте 2 (с увеличенным диаметром передних противопылевых отверстий) - на $0,02\%$, $G_{\text{охл.2 вар.}} = 1,8\%$; в варианте 3 (с перфорацией на корытце в подполочном поперечном сечении и с увеличенным диаметром передних противопылевых отверстий) - на $0,18\%$, $G_{\text{охл.2 вар.}} = 1,95\%$; в варианте 4 (с выпуском воздуха через 6 отверстий в верхний торец лопаток и с увеличенным диаметром передних противопылевых отверстий) - на $0,21\%$, $G_{\text{охл.}} = 1,98\%$; в варианте 5 (с конвективным охлаждением бандажной полки и с увеличенным диаметром передних противопылевых отверстий) - $0,15\%$, $G_{\text{охл.2 вар.}} = 1,92\%$; в варианте 6 (с перфорацией на корытце из передней вихревой матрицы и из гладкого канала, с увеличенным диаметром передних противопылевых отверстий) - на $0,35\%$, $G_{\text{охл.2 вар.}} = 2,12\%$.

По результатам расчета эффективность охлаждения «газодинамических»

бандажных полок рабочих лопаток турбины ВД НК-93:

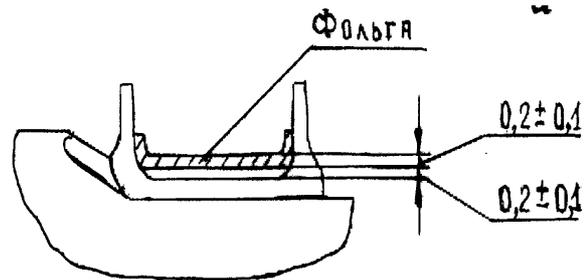


Рис. 5. Вариант с конвективным охлаждением бандажной полки (6 отв. в верхнем торце полки для выпуска воздуха согласно рис. 5)

1. При подаче охлаждающего воздуха к бандажной полке по исходному варианту 1 составляет $0,162$ со стороны корытца и $0,216$ со стороны спинки, средняя по спинке и корытцу – $0,189$ при расходе охлаждающего воздуха $1,77\%$.

2. При охлаждении полок по варианту 2 эффективность охлаждения корытного свеса полки выше, чем в исходном варианте на $\Delta\theta_{\text{кор.}} = 0,05$. Увеличение диаметра противопылевых отверстий до $\varnothing 1^{+0,1}$ не привело к заметному изменению эффективности охлаждения спинного свеса полок. Повышение эффективности охлаждения корытного свеса на $\Delta\theta_{\text{кор.}} = 0,05$ эквивалентно снижению его температуры на $\Delta t_{\text{кор.}} = 34^\circ$. Расход охлаждающего воздуха при этом составил $\bar{G}_{\text{охл.}} = 1,8\%$.

3. При охлаждении полок по варианту 3 эффективность охлаждения полки составляет с корытца – $0,21$, со спинки – $0,233$, средняя эффективность охлаждения полки по спинке и корытцу – $0,222$ при расходе воздуха $\bar{G}_{\text{охл.}} = 1,95\%$. Повышение эффективности охлаждения корытного свеса на $\Delta\theta = 0,048$ и спинного – на $\Delta\theta = 0,017$ эквивалентно снижению температуры – на $\Delta t = 34^\circ$ и $\Delta t = 12^\circ$. Как показали эксперименты увеличение диаметра последнего шестого отверстия от входной кромки до $0,7 \dots 0,8 \text{ мм}$ позволяет увеличить эффективность охлаждения корытного свеса до $\theta_{\text{кор.}} = 0,238$, спинного свеса – до $\theta_{\text{сп.}} = 0,216$, что позволило увеличить $\theta_{\text{кор.}}$ на $0,076$ при незначительном увеличении $\bar{G}_{\text{охл.}}$ на $\Delta \bar{G} = 0,18\%$, что эквивалентно снижению температуры

корытного свеса на $\Delta t=54^\circ$. Увеличение диаметра добавочного противопылевого отверстия с торца бандажной полки до 0,7...0,8 мм приводит к увеличению эффективности охлаждения спинного свеса на $\Delta\theta=0,052$ и снижению его температуры на $\Delta t=37^\circ$.

4. При охлаждении бандажных полок по варианту 4 с выпуском охладителя через отверстия в торце бандажных полок эффективность охлаждения полок составляет со стороны корытца - $\theta_{кор.}=0,221$, со стороны спинки - $\theta_{сп.}=0,21$, что эквивалентно увеличению эффективности охлаждения корытного свеса на $\Delta\theta=0,059$ и снижению его температуры на $\Delta t=42^\circ$ при увеличении $\bar{G}_{охл}$ на 0,21%. При этом эффективность охлаждения спинного свеса практически не изменилась.

5. При охлаждении бандажных полок по варианту 5 (конвективное охлаждение) в случае, когда закрыты 2-е и 3-е отверстия от входной кромки рис. 5 эффективность охлаждения полок составляет со стороны корытца - $\theta_{кор.}=0,196$, со стороны спинки - $\theta_{сп.}=0,216$. Такой способ охлаждения приводит к увеличению θ корытного свеса на $\Delta\theta=0,034$ или снижению его температуры на $\Delta t=24^\circ$ при увеличении расхода охлаждающего воздуха на $\Delta\bar{G}=0,09\%$. В случае раскрытия всех шести отверстий согласно рис. 77, 78 эффективность охлаждения корытного свеса составляет $\theta_{кор.}=0,238$, спинного - $\theta_{сп.}=0,258$ при увеличении $\bar{G}_{охл}$ на $\Delta\bar{G}=0,15\%$. По сравнению с исходным вариантом эффективность охлаждения корытного свеса увеличилась на $\Delta\theta_{кор.}=0,076$, спинного свеса - на $\Delta\theta=0,042$. Это эквивалентно снижению температуры корытного свеса на $\Delta t=54^\circ$, спинного свеса - на $\Delta t=29^\circ$.

По результатам исследований установлено, что наиболее эффективным способом охлаждения бандажных полок является конвективное внутрискрипное охлаждение и охлаждение с помощью отверстий перфорации на корытце в подполочном сечении при $\Delta\bar{G}$ всего 0,15% и 0,18%, соответственно, температура полки снижается с корытца на 54° в обоих способах, со спинки - на 29° и 12° , соответственно для двух способов. Как показали

предварительные оценки, аналогичный результат при применении, например традиционного способа (вариант 1) может быть получен лишь при дополнительных затратах воздуха в 1...1,5% (относительно исходного расхода 2...2,2% полученного с инжекционными соплами на НК-93). Высокая эффективность внутрискрипного конвективного охлаждения и охлаждения с помощью отверстий в подполочном сечении обуславливает интерес к этому способу, как к средству обеспечения работоспособности бандажных полок высокотемпературных двигателей НК-93 и НК-44 с минимальными затратами (увеличение $\Delta\theta$ на 0,1 - повышает допустимую $T_{Г^*}$ на 4%). Успешное внедрение способа конвективного внутрискрипного охлаждения возможно при решении технологических проблем запыления каналов в эксплуатации, внедрение способа охлаждения с помощью отверстий перфорации на корытце в подполочном сечении - после прочностных испытаний в модельных условиях.

Наиболее простым в технологии изготовления является вариант дополнительного охлаждения с выпуском охладителя в верхний торец при сравнительно неплохих результатах повышения эффективности охлаждения корытного свеса бандажных полок по сравнению с исходным вариантом - на $\Delta\theta_{кор.}=0,059$ и практически неизменной эффективности охлаждения спинного свеса. В настоящее время данный вариант внедрен на рабочих лопатках турбины ВД - НК-93, что позволяет успешно проводить стендовые испытания двигателей НК-93 при $T_{Г^*}\approx 1620...1630\text{K}$ и эксплуатировать двигатель НК-38СТ с «газодинамической» бандажной полкой в течение межремонтного ресурса

Список литературы

1. Ю.Г. Горелов, И.С. Копылов, А.С. Матвеев. Комбинированный способ охлаждения бандажных полок рабочих лопаток высокотемпературных турбин // Изв. вузов. Авиационная техника. 1999. №2. С. 37-40.
2. Ю.Г. Горелов, И.С. Копылов, А.С. Матвеев, Д.А. Якушков. Результаты исследования эффективности струйного охлаждения бандажных полок рабочих лопаток высокотемпературных турбин // Изв. вузов. Авиационная техника. 1998. №2. С. 99-102.
3. Богомоллов Е. Н. Исследование эффективности струйной завесы бандажных полок

рабочих лопаток газовой турбины // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов/ КАИ. Казань, 1985. с. 34-41.

4. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей / В.И. Локай, М. Н. Бодунов, В. В. Жуйков, А. В. Щукин. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.

THE COOLING MEANINGS FOR "GASODYNAMIC" BENDING SHROUD OF WORKING BLADE FOR A HP TURBINE FROM TURBOFAN ENGINE WITH HIGH GAS TEMPERATURE

© 2006 Y.G Gorelov, V.F. Kazurov, N.I. Mihailov

JSC "NPO SATURN", Rybinsk, JSC "SNTK named after N.D. Kuznetsov", Samara

The cooling meanings for "gasodynamic" bending shroud of working blade for a HP turbine are considered. Its analysis is made from the view point of cooling efficiency and adaptability to manufacture.

ИМПУЛЬСНЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕДОРАСШИРЕННЫХ ДВУХФАЗНЫХ СТРУЙ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

© 2006 А.Н. Первышин, Е.А. Буланова

Самарский государственный аэрокосмический университет

Разработана математическая модель одномерного движения частиц в потоке продуктов сгорания газогенератора сверхзвуковых струй (ГСС). Получены зависимости импульсных и энергетических характеристик недорасширенной сверхзвуковой двухфазной струи от параметров ГСС и частиц. Проведено исследование влияния параметров на оптимум кинетической энергии частиц.

В настоящее время широко применяются такие струйные технологии, как нанесение покрытий сверхзвуковой струей продуктов сгорания, струйно-абразивная обработка и резка материалов [1]. Эффективность таких процессов зависит как от импульсных так и энергетических характеристик твердых частиц, транспортируемых газовым потоком продуктов сгорания. Поэтому расчетная оценка скорости (импульса, кинетической энергии) на всех этапах разработки струйных технологий способствует поиску оптимальных решений.

Рассмотрим поток сферических частиц, движущийся со скоростью w_i в потоке продуктов сгорания, скорость которого w_α . Известны параметры частиц: диаметр d_i , плотность вещества ρ_i , расход \dot{m}_i , также известны все термодинамические параметры потока продуктов сгорания: вязкость η_α , давление p_α , температура T_α , плотность ρ_α , расход \dot{m}_α . В результате взаимодействия частиц с газовым потоком происходит обмен импульсом и соответствующее изменение скоростей. Уравнение движения частиц можно записать, используя закон сохранения импульса и второй закон Ньютона

$$\dot{m}_\alpha \cdot \vec{w}_\alpha + \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \cdot \vec{w}_i = Const$$

$$\vec{P}_i = m_i \cdot \frac{d\vec{w}_i}{d\tau}, \quad (1)$$

где \vec{P}_i - сила действующая на частицы со стороны потока продуктов сгорания.

В дальнейшем при рассмотрении воздействия газового потока на частицы будем учитывать лишь аэродинамическую силу, т.к. действие остальных сил пренебрежимо мало. Величина аэродинамической силы оп-

ределяется скоростью частицы относительно потока продуктов сгорания [2]:

$$\vec{P} = \frac{1}{2} \cdot c_i \cdot f_m \cdot \rho_\alpha \cdot (\vec{w}_\alpha - \vec{w}_i) \cdot |\vec{w}_\alpha - \vec{w}_i|, \quad (2)$$

где f_m - площадь поперечного сечения частицы, $c_i = f(\text{Re}_{\text{омн}})$ - коэффициент сопротивления частицы, являющийся функцией числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{|\vec{w}_\alpha - \vec{w}_i| \cdot d_i \cdot \rho_\alpha}{\eta_\alpha}.$$

Из результатов многочисленных экспериментов со сферическими частицами, в соответствии со значениями коэффициента сопротивления, выделим три диапазона значений числа Рейнольдса [3]:

- 1) $\text{Re} \geq 500$, где $c_i \approx 0,44$;
- 2) промежуточный диапазон: $0,2 \leq \text{Re} \leq 500$;
- 3) $\text{Re} \leq 0,2$, $c_i = \frac{24}{\text{Re}}$ - закон Стокса.

Модифицируя закон Стокса, запишем коэффициент сопротивления в форме, пригодной для всех диапазонов числа Рейнольдса

$$c_i = \frac{\Psi_i}{\text{Re}^{n_i}}$$

В этой форме экспериментальные данные [3] для «мелких» частиц с $\text{Re} \leq 300$ хорошо описываются при $n_i = 1$, а $\Psi = f(\text{Re})$, а для частиц с Re от 30 до 1000 с достаточной точностью можно считать $n = \frac{1}{2}$,

$$\Psi = 13, \text{ т.е. } c_i = \frac{\Psi_i}{\sqrt{\text{Re}}}. \quad (3)$$

Диапазон «средних» частиц наиболее распространен в струйных технологиях, поэтому в дальнейшем будем использовать коэффициент сопротивления в форме (3).

Рассмотрим одномерную модель движения частиц в газовом потоке, считая, что все частицы имеют одинаковый диаметр, а «загромождением» потока продуктов сгорания дисперсной фазой можно пренебречь, т.к. $\rho_i \gg \rho_\alpha$. При прохождении некоторого пути dx частицей происходит изменение

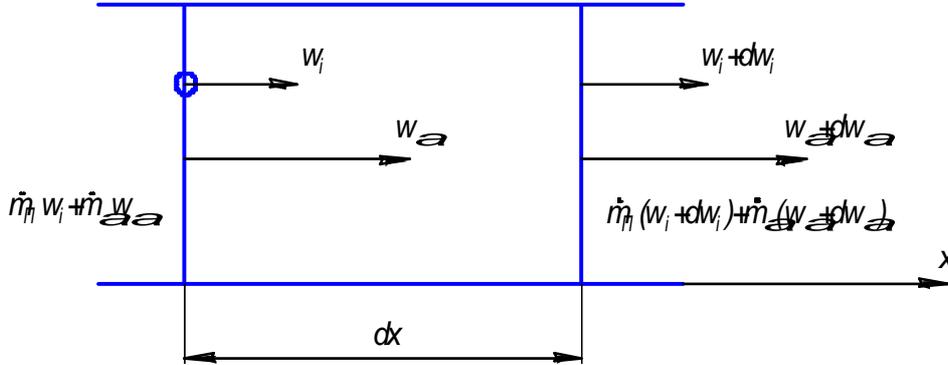


Рис.1. Схема одномерного движения частиц в потоке продуктов сгорания

Или в интегральной форме

$$\int_{w_{\alpha 0}}^{w_\alpha} dw_\alpha = -\gamma \int_{w_{i0}}^{w_i} dw_i ;$$

$$w_\alpha = w_{\alpha 0} - \gamma(w_i - w_{i0}), \quad (4)$$

где индексом «0» обозначены начальные параметры рабочих тел.

Сопоставляя (1) и (2), с учетом (3) и (4), получим дифференциальное уравнение движения частицы:

$$\frac{dw_i}{d\tau} = A_1 [w_{\alpha 0} - \gamma \cdot (w_i - w_{i0}) - w_i]^{1.5}, \quad (5)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{\xi_1}{d_i^{1.5}}; \xi_1 = \frac{3}{4} \cdot \frac{\psi \cdot \eta_\alpha^{0.5} \cdot \rho_\alpha^{0.5}}{\rho_i}.$$

Обозначим $w_{\alpha 0} + \gamma \cdot w_{i0} = K$, тогда

$$\frac{dw_i}{d\tau} = A_1 \cdot [K - w_i \cdot (\gamma + 1)]^{1.5} \quad (6)$$

Перепишем (6) в интегральной форме

$$\int_{w_{i1}}^{w_{i2}} \frac{dw_i}{[K - w_i \cdot (\gamma + 1)]^{1.5}} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} A_1 d\tau.$$

После проведения ряда и преобразований получим аналитическую зависимость скорости частицы от времени взаимодействия

$$w_{i2} = \frac{K}{\gamma + 1} - \frac{4B^2}{(\gamma + 1) \cdot [A_1 \cdot B \cdot \Delta\tau \cdot (\gamma + 1) + 2]^2}, \quad (7)$$

$$\text{где } B = \sqrt{K - w_{i0} \cdot (\gamma + 1)}.$$

импульса частицы и импульса газового потока.

$$\frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_\alpha} = -\frac{dw_\alpha}{dw_i} = \gamma,$$

где γ - так называемый коэффициент запыленности, равный отношению расходов потоков частиц и продуктов сгорания (рис.1).

