

ISSN 1998-6629 (Print)
ISSN 2412-7329 (Online)

ВЕСТНИК

САМАРСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЁВА
(национального исследовательского
университета)

Том 14, № 3
Часть 2

Специальный выпуск, посвященный 85-летию
Центрального института авиационного моторостроения
имени П. И. Баранова

2015

УДК 05
ББК Я5

ВЕСТНИК
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЁВА (национального исследовательского университета)
Т. 14, № 3, ч.2, 2015

VESTNIK of the SAMARA STATE AEROSPACE UNIVERSITY
V. 14, no. 3, part 2, 2015

Главный редактор

Шахматов Е. В., д.т.н., профессор, СГАУ
Editor in Chief

Shakhmatov Ye. V., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU

Заместители главного редактора

Балакин В. Л., д.т.н., профессор, СГАУ
Прокофьев А. Б., д.т.н., профессор, СГАУ
Deputies Chief Editor

Balakin V. L., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU
Prokofiev A. B., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU

Ответственный секретарь

Прохоров А. Г., к.т.н., доцент, СГАУ
Executive Editor

Prokhorov A. G., Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, SSAU

Реакционная коллегия

Аншаков Г. П., член-корр. РАН	Комаров В. А., д.т.н., профессор, СГАУ
Астафьев В. И., д.ф.-м.н., профессор, СамГТУ	Кузьмичёв В. С., д.т.н., профессор, СГАУ
Богатырев В. Д., д.э.н., профессор, СГАУ	Лукачёв С. В., д.т.н., профессор, СГАУ
Гречников Ф. В., член-корр. РАН, СГАУ	Сойфер В. А., член-корр. РАН
Казанский Н. Л., д.ф.-м.н., профессор, ИСОИ РАН	Шорин В. П., академик РАН
Кирилин А. Н., д.т.н., профессор, АО РКЦ «Прогресс»	

Editorial Board

Anshakov G. P., Corresponding Member of the Russian Academy of Science	Kirilin A. N., Doctor of Science (Engineering), Professor, JSC Space Rocket Center "Progress"
Astafiev V. I., Doctor of Science (Physics and Mathematics), Professor, SSTU	Komarov V. A., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU
Bogatyryov V. D., Doctor of Science (Economics), Professor, SSAU	Kuzmichyov V. S., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU
Grechnikov F. V., Corresponding Member of the Russian Academy of Science, SSAU	Lukachyov S. V., Doctor of Science (Engineering), Professor, SSAU
Kazansky N. L., Doctor of Science (Phys. & Math.), Professor, Image Processing Systems Institute, Russian Academy of Science	Soifer V. A., Corresponding Member of the Russian Academy of Science
	Shorin V. P., Academician of the Russian Academy of Science

Журнал входит в утвержденный ВАК при Минобрнауки России Перечень российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук. Журнал включен в общероссийский каталог ОАО «Роспечать». Подписной индекс – 18264.
Свидетельство о регистрации СМИ ПИ № ФС77-61235 от 3 апреля 2015 г.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

© Samara State Aerospace University
34, Moskovskoye Shosse, Samara
443086, Russian Federation

☎ +7 (846) 267 43 65; e-mail: vest@ssau.ru

СОДЕРЖАНИЕ

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ ТУРБИН С БАНДАЖНЫМИ ПОЛКАМИ	
<i>В. Н. Матвеев, О. В. Батулин, Г. М. Попов, Е. С. Горячкин</i>	271
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СРЕДСТВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЕМИСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	
<i>О. В. Батулин, Г. М. Попов, Е. С. Горячкин, Ю. Д. Новикова</i>	284
ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ СТЕРЕОЛИТОГРАФИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПРИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЯХ	
<i>В. Н. Матвеев, Л. С. Шаблий, А. В. Кривцов</i>	296
МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВОДОРОДНЫХ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ANSYS CFD	
<i>А. В. Сулинов, Л. С. Шаблий, В. М. Зубанов</i>	305
МЕТОДИКА ДОСТОВЕРНОГО CFD-МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВУХКАСКАДНОГО ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	
<i>В. М. Зубанов, Л. С. Шаблий, А. В. Кривцов, А. И. Иванов, И.П. Косицын, Н. В. Батулин</i>	316
РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТА ДЕМПФИРОВАНИЯ УПРУГИХ КОЛЕЦ С РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТЬЮ	
<i>Д. С. Дилигенский, Д. К. Новиков</i>	327
ВЛИЯНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ И ТЕПЛОВЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК НА ПРОЧНОСТЬ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЁС	
<i>Д. Е. Керенцев, Ю. К. Пономарёв</i>	336
ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ РАДИАЛЬНО-ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ОПОР РОТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	
<i>С. В. Фалалеев, П. В. Бондарчук, И. Д. Ибатуллин, Р. Р. Бадыков</i>	346
ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВТОРЯЕМОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСЛОЙНЫХ ГОФРИРОВАННЫХ ДЕМПФЕРОВ АВИАЦИОННЫХ И РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МЕТОДОМ МОНТЕ-КАРЛО	
<i>Ю. К. Пономарёв</i>	354