Часто расчет движения частиц нужно вести с момента их ввода в поток продуктов сгорания, т.е. $w_{i1} = w_{i0}$, причем, т.к. $w_{\alpha 0} \gg w_{i0}$, в большинстве случаев можно считать, что $w_{i0} = 0$. Тогда (7) упрощается

$$w_i = \frac{dx_i}{d\tau} = \frac{w_{\alpha 0}}{\gamma + 1} - \frac{4w_{\alpha 0}}{(\gamma + 1)[A_1 \tau (\gamma + 1) \sqrt{w_{\alpha 0}} + 2]^2}. \quad (8)$$

Интегрируя (8) можно определить положение частицы в зависимости от времени

$$x = \frac{K\tau}{1 + \gamma} - \frac{2B^2\tau}{(1 + \gamma)[A_1(1 + \gamma)B\tau + 2]}. \quad (9)$$

Сопоставление (8) и (9) позволяет получить в явном виде зависимость скорости частицы от координаты

$$w_i = \frac{1}{\gamma + 1} \left\{ w_{\alpha 0} - \frac{4w_{\alpha 0}}{A_1(\gamma + 1) \left[(\gamma + 1)x + \sqrt{(\gamma + 1)^2 x^2 + \frac{8x\sqrt{w_{\alpha 0}}}{A_1}} \right] + 4\sqrt{w_{\alpha 0}}} \right\}^2 \quad (10)$$

Сопоставление (10) и (4) позволяет найти и скорость продуктов сгорания в зависимости от координаты:

$$w_\alpha = \frac{1}{\gamma + 1} \left\{ w_{\alpha 0} + \gamma \cdot \frac{4w_{\alpha 0}}{A_1(\gamma + 1) \left[(\gamma + 1)x + \sqrt{(\gamma + 1)^2 x^2 + \frac{8x\sqrt{w_{\alpha 0}}}{A_1}} \right] + 4\sqrt{w_{\alpha 0}}} \right\}^2 \quad (11)$$

Предложенные уравнения определяют зависимость скорости потока частиц w_i от параметров активного потока, а именно, его скорости в месте ввода частиц $w_{\alpha 0}$, его вязкости η_α и плотности ρ_α ; от параметров дисперсной среды: диаметра частиц d_i и плотности материала частиц ρ_i ; от коэффициента, связывающего расход дисперсной среды и расход активного потока γ ; от конструктивного параметра l – длины разгонного участка:

$$w_i = f(w_{\alpha 0}, \eta_\alpha, \rho_\alpha, \gamma, d_i, \rho_i, l). \quad (12)$$

Импульс M_i и кинетическая энергия E_i потока частиц плюс ко всему зависят от массовой характеристики дисперсной среды – расхода \dot{m}_n :

$$M_i, E_i = f(w_{\alpha 0}, \eta_\alpha, \rho_\alpha, \gamma, d_i, \rho_i, l, \dot{m}_n). \quad (13)$$

В ряде струйных технологий поток продуктов сгорания организуется генератором сверхзвуковых струй (ГСС) ракетного типа. Ввод частиц производится в минимальном сечении сопла, где реализуется звуковая скорость потока, с последующим разгоном частиц в свободной недорасширенной струе продуктов сгорания (рис.2).

$$w_i = f(\alpha, p_K, K_{мст}, \gamma, d_i, \rho_i, l), \quad (14)$$

$$M_i, E_i = f(\alpha, p_K, K_{мст}, \gamma, d_i, \rho_i, l, \dot{m}_n). \quad (15)$$

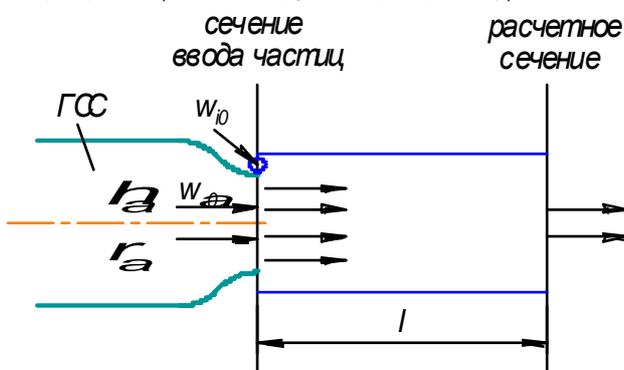


Рис.2. Схема ввода частиц в поток продуктов сгорания

В этих выражениях отражается влияние режимных параметров ГСС (коэффициента избытка окислителя α , давления в камере сгорания p_K), и системы подачи частиц \dot{m}_n , вида топлива $K_{мст}$ и физико-механических свойств дисперсной фазы (d_i, ρ_i), а также конструктивного параметра l .

При расчете конкретных установок, работающих на этом принципе, выбор длины разгонного участка определен конструктивным решением. С увеличением длины разгонного участка возрастает скорость, им-

пульс и кинетическая энергия частиц, при одновременном торможении потока продуктов сгорания (рис. 3).

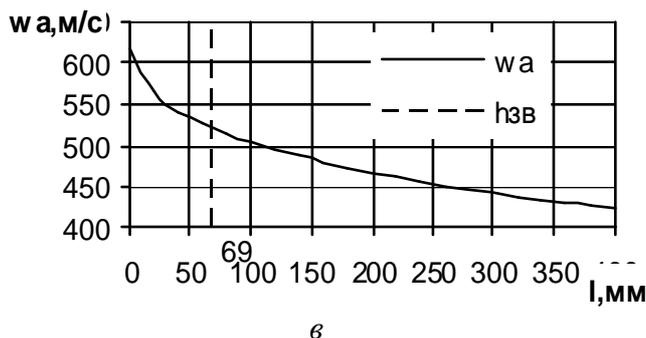
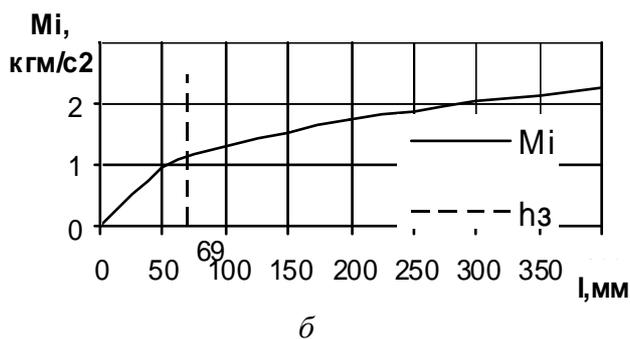
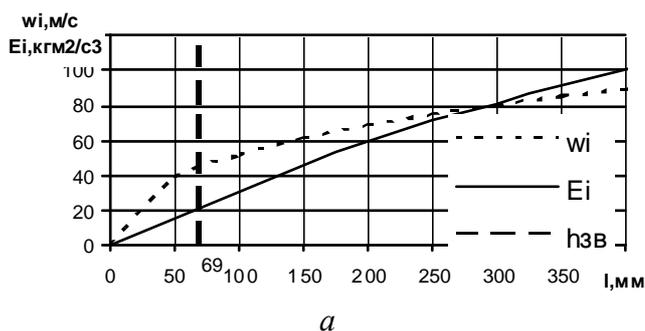


Рис.3. Зависимость скорости и кинетической энергии частиц (а), импульса частиц (б) и скорости продуктов сгорания (в) от длины разгонного участка l .

Расчет выполнен для топлива пропан-воздух при $\alpha = 1,5$; $p_K = 3,5$ атм. Параметры дисперсной среды: $\dot{m}_n = 25$ г/с; $w_{i0} = 0$; $\rho_i = 2300$ кг/м³; $d_i = 0,6$ мм; $\gamma = 2,2$.

В расчетах не учитывалась волновая структура струи и ее тепло- массообмен с окружающей средой. На значительных расстояниях эти эффекты могут привести даже к торможению дисперсной фазы. Поэтому при оценке сравнительных возможностей активного потока по разгону дисперсной фазы необходимо длину разгонного блока ограничить размерами каких-либо характерных участков струи, связанных с параметрами этого потока. В этом смысле наиболее представительным, на наш взгляд, является звуковой участок струи, картина течения на ко-

тором при отсутствии дисперсной фазы достаточно хорошо изучена.

Длина звукового участка определяется степенью недорасширения активного потока

$n_a = \frac{p_K}{p_H} \cdot \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$, где n - показатель энтропии и диаметром минимального сечения сопла $d_{кр}$ [4]:

$$h_{зв} = d_{кр} \cdot (4,4 \cdot n_a + 3) \cdot e^{0,11n_a}. \quad (16)$$

Изменение коэффициента избытка окислителя приводит к изменению скорости потока продуктов сгорания $w_{\alpha 0}$, но при постоянном диаметре минимального сечения сопла и постоянном расходе топлива \dot{m}_α изменяется также p_K ; n_a , а значит и $h_{зв}$ (16). Для этих условий при ограничении участка разгона «звуковым» максимальное значение всех параметров эффективности достигается при $\alpha = 1,0$ (рис.4).

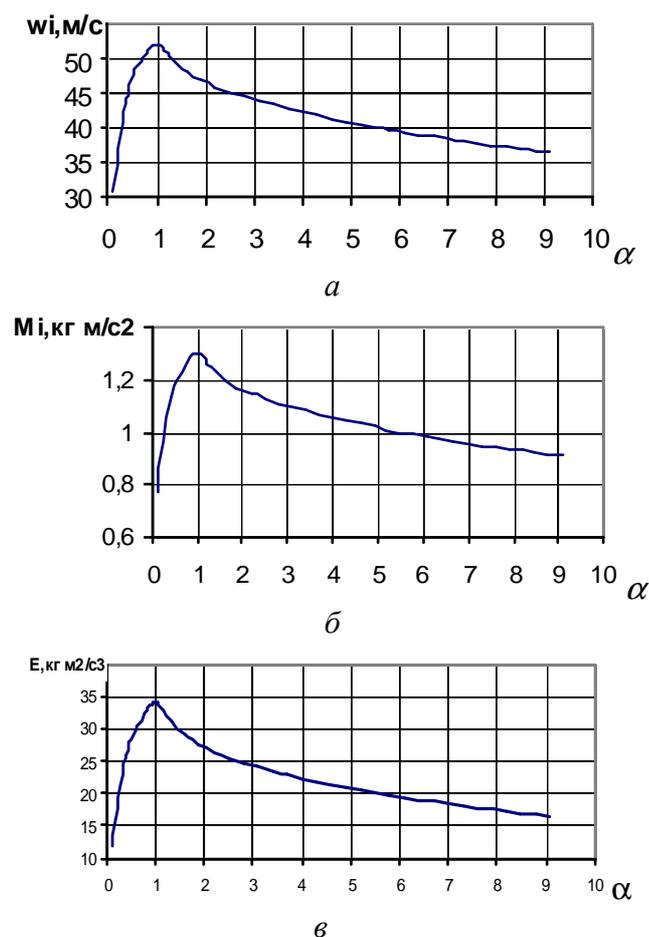


Рис.4. Зависимость скорости (а), импульса (б) и кинетической энергии (в) частиц SiO_2 от коэффициента избытка воздуха α

В устройствах для струйных технологий распространено использование «бедных» смесей ($\alpha > 1,0$) из экономических соображений и обеспечения надежности горения и теплового состояния конструкции. Поэтому все последующие расчеты ведутся для $\alpha = 1,5$.

Коэффициент запыленности γ при постоянном \dot{m}_α определяет величину \dot{m}_n . Причем при $\gamma = 0$ решение для потока частиц (10) соответствует решению одиночной частицы [5].

С ростом γ скорость частиц w_i уменьшается, а импульс растет (рис. 5). Это приводит к появлению максимума энергии дисперсной среды при некотором коэффициенте запыленности γ_{opt} .

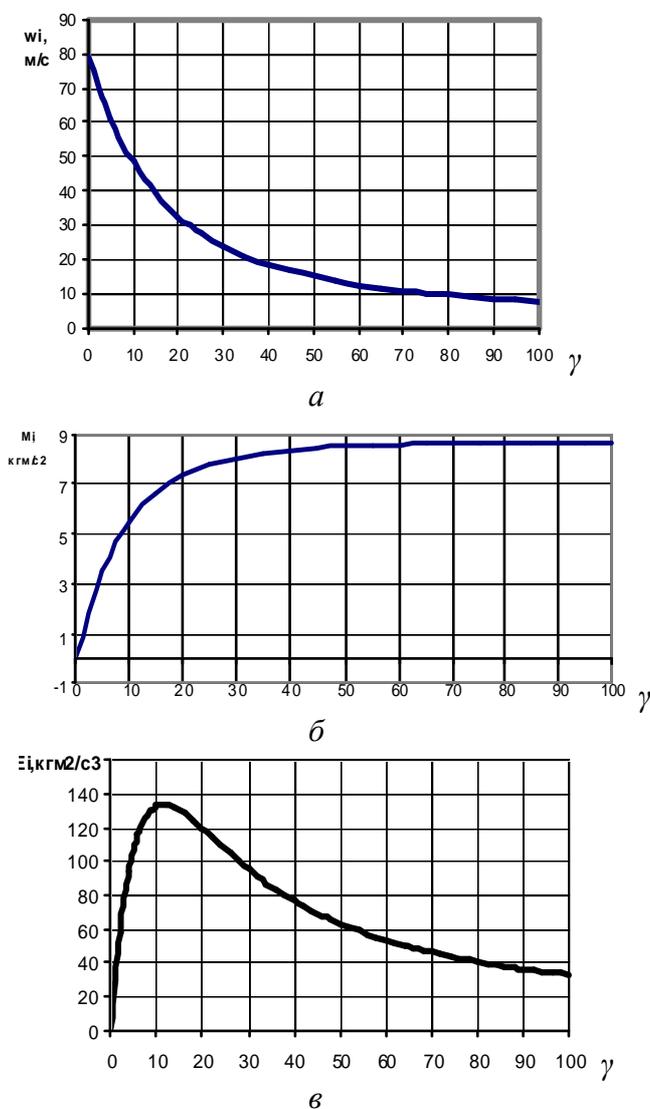


Рис.5. Зависимость скорости (а), импульса (б) и кинетической энергии (в) частиц SiO_2 от коэффициента запыленности γ

Величина γ_{opt} не зависит от α в диапазоне 0,5...1,5 (рис. 6). Но с ростом p_k коэффициент γ_{opt} уменьшается при общем росте энергетике (рис. 7), а с ростом d_i коэффици-

ент γ_{opt} увеличивается при падении энергетике дисперсной среды (рис. 8).

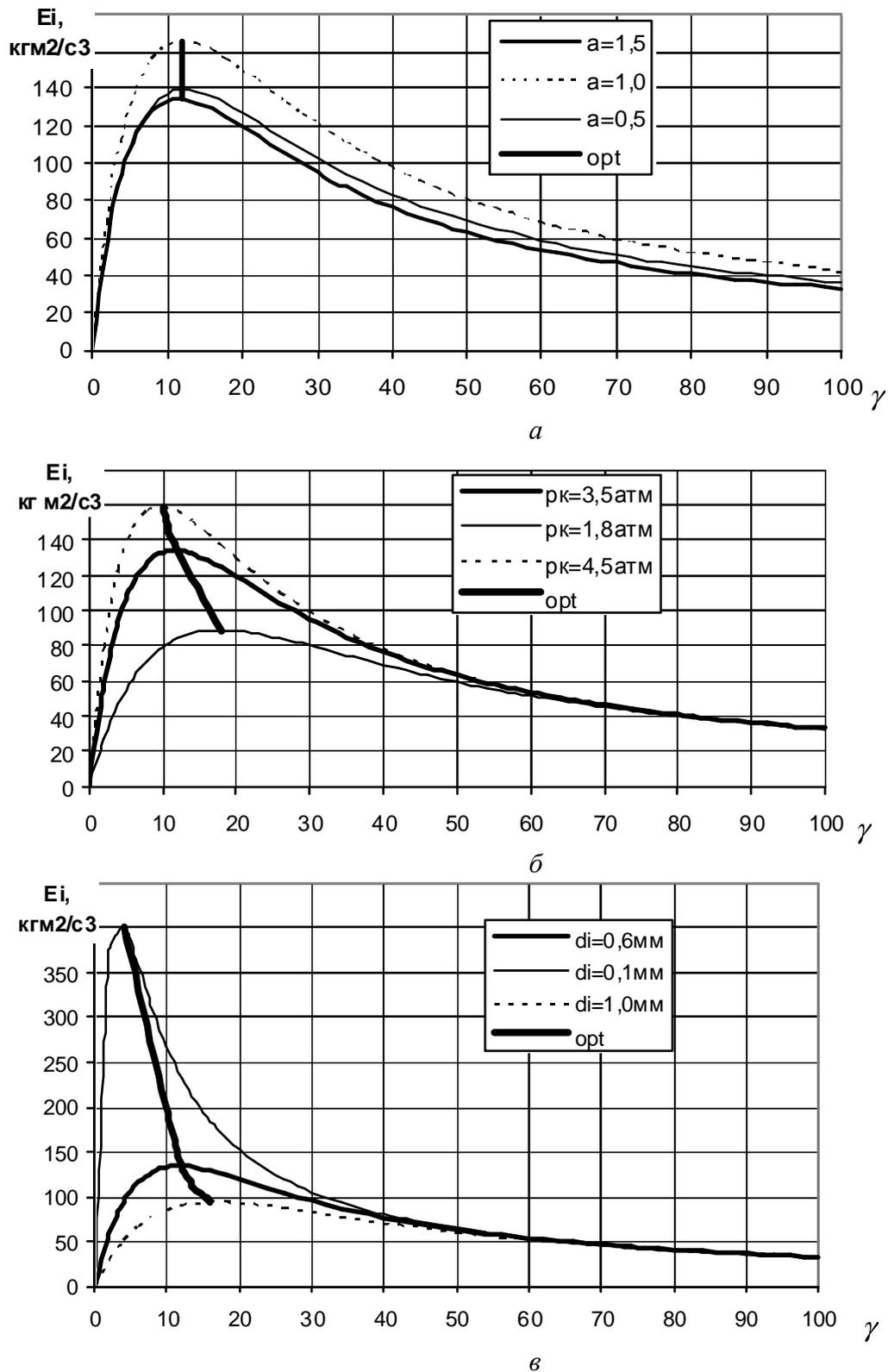


Рис. 8. Зависимость кинетической энергии импульса частиц SiO_2 от коэффициента запыленности γ при варьировании параметров α (а), p_k (б), d_i (в)

На основе полученных зависимостей разработана математическая модель движения твердых частиц в потоке продуктов сгорания. Данная модель может применяться для исследования влияния параметров потока и частиц на импульсные характеристики частиц.

Наличие оптимума коэффициента запыленности γ получило качественное подтверждение при испытаниях устройства для струйной абразивной обработки.

Список литературы

1. Проблемы и перспективы развития двигателестроения в поволжском регионе /Труды международной научно-технической конференции 17-18 сентября 1997г./ Первышин А.Н. Энергетика струйных технологий. Самара: СГАУ,1997.- Вып.1. – 4 с.

2. Венедиктов В.Д. Турбины и реактивные сопла на двухфазных потоках. М.: Машиностроение, 1969.- 195с.

3. Стернин Л.Е.,Шрайбер А.А. Многофазные течения газа с частицами. М.: Машиностроение,1994.-320с.

4. Анцупов А.В. Исследование параметров нерасчетной сверхзвуковой струи газа.// Журнал технической физики.1974.Т.44. – 372-379с.

5. Проблемы и перспективы развития двигателестроения в поволжском регионе /Труды международной научно-технической конференции 26-27 июня 2003г./ Жукова Л.Ю, Первышин А.Н., Ткаченко А.Ю. К вопросу о скорости движения твердой частицы в газовом потоке. Самара: СГАУ,2003.- Вып.2. – 2с.

IMPULSE & ENERGETIC CHARACTERISTICS OF INSUFFICIENTLY EXPANDED TWO-PHASE COMBUSTION-GAS STREAM

© 2006 A.N. Pervishin, E.A. Bulanova

Samara State Aerospace University

Mathematical model of a one-measuring motion of particles in combustion-gas stream of hypersonic stream generator (HSG) has been developed. Dependences of impulse and energetic characteristics of inoverexpanded two-phase from process parameters are received. Research influence of some parameters on the optimum of particles kinetic energy carried out.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ЛОПАТОК ОСЕВЫХ ТУРБОМАШИН

© 2006 И.Б. Дмитриева, В.А. Камынин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрена проблема построения трёхмерных лопаток турбомашин и способ формализованного описания структуры лопатки. Предложена методика автоматизированного построения трёхмерных моделей лопаток турбомашин в среде CAD/CAE/CAM систем.

Благодаря высокой эффективности преобразования энергии, относительно малым размерам и массе осевые турбомшины (компрессоры и турбины) широко используются в качестве основных узлов авиационных двигателей и энергетических установок различного назначения. Самыми массовыми и наиболее сложными деталями турбомашин являются лопатки (рис. 1).



Рис. 1. Турбинная (а) и компрессорная (б) лопатки

В настоящее время уже не вызывает сомнений необходимость использования пространственных моделей деталей для проектирования и производства изделий. Это в полной мере относится к рассматриваемым в данной статье объектам – лопаткам турбомашин.

Для моделирования широко используются инструментальные средства – CAD/CAE/CAM системы (Unigraphics, CATIA и др.). Построение моделей выполняется здесь в диалоговом режиме и поэтому чревато субъективными ошибками, трудоёмко, продолжительно. Это делает невозможным итерационное построение и использование моделей на промежуточных этапах проектирования, тогда как автоматизированное построение модели позволит

передавать данные об объекте в системы прочностного и газодинамического анализа в реальном времени проектирования, значительно сократит сроки формирования модели окончательного варианта конструкции. Таким образом, создание средств автоматизации формирования моделей лопаток и функциональных элементов (ФЭ) проточной части турбомашин является актуальной задачей автоматизации технической подготовки производства авиационных двигателей и энергетических установок различного назначения.

В данной статье описан новый способ формализованного представления облика объектов, основанный на выделении структурных элементов и их характеризующих контуров и обеспечивающий автоматизацию построения геометрических моделей объектов.

Для принятия обоснованных решений в процессе проектирования лопаток выделены следующие функциональные элементы проточных частей турбомашин: *лопаточный венец (ЛВ)* как совокупность профильных частей лопаток рабочего колеса или неподвижного аппарата; *устройство крепления (УК)* как взаимосвязанная совокупность хвостовиков лопаток и ответной части ротора или статора; *полочный бандаж (БЖ)* как совокупностью бандажных полок.

Поскольку процесс формирования геометрических моделей дополняет процесс проектирования выделенных объектов, то объектами моделирования в данной работе являются перечисленные ФЭ машин и их детали – лопатки. Впредь под моделями лопаток турбомашин (МЛТ) будут пониматься как модели самих лопаток, так и модели ФЭ.

В отраслевой научно - исследовательской лаборатории № 18 (ОНИЛ-18) СГАУ

разработаны *интегрированные* САПР (ИСАПР) лопаток. Их назначение – автоматизированное формирование, оптимизация, документирование и корректирование конструкций лопаток. Процесс проектирования лопаток в общем случае разбивается на следующие этапы: проектирование ЛВ, проектирование БЖ, формирование прочной части (ПЧ), проектирование УК, формирование конструкции лопатки (КЛ). На основе спроектированных ФЭ формируется конструкция элементов лопатки: пера, хвостовика, бандажной полки. Объединение этих элементов позволяет получить обоснованную конструкцию всей лопатки.

Структура ИСАПР лопаток соответствует перечисленным этапам и включает подсистемы: САПР ЛВ, САПР БЖ, САПР ПЧ, САПР УК, САПР КЛ.

Возникает задача создания связи между системами проектирования лопаток и CAD/CAE/CAM средой создания двигателей.

На рис. 2 представлена схема предлагаемой организации процесса автоматизированного проектирования и производства лопаток в гетерогенной среде: частично в ИСАПР лопаток, частично – в CAD/CAE/CAM системе.

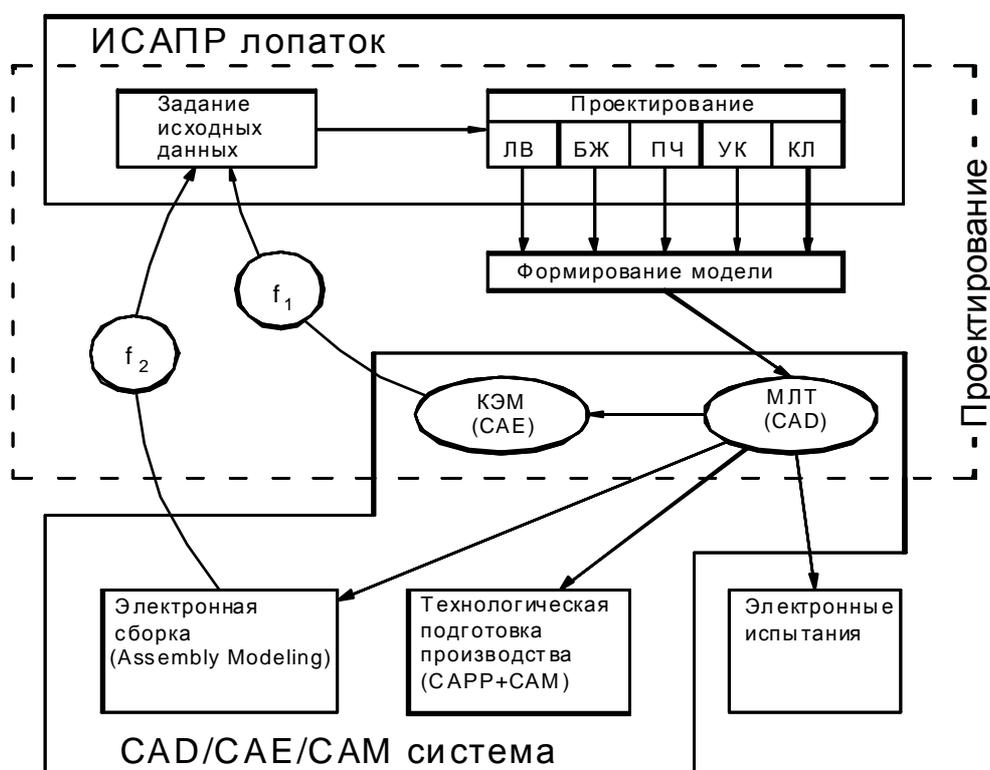


Рис.2. Схема автоматизированного проектирования лопаток в гетерогенной среде

Связь между этими системами осуществляется через формирование пространственных моделей (ПМ). После проектирования ЛВ, БЖ, ПЧ, УК происходит построение соответствующих моделей ФЭ. Формирование модели лопатки завершает работу САПР КЛ. Как отражено на схеме, ПМ объекта может быть использована в различных аспектах. Во-первых, её наличие упрощает построение конечно-элементной модели (КЭМ) для осуществления прочностного и газодинамического анализа методом конечных элементов в CAE системах (ANSYS, Star-SD и др.). В результате такого анализа может возникнуть необходи-

мость изменения структуры или параметров проектируемых ФЭ. Эта ситуация отражена на схеме стрелкой обратной связи через функцию принятия решения $f1$. Во-вторых, модель лопатки участвует в электронной сборке изделия, в результате чего также может возникнуть необходимость корректировки конструкции лопатки. Эта ситуация отражена на схеме стрелкой $f2$. В-третьих, модель лопатки в составе двигателя может подвергаться испытаниям на специальных электронных стендах. В-четвёртых, модель лопатки передаётся в системы технологической подготовки производства.

Неформализованным моментом в приведённой схеме и поэтому сдерживающим реализацию полностью автоматизированного процесса создания лопатки является построение геометрических моделей. Для автоматизации этого процесса был выполнен ряд задач:

- проведён анализ структуры лопаток и ФЭ проточной части турбомашин;
- на основе анализа создана концепция формального описания геометрии лопаток и ФЭ в виде так называемого кода структуры объекта (КСО) и правил его построения;
- разработана математическая модель процесса построения пространственных моделей лопаток и функциональных элементов;
- разработаны алгоритмы решения задач трансляции входного языка, эквивалентных преобразований и интерпретации КСО при построении модели;
- создана подсистема формирования пространственных моделей в составе ИСАПР компрессорных и турбинных лопаток.

Кроме этого потребовалось провести анализ инструментария построения твёрдых тел (солидов) для ряда существующих CAD/CAE/CAM систем. В результате выделены три типа твёрдотельных объектов (примитивов): базовые (канонические и базирующиеся на контурах), комплексные (базирующиеся на поверхностях), контекстуальные (базирующиеся на солидах).

В качестве операций синтеза использованы теоретико-множественные операции над примитивами: объединения, пересечения (рис. 3, а - до, б - после операции пересечения) и вычитания (рис. 3, в - до, г - после операции вычитания).

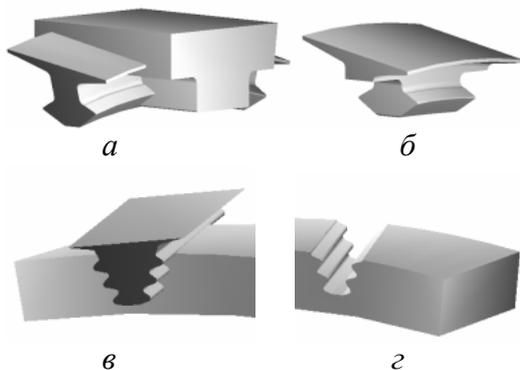


Рис. 3. К описанию операций над твёрдотельными примитивами

Процесс синтеза объектов из заданных объёмных элементов можно однозначно описать конструктивным графом (КГ). В терминальных вершинах КГ указывают примитивы, из которых строят объект, а в нетерминальных - операции синтеза. Рёбра графа задают порядок выполнения операций и участвующие в них операнды (рис. 4).

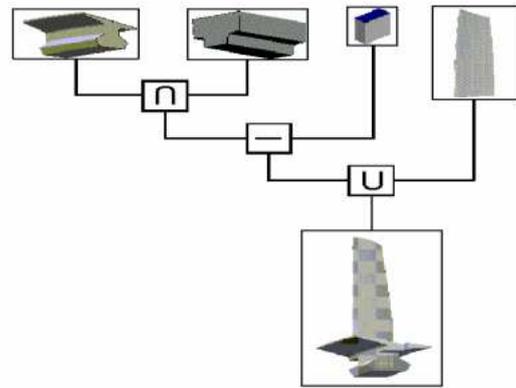


Рис. 4. Пример конструктивного графа

Конструкция лопатки анализируется с целью формирования её пространственного образа в виде совокупности объёмных элементов. Эта операция осуществляется на основе «мысленного» многоуровневого расчленения лопатки на более простые составные части до тех пор, пока не будут получены элементы, дальнейшая декомпозиция которых не требуется с точки зрения задачи построения твёрдотельных элементов (солидов). Такие элементы названы *структурными*.

Введено понятие *характеризующего* или *собственного* контура, заданным движением которого и образуется данный твёрдотельный объект. В случае невозможности построения структурного элемента с использованием единственного собственного контура необходимо использовать два характеризующих контура, расположенных в пересекающихся плоскостях. Каждый контур образует свой солид, названный *промежуточным*, а результат их пересечения (модель данного элемента) *окончательным* солидом (см. рис. 3, а и б). Введены отрицательные элементы, которые при вхождении в объект вычитаются из него. Если они являются принадлежностью полки, замковой части хвостовика либо бан-

дажной полки, то они отнесены к элементам второго уровня (см. рис. 3, в и г) и названы *выборками* или *облегчениями*. Для общности введены *дополнения* – элементы второго уровня, которые объединяются с какой-либо основной частью модели объекта.

У неохлаждаемых лопаток сплошное перо представляет собой единый элемент объёма, не имеющий структуры. Модель пера лопатки создаётся с использованием технологии построения поверхностей. Для описания поверхности пера обычно применяют математическую модель, состоящую из 4-х дважды дифференцируемых сплайн-функций: $Y_c = S_c(x, z)$ - поверхность спинки; $Y_k = S_k(x, z)$ - поверхность корытца; $Y_1 = S_1(x, z)$ - поверхность входной кромки; $Y_2 = S_2(x, z)$ - поверхность выходной кромки (рис.5).

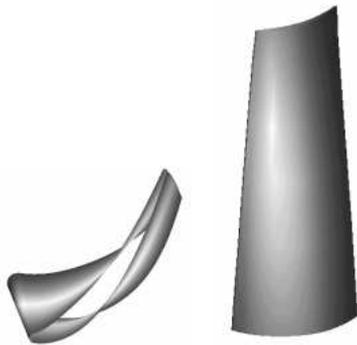


Рис. 5. Поверхность пера лопатки

Такое описание универсально и годится для построения геометрической модели поверхности пера любой лопатки. Сплошная модель получается преобразованием замкнутого объёма в твёрдое тело.

В результате проведения анализа установлены структурные элементы МЛТ: бандажная полка представляет собой единый элемент; хвостовик разделяется на замковую часть, ножку, полку; ответная часть диска состоит из фрагмента диска и паза для вставки замковой части хвостовика. Элементы могут иметь выборки и дополнения. Создан банк структурных элементов лопаток и ФЭ. Для описания элемента при включении в базовый набор определяется тип его группы: является ли он бандажной полкой, замковой частью и т.д. Также задаются номер в группе, способ вхождения в объект, наименование, количество промежуточных солидов, операции

над ними, их имена, ориентация рабочей плоскости характеризующих контуров, способ их движения, параметры, список размеров. Создаётся пиктограмма с его изображением. Эта информация заносится в банк, после чего элемент считается описанным и может участвовать в генерации модели.

Описание формы каждой конкретной лопатки или ФЭ заключается в указании типов его структурных элементов, записанных в регулярной форме, названной *кодом структуры объекта* (КСО). Так, лопатка на рис. 1, б, состоит из пера и хвостовика, имеющего замковую часть второго типа, ножку второго типа, полку третьего типа с выборкой первого типа, т.е. КСО = (E)(32)(H2)(П3 (- 1)).

При создании математической модели задача построения МЛТ в среде некоторой CAD/CAE/CAM системы рассматривается в виде иерархической трёхуровневой структуры.

Верхний уровень – построение модели объекта из структурных элементов.

Полное множество элементов МЛТ описанных типов $S^H = \{s_{nep}, s_1, \dots, s_p, \dots, s_N\}$, где s_{nep} - структурный элемент «перо», s_i - все остальные структурные элементы МЛТ описанных типов. Задача заключается в том, чтобы сформировать из элементов множества S^H подмножество S_M , такое, чтобы совокупность элементов подмножества образовала в целом модель лопатки или ФЭ. $S_M = \{s_{nep}, s^1, s^2, \dots, s^K\}$, где s_{nep} - элемент «перо», s^j - структурные элементы заданного объекта, K - количество структурных элементов заданного объекта, исключая перо.

Введены множества

$$E = \{s_{nep}\},$$

$$S = S^H \setminus E, \text{ т.е. } S = \{s_1, \dots, s_i, \dots, s_N\}.$$

Множество S состоит из элементов, однородных с точки зрения их построения. Для решения поставленной задачи рассмотрено отношение на множестве S «принадлежать к одному типу». Введена сопряжённая с этим отношением некоторая система множеств \bar{S} на множестве S , которая является нетривиальным его разбиением. Поскольку разбиение \bar{S} сопряжено с отношением «быть одного типа» на множестве S , то

\bar{S} состоит из следующих классов: $\bar{S} = \{Z, N, P, B, FD, ZD, PD, O, D\}$. Здесь $Z, N, P, B, FD, ZD, PD, O, D$ - подмножества замковых частей, ножек, полок хвостовиков, бандажных полок, фрагментов ответной части диска, пазов замковой и периферийной части диска, облегчений (выборок), дополнительных соответственно.

Подмножество всех хвостовиков определяется как декартово произведение $Hv = Z^* \times H^* \times P^*$, где $Z^* = Z \times O \times D$, $H^* = H \times O \times D$, $P^* = P \times O \times D$ - множества замковых частей, ножек, полок хвостовиков соответственно. Подмножество всех бандажных полок определяется как $BP = B \times D \times O$, подмножество всех ответных частей диска - как $OD = FD \times PZ \cdot PP$, подмножество всех лопаток - как $L = Hv \times BP \times E$.

Средний уровень иерархии – построение структурных элементов МЛТ.

Каждый структурный элемент множества S является результатом пересечения двух промежуточных солидов $s_i = s_i^1 \cap s_i^2$, где s_i^1, s_i^2 - промежуточные солиды i -ого структурного элемента. В некоторых частных случаях s_i^1 или s_i^2 может быть универсальным множеством E в геометрическом смысле, но не оба сразу. Таким образом, S является совокупностью пересекающихся пар множеств.

$S = \{s_1^1 \cap s_1^2, s_2^1 \cap s_2^2, \dots, s_i^1 \cap s_i^2, \dots, s_N^1 \cap s_N^2\}$. Каждый элемент s_i^k описывается четвёркой $\langle SK, PP, K, D \rangle$.

SK - система координат, задаётся цепочкой преобразований относительно базовой SK . Операции преобразования: $Mov(x, y, z)$ - перемещение начала SK в заданную точку, где x, y, z - координаты начала новой SK относительно старой, $Rot(Ax, An)$ - поворот SK вокруг заданной оси на определённый угол, где Ax - ось поворота, An - угол поворота. Цепочка может быть пустой.

PP - рабочая плоскость текущей SK : XY, XZ или YZ .

K - определяющий контур.

$K = \{t_i\}$, $i = 1, NK$, причём $t_i = \langle x, y, r \rangle$, где x, y - координаты опорной точки контура, r - радиус в этой точке, NK - количество вершин контура

D - движение контура, задаётся типом (прямолинейное по вектору для построения призмы или по окружности для тела вращения) и параметрами.

Нижний уровень иерархии – построение плоских контуров.

Контур строится из элементов двух множеств O и D . O - множество отрезков, параметры которых - четвёрка чисел $\langle x_H, y_H, x_K, y_K \rangle$, где x_H, y_H - координаты начала отрезка, x_K, y_K - координаты конца отрезка. D - множество дуг. Геометрические параметры дуг - пятёрка чисел $\langle x_H, y_H, an, x_K, y_K \rangle$, где x_H, y_H - координаты начальной точки дуги, x_K, y_K - координаты её конечной точки, an - угол раствора дуги, причём знак (+ или -) определяет направление дуги.

Языковое обеспечение автоматизированного формирования МЛП состоит из языков описания объектов (ЯОО) и описания элементов (ЯОЭ). На ЯОЭ происходит описание элементов при занесении их в базу. Элемент задаётся словами десяти типов, соответствующих параметрам его описания. Информация об элементе вводится в базу отдельными полями, и процесс трансляции распадается на множество процедур, имеющих автоматные грамматики.

ЯОО - это входной проблемно-ориентированный язык, служащий для структурирования данных о лопатке и функциональных элементах и ввода их в систему. Задание формы объекта происходит с помощью пиктограмм. Просматривая пиктограммы с изображениями различных типов структурных элементов, пользователь выбирает типы, соответствующие описываемому объекту. Для описания ЯОО создана порождающая A - грамматика.

Создание моделей лопаток турбомашин в САПР ПМ выполняется по схеме, представленной на рис. 6.

Преобразования одного вида информации в другой происходят с помощью транслятора, функционального преобразователя (ФП) и интерпретатора.

Чтобы преобразовать вид входных данных, соответствующий человеческому восприятию, к внутрисистемному, служит разработанный транслятор. Он формирует КСО и заполняет системные таблицы 1



Рис. 6. Схема создания МЛТ в САПМ

(СТ1) на основе данных, которые поступают на вход подсистемы. Процесс трансляции совмещён с процессом описания структуры лопатки. СТ1 хранят КСО и размеры для построения структурных элементов. Транслятор состоит из лексического, синтаксического анализаторов (проверяется правильность слов и предложений) и семантического (заполнение системных таблиц).

Разработанный ФП представляет собой комплекс программ на языке Delphi (CAD-независимая часть). Он преобразует выходную информацию транслятора в конструктивный граф описания объекта. Результат работы ФП помещаются в системные таблицы 2 (см. рис. 6) в виде автоматически созданных программ. Эти программы написаны на специально разработанном языке описания процесса построения модели. Высказывания языка позволяют описать эволюции системы координат, назначение рабочей плоскости, построение контуров,

операции над контурами (выдавливание, вращение, протягивание), операции над твёрдотельными объектами (пересечение, вычитание, объединение, подрезка плоскостью или поверхностью).

Интерпретатор (CAD-зависимая часть) представляет собой комплекс программ для перевода описания процесса построения модели со специфического языка на язык конкретной CAD системы (CAD – зависимая часть). Выполнение полученной в результате трансляции программы в среде заданной CAD системы повлечёт построение трехмерной модели описанного на входном языке объекта.

Разработанная информационная технология позволяет осуществить новый подход к решению задачи создания комплекса программ для формирования геометрических моделей лопаток. Процесс построения модели представляется в данной работе как совокупность программ, выполнение которых в CAD среде воссоздаёт облик объекта. Эти программы формируются автоматически, что свидетельствует о том, что фактически создана CASE-технология для построения геометрических моделей лопаток и ФЭ проточных частей турбомашин.

Разработанная система включена в созданные коллективом ОНИЛ-18 СГАУ интегрированные САПР компрессорных и турбинных лопаток, внедрённые на промышленных предприятиях. Созданные с помощью системы модели использовались при конечно-элементном анализе хвостовиков лопаток на прочность, при конструкторской проработке лопаток, при разработке оснащения заготовительного производства.

COMPUTER-AIDED MODEL CONSTRUCTION OF TURBOMACHINE BLADES

© 2006 I.B. Dmitrieva, V.A. Kamynin

Samara State Aerospace University

We consider a problem of constructing three-dimensional turbomachine blades and a method of the formalized description of a blade structure. We suggest a technique for computer-aided construction of three-dimensional turbomachine blades in the CAD/CAE/CAM system environment.

ПОИСКОВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ СОЗДАНИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ ВИХРЕВОГО ПРОТИВОТОЧНОГО ТИПА

© 2006 Н.Н. Новиков, И.Н. Новиков

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия

Представлена схема обобщённой модели камеры сгорания вихревого противоточного типа. Получено параметрическое уравнение, связывающее термодинамические и газодинамические параметры основных горелочных узлов камеры сгорания, позволяющее получить интегральные характеристики исследуемого варианта камеры сгорания и оценить влияние каждого из основных элементов, составляющих камеру сгорания, на её выходные параметры и конструктивное выполнение.

Потребность создания конкурентно способных установок, использующих сжигание топлива, а также реализация новых технологических процессов, диктует необходимость выполнения поисковых работ, связанных с разработкой и исследованием перспективных устройств, используемых для сжигания топлива.

Дальнейший прогресс в области создания перспективных устройств, для сжигания топлива, по мнению автора данной работы, может базироваться на реализации рабочего процесса сжигания топлива, осуществляемого в устройствах вихревого противоточного типа.

Современное состояние исследований в области разработки и исследования горелочных устройств вихревого противоточного типа можно определить как недостаточно высокое. Хотя актуальность и новизна таких исследований и разработок не вызывает сомнений, этот вопрос ещё долго будет оставаться открытым.

В настоящее время исследование камеры сгорания вихревого противоточного типа, особенно двухступенчатой камеры сгорания, находится на начальной стадии. В современной научно-технической литературе полностью отсутствует информация о характеристиках процесса сжигания топлива в двухступенчатой камере сгорания вихревого противоточного типа. Мало информации об их конструктивном выполнении. Практически полностью отсутствует методология позволяющая проектировать промышленные образцы с заранее заданными характеристиками, что сдерживает промышленное применение данных устройств и создание новых устройств, использующих положительные качества полученных разработок.

В качестве модели для теоретического исследования осуществления рабочего процесса сжигания топлива взято устройство, выполненное в виде двухступенчатой двухзонной камеры сгорания вихревого противоточного типа.

Особенностью рассматриваемого варианта камеры сгорания является то, что она объединяет в себе основные особенности рабочего процесса и элементы конструкции одноступенчатой, двухступенчатой и двухзонной камер сгорания вихревого противоточного типа.

Целью данного этапа теоретического исследования является получение интегральных характеристик исследуемого образца камеры сгорания. Эти характеристики позволят оценить влияние каждого из основных элементов, составляющих камеру сгорания, на её выходные параметры и конструктивное выполнение.

На рис.1 представлена блок схема исследуемой модели камеры сгорания. Являясь геометрически упрощённым отображением конструктивной схемы исследуемого образца, блок схема показывает состав основных элементов, формирующих камеру сгорания и связи между ними.

В основе уравнений для расчёта интегральных характеристик положены уравнения, определяющие расходный и энергетический балансы рабочего процесса.

Система уравнений расходного топливовоздушного баланса строится, для каждого из основных элементов камеры сгорания, а именно, для форкамеры и жаровой трубы первой ступени, для дежурной и основной зон камеры сгорания.

Рабочий процесс в форкамере первой ступени предусматривает возможность реализации работы форкамеры при использова-

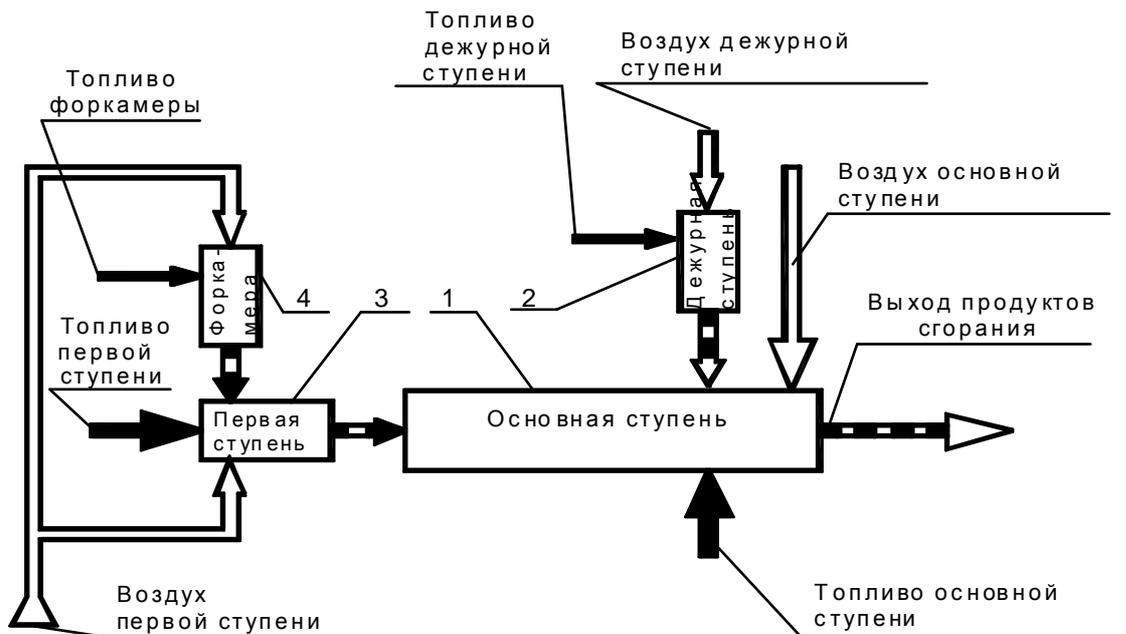


Рис. 1. Блок схема исследуемой модели камеры сгорания

1- основная ступень; 2- дежурная зона (ступень); 3- первая ступень; 4- форкамера

нии топлива, отличающегося по своим характеристикам от топлива первой ступени камеры сгорания. В форкамере могут быть реализованы три основных режима работы по коэффициенту избытка воздуха – с «богатой», стехиометрической и с «бедной» топливоздушной смесью.

Исследуемое устройство предусматривает реализацию режима с распределения воздуха, поступающего в первую ступень камеры сгорания. Варьирование осуществляется между непосредственным вводом его в закручивающий сопловой аппарат и на образование высокотемпературных продуктов сгорания в форкамере, с последующим вводом его в закручивающий сопловой аппарат жаровой трубы первой ступени камеры сгорания.

Можно выделить три основных режима работы первой ступени: режим, с подачей всего первичного воздуха в закручивающий сопловой аппарат первой ступени сгорания; режим, с подачей всего первичного воздуха в форкамеру; промежуточный режим, с перераспределением первичного воздуха между закручивающим сопловым аппаратом и форкамерой.

В первом случае форкамера выполняет функцию воспламенителя факельного типа для первой ступени камеры сгорания. Во втором случае роль форкамеры зависит от

её расходных характеристик. Она служит как дежурной стабилизирующей горелкой, так и первичной зоной первой ступени камеры сгорания. В третьем случае форкамера полностью выполняет функции первой ступени, в качестве второй ступени служит жаровая труба первой ступени камеры сгорания.

В первой ступени камеры сгорания могут быть реализованы следующие режимы рабочего процесса: режим с избытком топлива; режим со стехиометрическим соотношением компонентов; режим с избытком воздуха.

При использовании первого режима первая ступень камеры сгорания выполняет подготовительные функции, связанные с качественной подготовкой топливоздушной смеси, для последующего его сжигания и дожигания в основной ступени камеры сгорания. Процесс горения перемещается в жаровую трубу основной ступени камеры сгорания.

На втором режиме роль первой ступени возрастает. В основной ступени камеры осуществляются лишь процессы дожигания и разбавления продуктов сгорания. При реализации третьего режима в первой ступени камеры процессы горения и дожигания завершаются. В основной камере сгорания

имеет место только процесс разбавления продуктов сгорания.

Третий режим позволяет рассмотреть режим с дополнительным подводом топлива непосредственно в жаровую трубу основной ступени камеры сгорания. Предусмотрен режим с использованием дежурной зоны камеры сгорания, создающей поток продуктов сгорания, направленный тангенциально к поверхности жаровой трубы, и формирующий структуру периферийного вихря в основной зоне камеры сгорания. Возможно перераспределение основного воздуха между завихрителем основной ступени и дежурной зоной.

Рабочий процесс в дежурной зоне предусматривает возможность реализации её работы при использовании топлива, отличающегося по своим характеристикам от топлива основной ступени камеры сгорания. При использовании в основной и в первой ступени камеры сгорания низкопотенциального топлива желательнее в дежурной зоне применять топливо с высокой теплотой сгорания.

В дежурной зоне могут быть реализованы три режима работы по коэффициенту избытка воздуха – режим с «богатой», стехиометрической и «бедной» топливовоздушной смесью.

На первом этапе необходимо учесть влияние режимов работы дежурной зоны по коэффициенту избытка воздуха, на режим работы основной зоны камеры сгорания. Можно выделить три основных режима совместной работы дежурной и основной зон камеры сгорания. Такими режимами являются: режим, с подачей большей части воздуха через закручивающий сопловой аппарат основной зоны; режим, с подачей всего воздуха через дежурную зону; промежуточный режим, с перераспределением воздуха между закручивающим сопловым аппаратом основной зоны и дежурной зоной.

В первом случае дежурная зона выполняет функцию стабилизирующей зоны. Во втором случае дежурная зона формирует скоростной высокотемпературный поток продуктов сгорания, индуцирующий в основной зоне камеры сгорания периферийный вихрь, в который сможет впрыскиваться основное топливо. В третьем случае

дежурная зона выполняет часть функций основной зоны камеры сгорания.

Полученные выражения, связывающие термодинамические и газодинамические параметры основных горелочных узлов камеры сгорания, могут быть представлены в виде системы из шести параметрических уравнений вида

$$A_{ij} \cdot F_{ij} \cdot B_{ij} \cdot C_{ij} \cdot G_{ji} = 1.$$

Индексы i, j обозначают рассматриваемую зону истечения рабочего тела («п», «о», «д», «ф» – истечение осуществляется соответственно из соплового закручивающего аппарата первой или основной ступени, из выходных сопел дежурной горелки или форкамеры).

$A_{ij}, F_{ij}, B_{ij}, C_{ij}, G_{ji}$ – интегральные параметры определяют режим работы, геометрические размеры проточной части, формирующие структуру потока в рабочей зоне камеры сгорания.

В зависимости от включения в состав камеры сгорания тех или иных горелочных устройств возможно выполнение восьми вариантов её конструктивной схемы, которые могут быть описаны системой из соответствующего числа уравнений представленных выше.

Интегральные параметры имеют следующую структуру.

Параметр G_{ji} является расходной характеристикой, определяющей соотношение расходов воздуха, подаваемого в рабочие зоны каждой из ступеней камеры сгорания и между ступенями

Параметр A_{ij} является режимной характеристикой, определяющей режим работы по соотношениям: коэффициентов избытка воздуха; состава топлива; температур рабочего тела, подаваемых в первую и в основную ступени камеры сгорания.

Параметр $F_{i,j}$ характеризует влияние геометрических размеров проточной части камеры сгорания на структуру потока в рабочих зонах и, тем самым, на рабочий процесс камеры сгорания.

Параметр $B_{i,j}$ характеризует влияние безразмерных скоростей и режима истечения рабочего тела из соответствующих сопловых закручивающих аппаратов, сопел горелки и форкамеры на рабочий процесс камеры сгорания.

Параметр C_{ij} характеризует влияние статических давлений в зоне формирования периферийного вихря соответствующей

ступени, на режимы течения в рабочих зонах камеры сгорания.

PREDISCOVERY IN THE FIELD OF THE WHIRLWIND REVERSE-FLOW TYPE COMBUSTION CHAMBERS MAKING

© 2006 N.N. Novikov, I.N. Novikov

Rybinsk State Aviation Technological Academy

The scheme of the whirlwind reverse-flow type combustion chamber generalized model is submitted. The parametric equation connecting thermodynamic and gasdynamic properties of main combustion chamber burners units, permitting to receive integral characteristics of combustion chamber probed version and to evaluate effect of each basic elements making a combustion chamber, on its output parameters fulfillment is received.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ ВИХРЕВОГО ПРОТИВОТОЧНОГО ТИПА В ГТУ, РАБОТАЮЩИХ НА НЕТРАДИЦИОННОМ ТОПЛИВЕ

© 2006 И.Н. Новиков

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия

Рассмотрены перспективы использования камер сгорания вихревого противоточного типа в ГТУ, работающих на нетрадиционном топливе. Определено влияние перехода с природного газа на пиролизный на работу камеры сгорания, компрессора и турбины. Рассмотрено использование камеры сгорания вихревого противоточного типа для получения газифицирующего агента в термохимическом реакторе и в качестве основной камеры сгорания в ГТУ.

Использование альтернативных видов топлива в энергетических установках в настоящее время является актуальной задачей. Это связано как с проблемой получения относительно дешёвой энергии в виде электричества или горячей воды и водяного пара, так и с проблемой переработки и утилизации бытовых и промышленных органических отходов. Кроме того, наличие месторождений торфа или бурого угля в некоторых регионах России делают задачу использования их в энергетических установках перспективной не только с энергетической позиции, но и с социальной – возрождение населённых пунктов – посёлков и малых городов расположенных вблизи этих месторождений.

Перспектива использования альтернативных видов топлива в энергетических установках базируется на преобразовании его из твёрдого состояния в газообразное – пиролизный газ, который можно использовать в качестве топлива как в двигателях внутреннего сгорания, так и в газотурбинных установках, оснащённых электрическими генераторами и теплообменными аппаратами.

На кафедре «Авиационные двигатели» Рыбинской государственной авиационной технологической академии разработан технологический процесс и созданы две опытные модели термохимического реактора, использующие высокотемпературных термохимические процессы разложения органических веществ, с последующим сжиганием пиролизного газа в двухступенчатой камере сгорания вихревого противоточного типа. Испытания этих моделей на торфе,

древесных, медицинских, бытовых и промышленных отходах показали на работоспособность заложенного в них рабочего процесса и конструкции.

За основу рабочего процесса в термохимическом реакторе принят процесс «сухого» пиролиза с газификацией твёрдого остатка. Паро-воздушная смесь с температурой равной 1000°C и более выбрана в качестве газифицирующего агента. Реализация рабочего процесса высокотемпературного пиролиза при температуре (800÷1000)°C, с газификацией твёрдого остатка, позволяет получить максимальную производительность по выходу пиролизного газа равную (1000÷1200) м³ с тонны органического сырья. При этом получается достаточно высокая теплота сгорания пиролизного газа, выходящего из реактора.

Использование максимальной температуры рабочего процесса в зоне газификации равной 1300°C и более, в зависимости от температуры газифицирующего агента и соотношения в нём кислорода и водяного пара, сводит к нулю содержание органических компонентов в пиролизном газе. Разработанная конструкция реактора, а именно, наличие трёхступенчатой системы организации рабочего процесса позволяет вести переработку одновременно как твёрдых, так и жидких органических отходов.

Выполненные расчёты и результаты экспериментальных исследований опытных образцов термохимического реактора, использующего двухступенчатую камеру сгорания вихревого противоточного типа для получения газифицирующего агента, позволяют сделать вывод о возможности создания

промышленной установки, работающей на рассмотренных выше альтернативных видах топлива.

В качестве примера для расчёта энергетического блока взята газотурбинная энергетическая установка ГТУ–2,5 – изделие ОАО НПО «САТУРН». Использование данной установки позволит решить проблему обеспечения электрической энергией, горячей водой, перегретым паром, переработку и утилизацию бытовых и промышленных органических отходов городов, посёлков, отдельных предприятий и маленьких населённых пунктов.

Представим некоторые результаты предварительного расчёта работы ГТУ–2,5 при переходе с природного газа на пиролизный газ, получаемый из торфа.

Цель исследований – определение возможной работоспособности серийной установки ГТУ–2,5 при работе на пиролизном газе без существенных дополнительных изменений основных узлов, таких как турбина, компрессор, камера сгорания и других.

Выбор ГТУ–2,5 продиктован конструктивной особенностью данного изделия, а именно, используемых двух выносных трубчатых камер сгорания, которые в дальнейшем несложно заменить на камеры сгорания вихревого противоточного типа. Кроме трубчатой камеры сгорания, изготовлены и находятся в стадии испытания экспериментальные образцы кольцевой камеры сгорания вихревого противоточного типа.

На первом этапе проверено влияние перехода с природного газа на пиролизный на работу камеры сгорания, компрессора и турбины. Некоторые из результатов расчёта приведены в табл. 1.

Из анализа результатов расчёта видно, что при переходе на пиролизный газ, для обеспечения заданных параметров компрессора и турбины, необходимо увеличить расход топлива в камере сгорания. Это вызвано тем, что величина низшей удельной теплоты сгорания пиролизного газа в 3,5 раза ниже, чем у природного газа, что приведёт к увеличению относительного расхода топлива и, как следствие, к уменьшению коэффициента избытка воздуха при заданной температуре газа на выходе из камеры сгорания.

Кроме того, снижение количества горячих компонентов в пиролизном газе приводит к уменьшению теоретически необходимого количества воздуха, что также уменьшает коэффициент избытка воздуха. Увеличение относительного расхода топлива оказывает влияние на расход продуктов сгорания в камере сгорания, а, следовательно, на расход газа через турбину и воздуха на входе в камеру сгорания.

Работоспособность ГТУ–2,5 при использовании пиролизного газа проверялась расчётом двух вариантов. В первом случае расход воздуха поддерживался таким же, как при работе на природном газе. Во втором случае оставляли постоянным расход газа через турбину.

Таблица 1. Некоторые результаты предварительного расчёта работы ГТУ–2,5 при переходе с природного газа на пиролизный газ, получаемый из торфа

Параметр	Размерность	Природный газ	Пиролизный газ	
			1 вариант	2 вариант
Относительный расход топлива	–	0,015	0,0565	0,0565
Теоретически необходимое количество воздуха	кг/кг	17,2	8,44	8,44
Коэффициент избытка воздуха	–	3,9	2,1	2,1
Низшая уд. теплота сгорания топлива	кДж/кг	50056	14540	14540
Расход воздуха	кг/с	12,052	12,052	11,600
Расход топлива	кг/с	0,184	0,680	0,654
Расход продуктов сгорания	кг/с	12,236	12,732	12,254
Теплонапряжённость раб. объёма КС	МДж/(м ³ ·Па)	1,3	1,29	1,24

В первом случае расход топлива увеличился в 3,7 раза, а расход газа через турбину – на 4%. Увеличилась и мощность турбины примерно на 3,9%. Избыточную мощность турбины можно использовать, например, для привода нагнетателя пиролизного газа. Во втором случае режим работы турбины будет таким же, как и при работе на природном газе, но в этом случае уменьшается расход воздуха через камеру

сгорания. Поэтому избыток воздуха можно отобрать через систему перепуска и использовать, например, в горелках термохимического реактора.

Таким образом, результаты предварительного расчёта указывают на возможность использования пиролизного газа в качестве топлива в серийной газотурбинной установке ГТУ-2,5.

PERSPECTIVES OF USE IN GTU OF THE WHIRLWIND REVERSE-FLOW TYPE COMBUSTION CHAMBERS, WORKING FOR NON-TRADITIONAL FUEL

© 2006 I.N. Novikov

Rybinsk State Aviation Technological Academy

Perspectives of the whirlwind reverse-flow type combustion chambers, working on non – traditional fuel are considered. Effect of influence of a combustion chamber transition from natural gas to piroliz on the compressor and the turbine activity is determined. Use of the whirlwind reverse-flow type combustion chamber for obtaining of gasifying agent in the thermochemical reactor and in the capacity of the main combustion chamber in GTU is considered.

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОШЕННОЙ СО СТОРОНЫ КОРЫТЦА ВЫХОДНОЙ КРОМКИ ЛОПАТКИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ НА ПРОФИЛЬНЫЕ ПОТЕРИ В НЕОХЛАЖДАЕМОМ ЛОПАТОЧНОМ ВЕНЦЕ

© 2006 О.В. Батурин, В.Н. Матвеев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Излагаются расчетные результаты исследования влияния скошенной со стороны корытца выходной части профиля неохлаждаемой лопатки осевой турбины на профильные потери в лопаточном венце. Приведено обоснование полученных результатов и предложены рекомендации по выбору формы выходной кромки лопаток.

Значительную часть профильных потерь в лопаточном венце осевой турбины составляют кромочные потери. Поэтому действенным способом улучшения газодинамической эффективности венца является снижение кромочных потерь за счет утонения выходной кромки лопатки. Одним из возможных способов уменьшения толщины выходной кромки, часто используемым в охлаждаемых турбинах, является применение скошенной выходной части профиля. Преимущество лопатки со скосом выходной кромки заключается в том, что она сочетает в себе кромочные потери близкие к потерям лопатки с тонкой выходной кромкой и прочностные свойства лопатки с толстой выходной кромкой. В практике проектирования неохлаждаемых ступеней турбин часто приходится сталкиваться с тем, что применение тонкой выходной кромки является нежелательным по прочностным соображениям. Поэтому представляется целесообразным распространить опыт, полученный при использовании специальных форм выходных кромок лопаток в охлаждаемых ступенях, на неохлаждаемые лопаточные венцы.

Процесс создания нового профиля со скосом на корытце можно разбить на два этапа. Сначала с помощью известных методов [1...3] профилирование получают исходный профиль (рис. 1,а). Затем к нему пристраивается скошенная выходная часть (рис. 1,б). У такого профиля можно выделить два характерных сечения: $a_{гор}$ – горло исходного профиля и $a_{гор}^*$ – кратчайшее расстояние от выходной кромки до спинки профиля (рис 2).

Возможны три варианта формы межлопаточного канала со скошенной у корытца выходной частью:

- межлопаточный канал сужается по всей длине ($a_{гор} > a_{гор}^*$);
- межлопаточный канал расширяется за сечением $a_{гор}$ ($a_{гор} < a_{гор}^*$);
- поверхность скоса эквидистантна спинке ($a_{гор} = a_{гор}^*$).

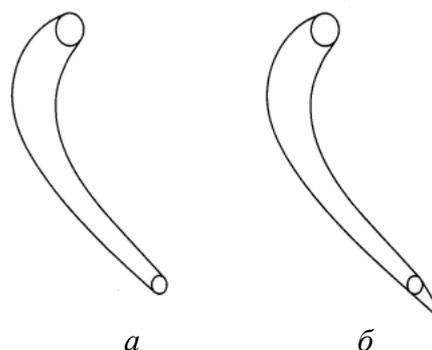


Рис. 1. Профили лопатки: исходный (а) и со скошенной выходной кромкой (б)

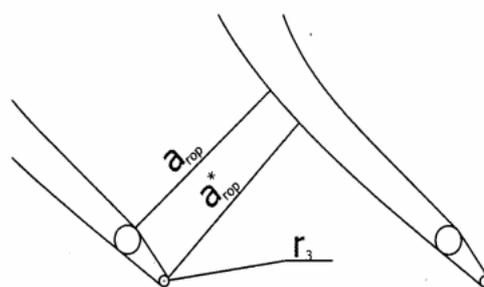


Рис. 2. Характерные сечения решетки со скошенной выходной кромкой

Расчетное исследование проводилось с помощью программы Fluent. В качестве объекта газодинамического исследования была выбрана решетка профилей рабочего колеса турбины, данные которой приведены в таблице 1.

Таблица 1. Параметры исследуемой решетки профилей

α_0 , град	40,5	b, мм	29,1
α_1 , град	27,8	C_m , мм	6,1
λ_{IS} расч.	0,95	δ , град	14,5
t, мм	29,19	$\alpha_{0л}$, град	45
$\alpha_{1л}$, град	27,5	r_1 , мм	1,9
γ , град	55,5	r_2 , мм	1,05
ω_1 , град	34	\bar{X}_c	0,17
ω_2 , град	6	r_3 , мм	0,4

Для исследования влияния скошенной выходной кромки лопатки на эффективность профиля были созданы 4 расчетные модели: решетка с базовым профилем; решетка со скосом эквидистантным спинке ($a_{ГОР} = a_{ГОР}^*$); решетка с сужающимся межлопаточным каналом ($a_{ГОР} > a_{ГОР}^*$) и решетка с каналом, расширяющимся за сечением $a_{ГОР}$ ($a_{ГОР} < a_{ГОР}^*$).

Следует отметить, что поскольку все основные параметры (хорда, ширина, радиусы входной и выходной кромок) профилей моделей решеток при $a_{ГОР} = a_{ГОР}^*$ и при $a_{ГОР} > a_{ГОР}^*$, кроме формы профиля корытца в выходной части идентичны, то эти профили, по-видимому, будут иметь близкие потери трения и кромочные потери.

Величина $a_{ГОР}$ составляет 11,03 мм. Для варианта подрезки $a_{ГОР} < a_{ГОР}^*$ величина $a_{ГОР}^*$ составляет 11,5 мм, для остальных вариантов величины $a_{ГОР}^*$ и $a_{ГОР}$ равны.

В расчете были приняты следующие граничные условия:

- на границах, смежных с соседними межлопаточными каналами, было установлено периодическое граничное условие;
- перед решеткой профилей задавались полное давление и температура $T_0 = 288\text{K}$. Полное давление выбиралось из условия достижения заданного значения приведенной изэнтропической скорости λ_{IS} . Кроме того, на входе в решетку задавался уровень входной турбулентности, равный 5%;
- на выходе из межлопаточного канала задавалось статическое давление, равное 101325 Па.

В качестве рабочего тела использовался воздух, подчиняющийся закону идеального газа. Вязкость рабочего тела рассчитывалась по формуле Сатерленда. Модель потока была разбита на четырехугольные конечные элементы. Расчет велся до уровня остаточных невязок 10^{-4} . При расчете использовалась модель турбулентности RNG k- ϵ .

В ходе расчетов для каждой модели были получены величины профильных потерь $\zeta_{ПР}$ и значение угла выхода потока из решетки α_1 . Результаты расчета приведены в таблице 2.

Таблица 2. Результаты расчетов профиля с разными вариантами скоса выходной кромки со стороны корытца

Профиль	базовый	$a_{ГОР} = a_{ГОР}^*$	$a_{ГОР} > a_{ГОР}^*$	$a_{ГОР} < a_{ГОР}^*$
$\zeta_{ПР}, \%$	4,52	4,18	3,62	7,782
α_1 , град	25,58	25,18	25,41	26,16

Применение скоса со стороны корытца приводит к снижению профильных потерь только при условии, что межлопаточный канал сужается на всем протяжении или скос эквидистантен спинке. Вариант скоса, с расширяющейся выходной частью, наоборот, увеличивает потери.

У исследованных решеток со скосом величина диаметра выходной кромки r_3 (рис. 2) одинакова для всех вариантов, а величины горла различаются незначительно. Согласно существующим представлениям применение скошенной выходной части должно приводить к снижению кромочных потерь на одну величину для всех вариантов одного и того же профиля. Однако расчеты показали, что изменение профильных потерь у данных решеток различно. На основании этого был сделан вывод о том, что введение скошенной со стороны корытца выходной кромки привело к изменению величин других компонентов профильных потерь.

Изменение составляющих потерь было выявлено с помощью представленных на рис. 3 картин распределения условной приведенной скорости λ по периметру профиля.

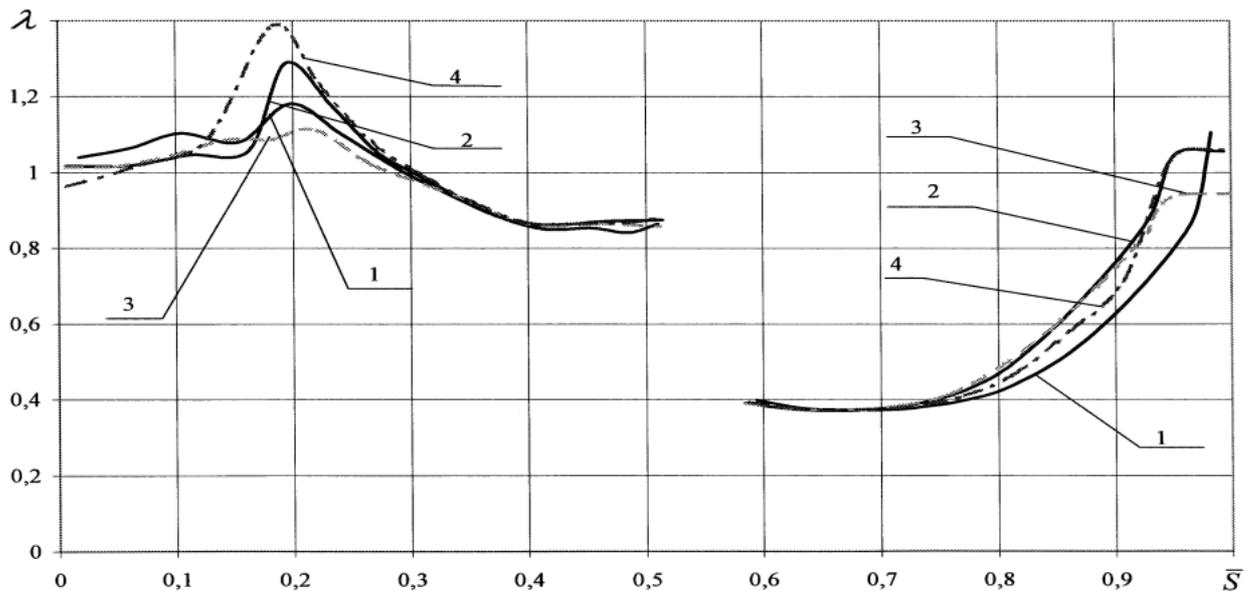


Рис. 3. Распределение условной приведенной скорости λ по контуру профиля лопатки РК ТВД в среднем сечении: 1 – базовый профиль (сплошная линия), 2 – профиль со скосом по схеме $a_{ГОР} = a_{ГОР}^*$ (сплошная линия), 3 – профиль со скосом по схеме $a_{ГОР} > a_{ГОР}^*$ (пунктир); 4 – профиль со скосом по схеме $a_{ГОР} < a_{ГОР}^*$ (штрих пунктир)

Приведенная скорость названа условной, так как на самом деле на поверхности лопатки скорость равна нулю. Величина λ определяется по газодинамической функции $\pi(\lambda) = p_i / p_0^*$, где p_i – статическое давление на профиле, p_0^* – давление заторможенного потока на входе в решетку.

В решетках из профилей с изломом на поверхности корытца ($a_{ГОР} = a_{ГОР}^*$ – кривая 2 и $a_{ГОР} < a_{ГОР}^*$ – кривая 4 на рис. 3) наблюдается повышение скорости в районе горла. Этот разгон вызван влиянием излома контура профиля. При повороте потока на нем, скорость газа увеличивается, а давление, температура и плотность снижаются [5]. Кроме того, при обтекании точки излома появляется небольшая сверхзвуковая область. За ней возникает скачек уплотнения на корытце вблизи выходной кромки, который может занимать почти весь межлопаточный канал, что вызывает рост волновых потерь. Следует отметить, что у решетки из профилей с расширяющимся к выходу межлопаточным каналом ($a_{ГОР} < a_{ГОР}^*$) повышение скорости происходит интенсивнее, чем при использовании скоса эквидистант-

ного спинке ($a_{ГОР} = a_{ГОР}^*$), поскольку у нее диффузорность участка за сечением $a_{ГОР}$ больше. Поэтому, у решетки с расширяющимся к выходу межлопаточным каналом ($a_{ГОР} < a_{ГОР}^*$), снижение кромочных потерь сводится на нет ростом волновых потерь.

В решетке без излома контура профиля ($a_{ГОР} > a_{ГОР}^*$) полученные зависимости $\lambda = f(\bar{s})$ подобны аналогичной зависимости решетки со скосом, эквидистантным спинке ($a_{ГОР} = a_{ГОР}^*$), однако локальных ускорений потока в ней не наблюдается. Профили этих решеток отличаются только формой выходной части. Поэтому и кромочные потери, и потери, обусловленные трением в пограничном слое, у этих решеток близки и, следовательно, величины профильных потерь для этих моделей будут отличаться лишь на величину дополнительной составляющей, обусловленной наличием ускорения потока вблизи излома контура профиля у лопаток с $a_{ГОР} = a_{ГОР}^*$. Рассчитанная величина дополнительной составляющей профильных потерь, обусловлен-

ная изломом контура лопатки с подрезкой $a_{ГОР} = a_{ГОР}^*$, равна 0,56%.

Таким образом, в случае, когда по условиям прочности профили с тонкими выходными кромками неприемлемы, следует использовать такую скошенную со стороны корытца выходную часть профиля, которая бы обеспечивала сужающийся межлопаточный канал или поверхность скоса эквидистантную поверхности спинки.

Список литературы

1. Мамаев Б.И., Рябов Е.К. Построение решеток турбинных профилей методом доминирующей кривизны //Теплоэнергетика. – 1979. – №2. – С. 52–55.
2. Мамаев Б.И., Рябов Е.К. Построение турбинных решеток профилей на ЭВМ //Вопросы проектирования и доводки авиационных газотурбинных двигателей: Межвуз. сб. /Куйбышев: КуАИ, 1977. – С. 49–57.
3. Аронов Б.М., Жуковский М.И., Журавлев В.А. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1978. – 168 с.
4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М., «Энергоатомиздат». 1984. – 150с.
5. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1961.– 671с.

CALCULATED STUDY OF INFLUENCE OF SQUINTED FORM PRESSURE SIDE OF OUTLET TRAILING EDGE OF AXIAL TURBINE VANE UPON PROJECTION LOSSES IN NON-COOLED VANE ROW

© 2006 O.V. Baturin, V.N. Matveev

Samara State Aerospace University

The article sets forth the calculated research of influence of squinted form pressure side of outlet trailing edge of non-cooled vane section of axial turbine upon projection losses in vane row. The justification of the results received has been stated and recommendations on the choice of vanes trailing edge have been suggested.

© 2006 В.А. Зубков, Д.Л.Скуратов, В.Н.Трусов

Самарский государственный аэрокосмический университет

В данной статье рассматривается влияние режимов резания на удельную энергию, затрачиваемую при фрезеровании и шлифовании при обработке типовых деталей двигателей внутреннего сгорания. Рассматривается энергоемкость процессов как критерий оптимизации процессов резания.

Механическая обработка в энергетическом отношении является более эффективной по сравнению с такими видами обработки как лазерная или электродуговая. Но общие затраты при резании все равно превосходят затраты на полезную работу формирования новой поверхности детали. Избыток энергии расходуется на упругую и пластическую деформации обрабатываемого материала и инструмента, их взаимное трение и создает повышенную динамическую и тепловую напряженность зоны резания.

Однако, варьируя параметрами геометрии инструмента и режима обработки, свойствами инструментального материала, составом СОЖ и другими параметрами управления, можно создать условия обработки, при которых один и тот же сьем металла будет достигаться при различных затратах энергии и, следовательно, различной напряженности зоны резания. Соответственно различными будут нагрузки на систему СПИД, условия работы режущего инструмента и формирования физико-механического состояния поверхностного слоя обработанной детали.

Использование в этой связи принципа минимума энергии для работы, затрачиваемой при резании, может иметь определенную практическую ценность. Рассмотрим в качестве критерия оптимизации процесса резания его удельную энергоемкость т.е. затраты, приведенные к единице объема удаляемого материала. Выбор такого показателя объясняется тем, что 90...95% работы резания, как показали расчеты, расходуется на деформацию удаляемого материала.

Рассмотрим влияние режимов резания на затраты удельной энергии на примере процессов фрезерования и круглого шлифования при окончательной обработке типовых деталей двигателя внутреннего сгорания.

Рассмотрим фрезерование коренных шеек коленчатого вала из стали 40ХНМА (HRC 50) и

вала из высокопрочного чугуна ВЧ 70-2, (235 НВ).

Диаметр фрезы $D=800\text{мм}$, $z = 40$, $n = 30 \text{ мин}^{-1}$, режущие пластины ТТ7К12.

Режимы: $t = 0.5...3\text{мм}$; $Sz = 0.24...0.28 \text{ мм/зуб}$, $V = 45...80 \text{ м/мин}$.

На рис. 1 и 2 проиллюстрированы изменения удельной энергоемкости процесса фрезерования в диапазоне изменения параметров, которые используют для обработки данного вида материалов. В этих условиях монотонный характер изменения удельной энергоемкости процесса обусловлен монотонным изменением тангенциальной составляющей силы резания. Зависимости приведены для $Sz = 0.28 \text{ мм/зуб}$; (рис. 1а, 2), $V = 80 \text{ м/мин}$ (рис. 1), $t = 1.6 \text{ мм}$ (рис. 1б, 2).

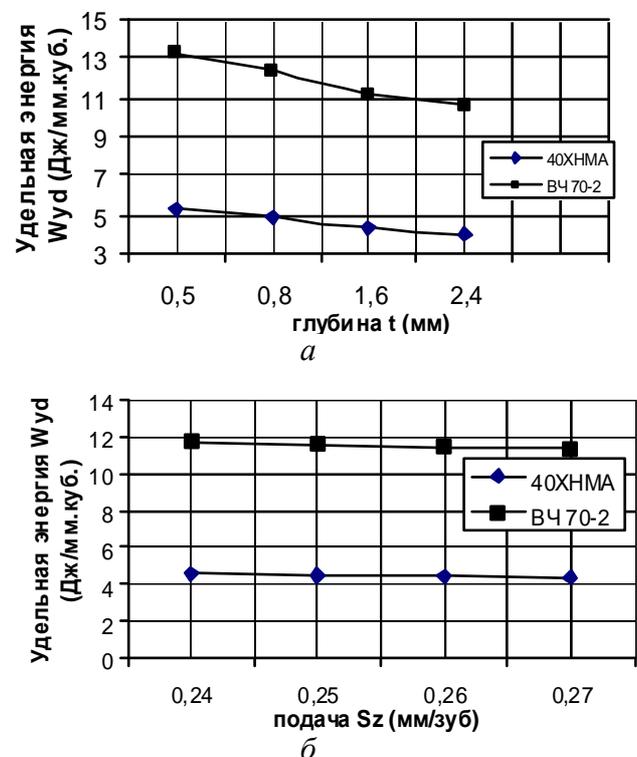


Рис.1. Зависимость энергозатрат при фрезеровании от глубины (а) и подачи(б)

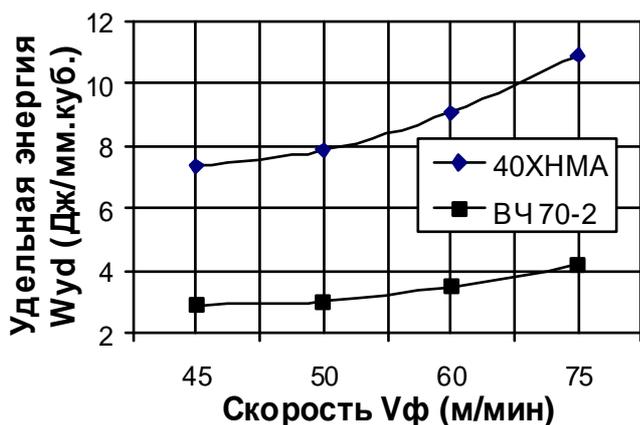


Рис.2. Зависимость энергозатрат при фрезеровании от скорости резания

Из анализа расчетных значений W_{ud} следует, что увеличение глубины способствует уменьшению удельной энергоёмкости или повышению съема материала на единицу затраченной энергии. Увеличение же подачи практически не влияет. Из параметров режима обработки наибольшее влияние на удельную энергоёмкость оказывает глубина резания, скорость фрезы и в меньшей степени подача. Так при изменении глубины резания от 0,5 мм до 2,4 мм при обработке стали 40ХНМА удельные энергозатраты уменьшаются в 1,25 раза, а при увеличении скорости фрезы увеличиваются в 1,5 раза.

Немаловажное значение играет вид обрабатываемого материала. Энергозатраты при механической обработке коленчатого вала из ВЧ 70-2 гораздо меньше, чем при обработке вала из стали 40ХНМА. Так, например, для глубины $t = 0.5\text{мм}$ значение $W_{ud} = 13.202\text{ Дж/мм}^3$ для стали 40ХНМА, а для ВЧ 70-2 $W_{ud} = 5.26\text{ Дж/мм}^3$. Такая разница обусловлена различием механических свойств обрабатываемых материалов. При увеличении глубины резания с 0,5 до 2,4 мм для ВЧ 70-2 удельные энергозатраты уменьшаются в 1,3 раза, а при увеличении подачи с 0,24 до 0,27мм/зуб уменьшение происходит в 1,04 раза.

Дальнейшее увеличение глубины для снижения удельных энергозатрат не возможно вследствие жестких требований по качеству и геометрии поверхностного слоя обрабатываемой детали.

Для обеспечения требуемой шероховатости поверхности коренных шеек коленчатого вала и с точки зрения экономичности и производительности наиболее оптимальным является

режим $S_z = 0.28\text{мм/зуб}$, $V = 80\text{м/мин}$, $t = 1,6\text{мм}$, как при обработке стали 40ХНМА, так и при обработке ВЧ 70-2.

Рассмотрим процесс шлифования коренных шеек коленчатого вала из стали 45 (HRC 40) и ВЧ 70-2 (рис. 3).

Характеристики круга: Э9А 25 – 32 С1 – С2 7 К5.(шлифование круглое, методом врезания).

Режимы: $t = 0.1 \dots 0.3\text{ мм}$,

$S_{поп} = 0,125 \dots 0,3\text{мм/мин}$,

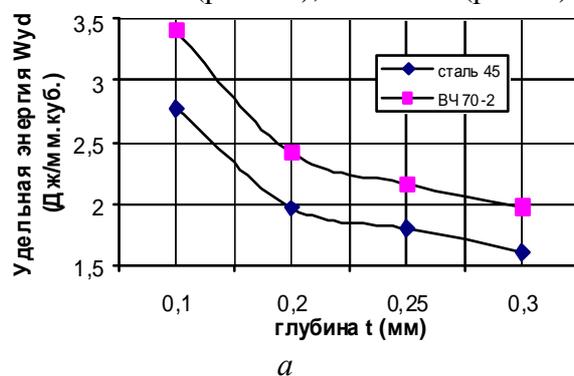
$V_d = 25 \dots 30\text{ м/мин}$,

$V_k = 30\text{м/с}$.

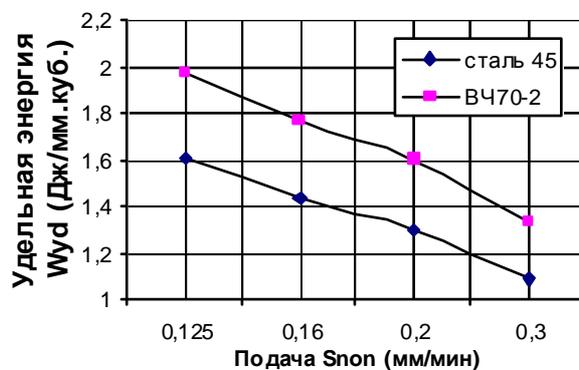
$S_{поп} = 0,125\text{мм/мин}$ (рис. 3, а, в);

$V_d = 25\text{ м/мин}$ (рис. 3, а, б);

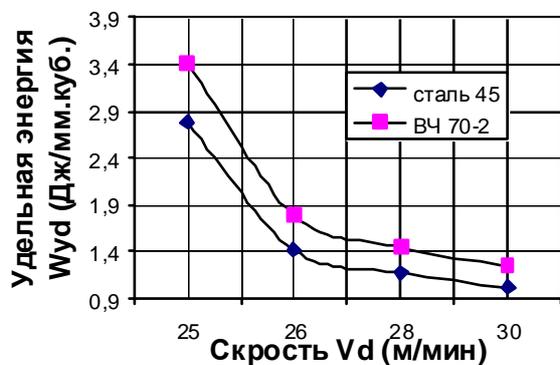
$t = 0.3\text{ мм}$ (рис. 3б), $t = 0.1\text{ мм}$ (рис.3в).



а



б



в

Рис.4. Зависимость энергозатрат при шлифовании от глубины(а), подачи(б) и скорости(в)

По сравнению с процессом фрезерования, при шлифовании удельные энергозатраты гораздо меньше. При шлифовании увеличение глубины, подачи и скорости детали приводит к уменьшению энергозатрат. Так при увеличении глубины с 0,1 до 0,3 мм, происходит уменьшение затрат удельной энергии в 1,7 раза при обработке стали 45 и на такую же величину происходит снижение при шлифовании коренных шеек вала из ВЧ 70-2.

В отличие от процесса фрезерования, при шлифовании изменение подачи и скорости значительно влияет на характер затрат удельной энергии. Так при увеличении скорости с 25 до 30 м/мин затраты удельной энергии уменьшаются в 2,75 раза для стали 45 и в 2,7 для ВЧ 70-2, что по сравнению изменением затрат в процессе фрезерования более существенно.

Достоинства удельной энергоёмкости процесса как критерия оптимизации предварительной и чистовой обработки: удельная энергоёмкость, характеризую физико-механическое состояние зоны резания, служит физическим показателем эффективности съема материала и определяет условия работы режущего инструмента; с помощью удельной

энергоёмкости, по существу, оптимизируют физические условия резания, а экономическая сторона процесса может быть отражена в соответствующих ограничениях на оптимизируемые параметры; удельная энергоёмкость является универсальным критерием, величина которого зависит от свойств обрабатываемого материала, параметров геометрии инструмента и режима резания и не зависит от характера производства (в отличие от экономических критериев).

Список литературы

1. Барановский Ю.В. Режимы резания металлов. Справочник. М.: Машиностроение, 1972.
2. Скуратов Д.Л., Трусов В.Н. Определение рациональных условий обработки при производстве деталей ГТД. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2002.
3. Старков В.К. Технологические методы повышения надежности обработки на станках с ЧПУ. М.: Машиностроение, 1984.

ENERGETIC POWER AS A CRITERION OF OPTIMIZATION

© 2006 V.A. Zubkov, D.L. Skuratov, V.N. Trusov

Samara State Aerospace University

In this article it's given an influence of cutting modes on the expense of specific energy as an example of milling processes and round grinding at typical details of an internal combustion engine final processing. As a criterion of optimization it's considered the energetic power of cutting process.

В процессе вращения зубчатого колеса соединенного с валом штифтами при изменении углового положения штифтов жесткостные параметры упругой системы могут меняться и это может служить причиной как вынужденного параметрического возбуждения так и параметрической неустойчивости и резонансов упругой системы в которую входят такие соединения. В данной работе и исследуются условия и причины таких колебаний. Вывод такой, что только одноштифтовое соединение может вызывать динамическую неустойчивость упругих систем в том числе и с зубчатыми колесами.

Целью настоящего исследования является: разработать методику, алгоритм и программы расчета статики и динамики штифтовых соединений и исследовать ее на примере упругих систем с зубчатыми колесами. С точки зрения статики при вращении упругой системы с штифтовым соединением (рис.1) упругая система представляется, во-

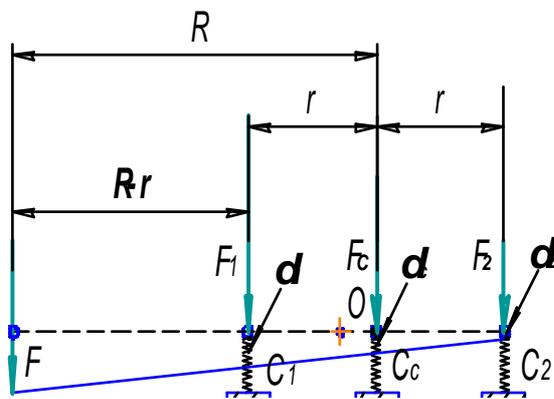


Рис.1. Упругая модель зубчатого колеса с двумя штифтами

первых, как статически неопределимая, распределение усилий между штифтами и ступицей (а ее необходимо принимать податливой наравне с штифтами) зависит от соотношений жесткостей штифтов и ступицы и их относительного положения при вращении, а во-вторых, как система с переменной жесткостью, так как при вращении меняется как бы конструкция упругой системы опять же за счет вращения штифтового соединения и изменения относительного расположения их в упругой модели. При исследовании динамики упругой системы зубчатой пары с разным количеством штифтов были сделаны следующие допущения (рис 2): 1. контакт зубьев зубчатых колес заменялся постоянной по величине жесткостью (не учитывалось влияние пересопряжения зубьев); 2. ведущее зубчатое колесо вращается равномерно независимо от характера поведения ведомого колеса, чтобы опять же

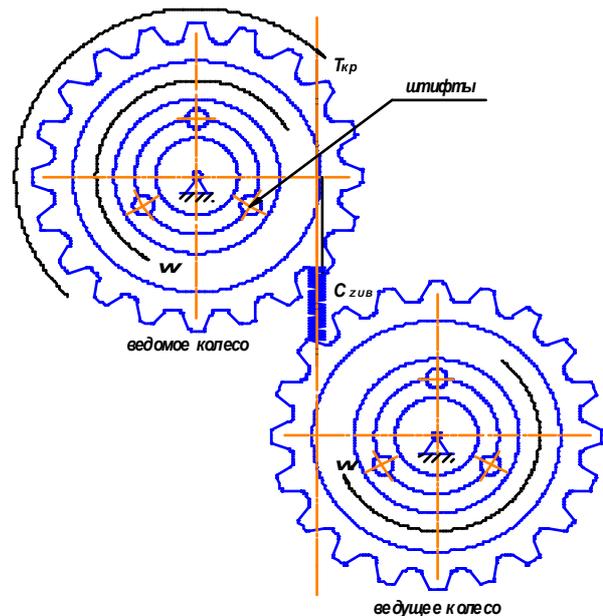


Рис.2. Упругая модель зубчатой передачи с штифтовыми соединениями

учесть влияние на динамику только штифтовых соединений; 3. модель упругого взаимодействия ступицы зубчатого колеса и штифтов принималась линейной и показана на рис 3 и 4. Согласно рис. 4 при смещении ведомого зубчатого колеса относительно посадочного места на валу на величину X_0 и Y_0 а также поворота его на угол φ величины контактных деформаций в сопряжении штифта, зубчатого колеса и вала будут

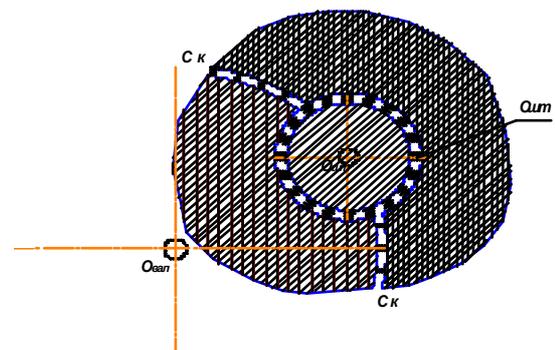


Рис. 3. модель упругого контакта штифта, вала и ступицы

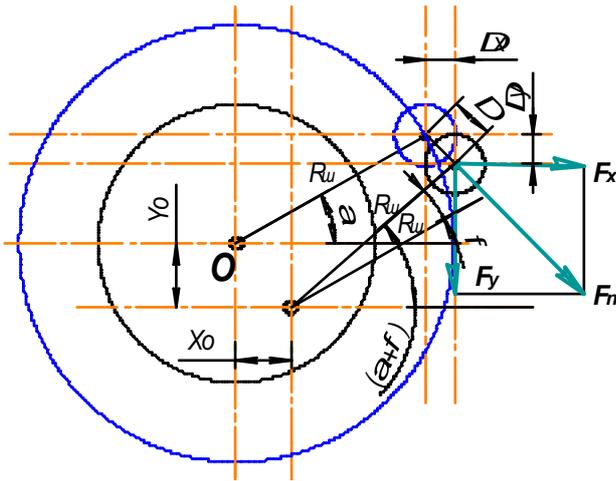


Рис.4. Геометрические и силовые параметры штифтового соединения

$$\Delta x = X_0 - r \cdot \sin(\alpha + \varphi);$$

$$\Delta y = Y_0 - r \cdot \cos(\alpha + \varphi).$$

Соответственно при линейной постановке задачи усилия от штифтов на зубчатое колесо будут

$$F_{xш} = C_{ш} \cdot \Delta x;$$

$$F_{yш} = C_{ш} \cdot \Delta y.$$

Крутящий момент на ведомое зубчатое колесо от усилий в штифтах

$$M_z = F_{xш} \cdot r \cdot \sin(\alpha + \varphi) + F_{yш} \cdot r \cdot \cos(\alpha + \varphi).$$

Усилия на зубчатое колесо со стороны вала

$$F_{x_0} = C_0 \cdot X_0;$$

$$F_{y_0} = C_0 \cdot Y_0.$$

Момент трения в сопряжении зубчатого колеса с валом

$$M_f = \frac{4}{\pi} \cdot \sqrt{F_{x_0}^2 + F_{y_0}^2} \cdot f,$$

где $C_{ш}$ и C_0 – соответственно жесткости в контактах штифта и вала; f – коэффициент трения в контакте ступицы зубчатого колеса и вала; α – угловое положение штифта относительно зацепления зубьев зубчатых колес; r – радиус расположения штифтов. Дифференциальные уравнения плоского движения ведомого зубчатого колеса и массы вала под его ступицей

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = -F_{x_0} + \sum F_{xш} - \lambda \cdot \frac{dx}{dt};$$

$$m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = -F_z + F_{y_0} + \sum F_{yш} - \lambda \cdot \frac{dy}{dt};$$

$$J \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = F_z \cdot R + \sum M_z - M_f - \lambda \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} - \omega \right);$$

$$J_M \cdot \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2} = M_{кр} - F_z \cdot R - \lambda \cdot \left(\frac{d\varphi_M}{dt} - \omega \right),$$

где m , J – масса и массовый момент инерции ведомого зубчатого колеса; J_M – массовый момент инерции вала под ступицей ведомого зубчатого колеса; λ – коэффициент демпфирования колебаний.

Контактные жесткости штифта и ступицы ведомого зубчатого колеса определялись по зависимостям соответственно

$$C_{ш} = 1.79 \cdot E \cdot l_{ш}; \quad C_0 = 1.79 \cdot E \cdot l_0,$$

где E – модуль упругости материала деталей; $l_{ш}$ и l_0 – соответственно длины штифта и ступицы ведомого зубчатого колеса.

Была составлена так же система линеаризированных дифференциальных уравнений для определения собственных частот упругих систем и выяснения как условий резонанса, так и возможности возникновения параметрической неустойчивости и параметрических резонансов.

Для примера ниже приведены результаты исследований динамики упругой системы пары зубчатых колес с штифтами при следующих исходных параметрах: радиусы основных окружностей зубчатых колес 100 мм; внутренний радиус ступицы ведомого зубчатого колеса 50 мм; ширина ведомого зубчатого колеса и его ступицы 40 мм; длина штифта 20 мм; диаметр штифта 6 мм; контактные жесткости: ступица-вал $15 \cdot 10^6$ кг/см; штифт-ступица-вал – 7518000 кг/см; зубьев зубчатых колес 640000 кг/см; Статическое нормальное усилие в зацеплении зубьев зубчатых колес от действия крутящих моментов – 6000 кг.

На рис. 5 приведены графики изменения усилий и крутящего момента в статике на ведомое зубчатое колесо при одноштифтовом соединении его с валом при заданных смещениях колеса относительно вала – $X_0 = Y_0 = 0.0001$ см. Эти данные получены из программы динамики упругой системы из подпрограммы определения усилий при заданных смещениях зубчатого колеса. Видно, что при смещении зубчатого колеса при одноштифтовом соединении возбуждается только крутящий момент и никаких радиальных усилий не возникает.

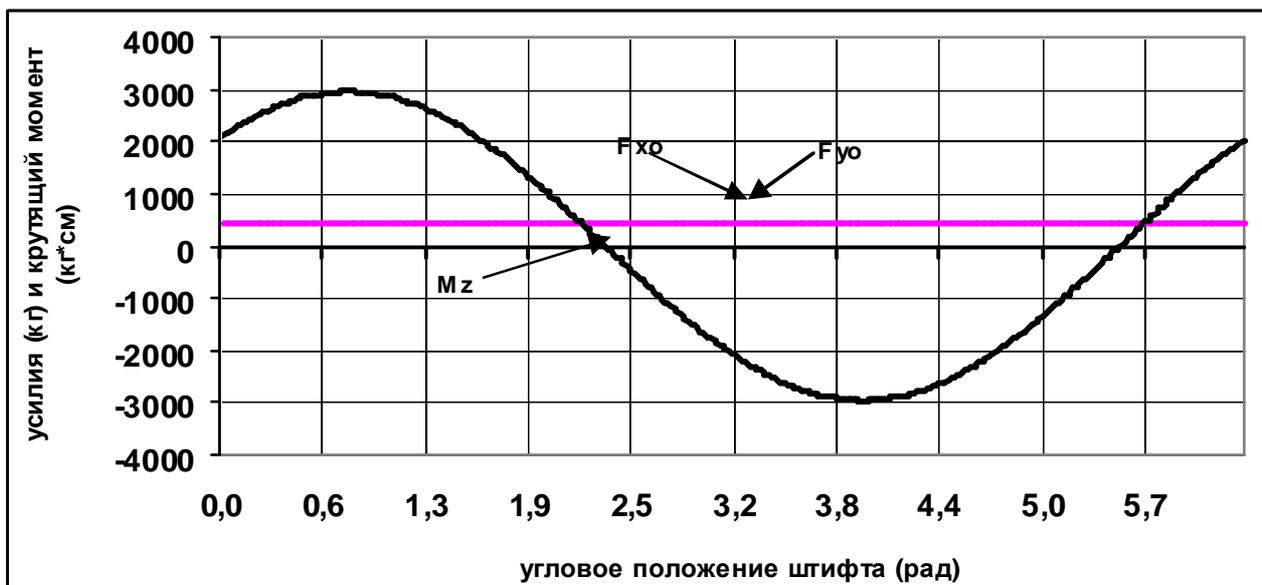


Рис. 5. Усилия и крутящий момент на зубчатое колесо при одноштифтовом соединении его с валом при заданных смещениях колеса относительно вала $-XO=YO=0.0001$ см.

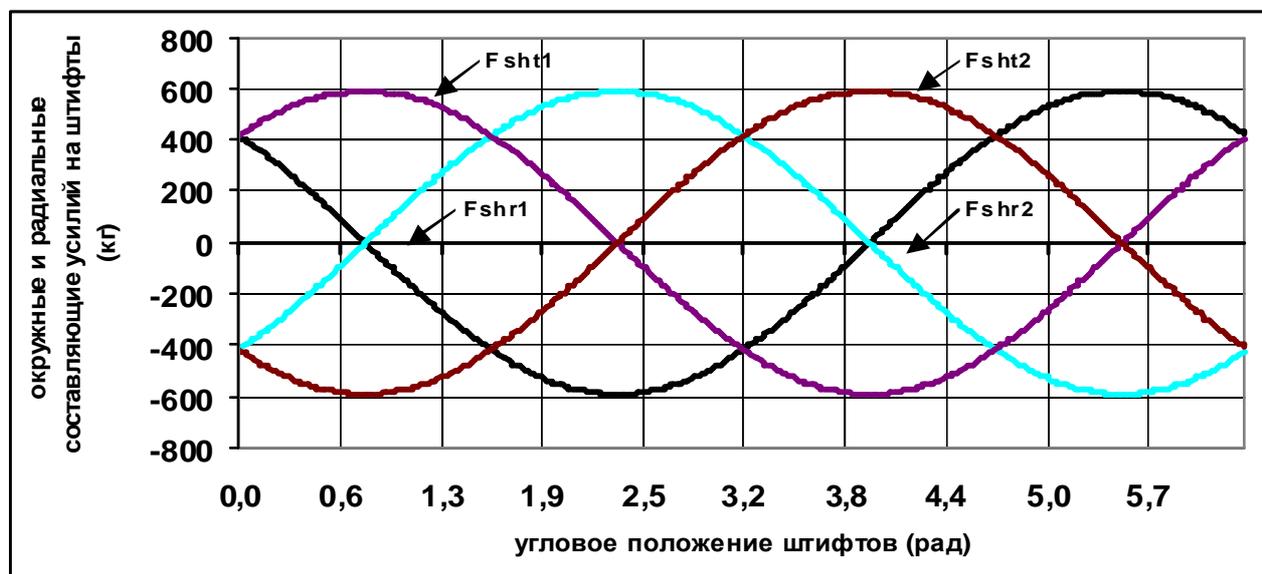


Рис. 6. Окружные и радиальные составляющие усилий на штифты при двух штифтовом соединении его с валом при заданных смещениях колеса относительно вала $-XO=YO=0.0001$ см. $Fshr1$ – радиальная составляющая усилия на штифт 1, $Fshr2$ – радиальная составляющая усилия на штифт 2, $Fsh1$ – окружная составляющая усилия на штифт 1, $Fsh2$ – окружная составляющая усилия на штифт 2.

Аналогичные исследования показали, что только одноштифтовое соединение возбуждает упругую систему. Другое любое количество штифтов в соединении при точном их изготовлении и размещении по радиусам и в окружном направлении не возбуждают упругие системы. Но сразу же необходимо отметить, что в динамике переменный крутящий момент будет передаваться на зубья зубчатых колес и от них, естественно, усилия будут передаваться на валы.

На рис. 6 показан случай двухштифтового варианта упругой системы. Видно, что в

этом случае ни крутящий момент, ни усилия на зубчатое колесо и на вал колебаний не возбуждают. На сами же штифты при любом их количестве в соединении действуют радиальные усилия, гармонически изменяющиеся по первой гармонике, что может приводить к наклепу и к усталостным поломкам деталей соединения. Это и имело место при доводке турбовинтового двигателя НК-12. в месте соединения сателлитной шестерни с шестерней-валом тремя цилиндрическими штифтами.

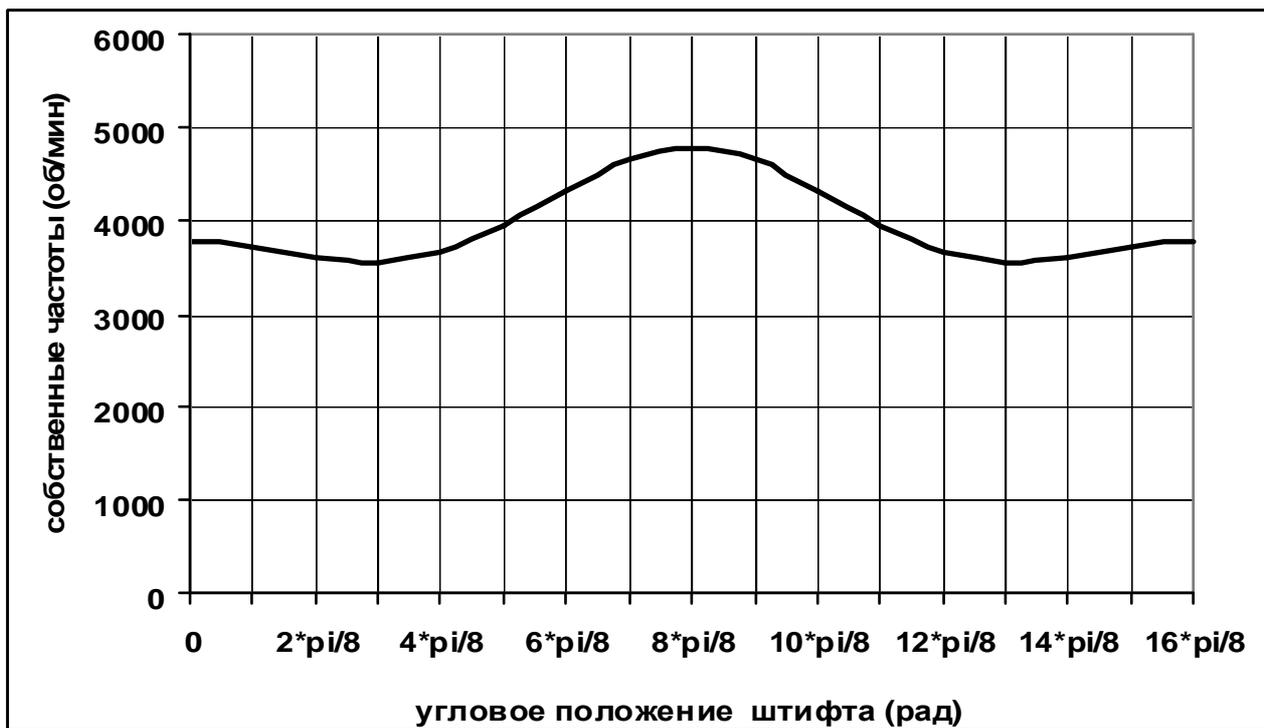


Рис.7. Собственные частоты колебаний по первой крутильной форме в зависимости от углового положения штифта относительно полюса зацепления при вращении ведомого зубчатого колеса

На рис. 7 приведены значения собственных частот колебаний упругой системы по первой (крутильной) форме в зависимости от углового положения штифта относительно полюса зацепления при вращении колес. Видно, что собственные частоты крутильных колебаний в зависимости от углового положения штифта изменяются в широком диапазоне от 3550 до 4850 1/мин. А это значит, что при частоте вращения более

чем в два раза указанного диапазона возможна параметрическая неустойчивость упругой системы (параметрический резонанс). Кроме того, собственные частоты линейных колебаний ведомого зубчатого колеса вдоль осей ОХ и ОУ как раз находятся в районе 10000 ... 11000 1/мин.

На графиках рисунков 8, 9 и 10 это хорошо видно. На рис. 8 показано изменение усилия в зубьях зубчатых колес при одном



Рис. 8. Усилия в зубьях зубчатых колес при одном штифте в соединении в начале движения. Частота вращения ведущего зубчатого колеса 14250 об/мин. Коэффициент демпфирования в упругой системе $\lambda=4000$ кг*сек/см

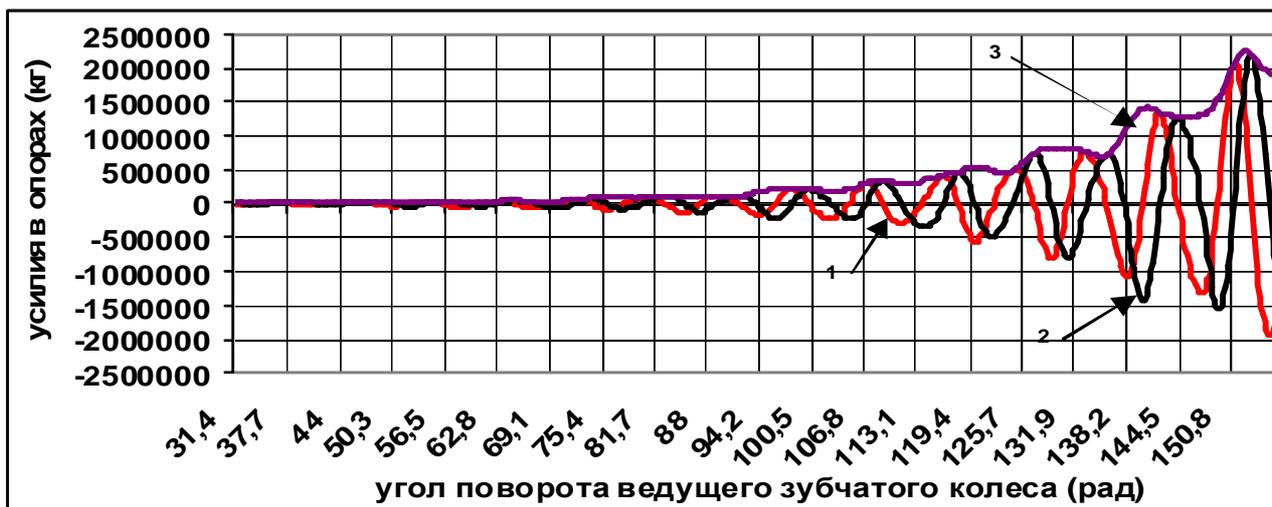


Рис.9. Усилия в опорах ведомого зубчатого колеса при одном штифте в соединении в начале движения. Частота вращения ведущего зубчатого колеса 14250 1/мин:
 1- вдоль оси OX (перпендикулярно линии зацепления зубчатых колес);
 2- вдоль оси OY (вдоль линии зацепления зубчатых колес);
 3- суммарное усилие на вал зубчатого колеса.



Рис.10. Усилия в зубьях зубчатых колес и в опорах ведомого зубчатого колеса при одном штифте в соединении в процессе установившегося движения. Частота вращения ведущего зубчатого колеса 14250 1/мин; зацепление зубьев беззазорное, коэффициент демпфирования в упругой системе $\lambda=4000 \text{ кг*сек/см}$
 1- усилия в зубьях зубчатых колес;
 2- усилия в опорах ведомого зубчатого колеса вдоль линии зацепления колес.

штифте в соединении. Частота вращения ведущего зубчатого колеса 14250 1/мин. Коэффициент демпфирования в упругой системе очень большой: $\lambda=4000 \text{ кг*сек/см}$.

Зубчатые колеса выполнены беззазорными, поэтому в зацеплениях зубьев усилия могут быть и отрицательными. Как показывают расчеты, наличие зазоров в зацеплении практически не изменяет поведение упругой системы и наличие параметрической неустойчивости ее.

Частоты колебаний не совпадают с частотой вращения зубчатых колес, то есть упругая система колеблется с собственными частотами. На рис.10 показаны установившиеся колебания при таких же условиях нагружения, что и в предыдущем случае. Видно, что колебания упругой системы происходят также в режиме собственных форм и частот. На рис. 11 показано изменение усилий в зацеплении зубчатых

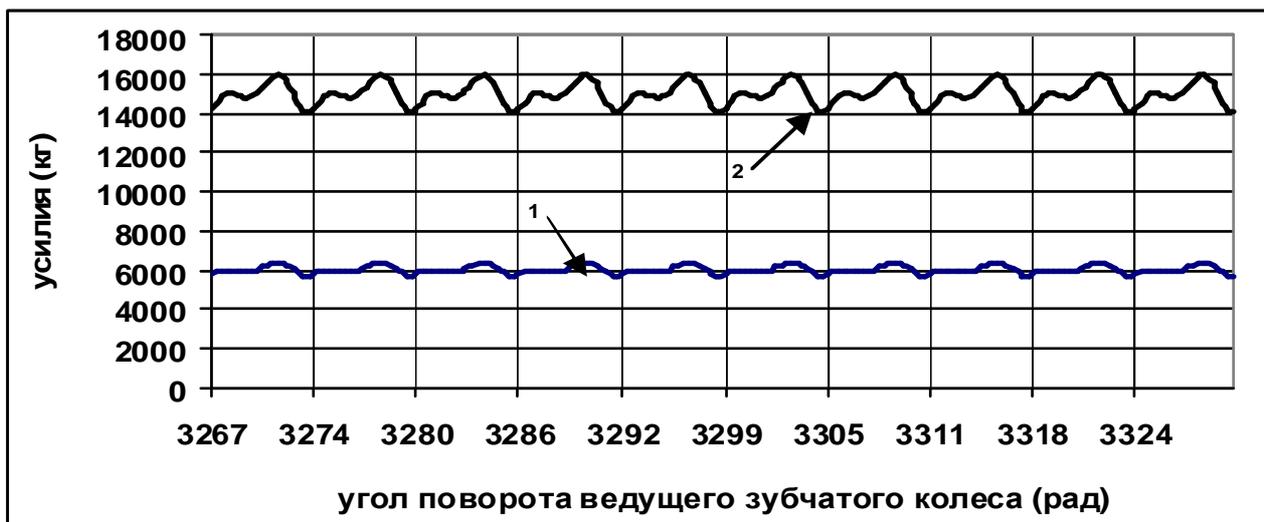


Рис.11. Усилия в зубьях зубчатых колес и в штифте ведомого зубчатого колеса при одном штифте в соединении в установившемся режиме. Частота вращения ведущего зубчатого колеса 800 1/мин: 1-усиления в зубьях зубчатых колес; 2- полное усилие в штифте ведомого зубчатого колеса. Коэффициент демпфирования в упругой системе $\lambda = 0.5 \text{ кг} \cdot \text{сек} / \text{см}$.

колес и в штифте одноштифтового соединения в установившемся режиме при частоте вращения 800 1/мин. Видно, что колебания небольшие, но проявляет себя и вторая гармоника.

В результате всех этих исследований было установлено:

1. Один штифт в соединении возбуждает только крутильные колебания в упругих системах, а при наличии зубчатых передач в них это, ввиду упругой связности, может приводить к колебаниям и в координатных направлениях упругих систем.
2. Штифтовые соединения с одним штифтом могут быть мощными источниками как вынужденных колебаний упругих систем с зубчатыми колесами, так и резонансов и параметрической неустойчивости.
3. Штифтовые соединения с двумя и больше штифтами при условии, что они выполнены

абсолютно одинаковыми, не возбуждают упругие системы. Влияние неточностей изготовления и расположения штифтов требует дополнительного исследования.

4. На сами штифты при любом их количестве в соединении действуют радиальные усилия, гармонически изменяющиеся по первой гармонике, что может приводить к наклепу и к усталостным поломкам деталям соединения.
5. Район параметрической неустойчивости упругой системы по оборотам лежит в диапазоне собственных частот упругой системы при крайних положениях штифта при вращении соединения.
6. В области параметрической неустойчивости даже при сильном демпфировании упругая система колеблется по всем собственным формам и частотам.

DYNAMICS OF TOOTHED WHEELS WITH PIN CONNECTIONS

© 2006 M.I. Kurushin, A.M. Kurushin

Samara State Aerospace University

At gyration of a toothed wheel pinned with the shaft and at change of an angular standing of pins rigid parameters of an elastic-system can vary. It can cause both the forced parametric excitation, and parametric instability and resonances of an elastic-system, which includes such joints. Requirements and the reasons of such oscillations are investigated. Conclusion is done, that only single-pin connection can induce a dynamical instability of elastic-systems including systems with toothed wheels.