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТОРЦОВЫХ ИМПУЛЬСНЫХ УПЛОТНЕНИЙ СО СТРУКТУРАМИ ОБРАТНОГО НАГНЕТЕНИЯ <i>А. С. Виноградов, Р. Р. Бадыков, Д. В. Анохин</i>	365
АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ НАДЁЖНОСТИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ <i>Е. Ф. Паровой, И. Д. Ибатуллин</i>	375
ФОРМИРОВАНИЕ МОДЕЛИ РЕОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПРОЦЕССЕ ИНТЕНСИВНОЙ ДЕФОРМАЦИИ РЕЗАНИЕМ <i>А. И. Хаймович, А. В. Балякин, Н. В. Галкина</i>	384
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ЛИТЬЯ ЛОПАТОК В ЗАГОТОВИТЕЛЬНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ <i>В. Г. Смелов, Р. А. Вдовин, А. В. Агаповичев</i>	391
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ И СИЛ РЕЗАНИЯ ПРИ ПЛОСКОМ ШЛИФОВАНИИ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ6 <i>Д. Г. Фёдоров, Д. Л. Скуратов</i>	400
ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ИНСТРУМЕНТА НА ПЛОТНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ ПРИ КОНЦЕВОМ ФРЕЗЕРОВАНИИ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ОТ4 <i>Д. В. Евдокимов, Д. Л. Скуратов</i>	409
МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ ТРЁХМЕРНЫХ ТВЁРДОТЕЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОДОВ-ИНСТРУМЕНТОВ ДЛЯ ИМПУЛЬСНОЙ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В САД-СИСТЕМЕ С ИХ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ СВЯЗЬЮ С ПРОГРАММНЫМ МОДУЛЕМ ПРОФИЛИРОВАНИЯ <i>М. В. Нехорошев, Н. Д. Проничев, Г. В. Смирнов</i>	419
ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ИМПУЛЬСНОЙ ЛАЗЕРНОЙ НАПЛАВКИ ПРИ ИСПРАВЛЕНИИ ЛИТЬЕВЫХ ДЕФЕКТОВ ДЕТАЛЕЙ ИЗ СПЛАВА ЖС-32 <i>В. Г. Смелов, А. В. Сотов, А. В. Агаповичев, Е. А. Носова</i>	425
ТЕХНОЛОГИЯ ИМПУЛЬСНОЙ ЛАЗЕРНОЙ НАПЛАВКИ ПРИ РЕМОНТЕ ПРЕСС-ФОРМ <i>В. Г. Смелов, А. В. Сотов, Р. Р. Кяримов, А. В. Агаповичев</i>	432

- СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ ИЗМЕРЕНИЯ ГЕОМЕТРИИ СЛОЖНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**
В. А. Печенин, М. А. Болотов, Н. В. Рузанов, Е. Р. Степанова 438
- ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТИЛЬНОЙ ЖЁСТКОСТИ ШТУЦЕРНЫХ ОПОР ДЛЯ РАСЧЁТА СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ТРУБОПРОВОДОВ**
С. А. Безбородов, А. М. Уланов 448
- О КОНВЕРТИРОВАНИИ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**
А. А. Боев, О. А. Гришанов 454
- ИСПЫТАНИЕ ПОДВОДА МАСЛА К ПОДШИПНИКОВОМУ УЗЛУ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ЧЕРЕЗ МАСЛОЗАХВАТНОЕ КОЛЬЦО**
А. А. Боев, А. Г. Петрухин, А. А. Михайлов 460
- ОЦЕНКА НАПРЯЖЁННОСТИ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛЕЙ ПОСЛЕ УПРОЧНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫМИ МЕТОДАМИ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ**
М. Б. Сазонов, Л. В. Соловацкая 467
- РАСЧЁТНЫЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ТОНКОСТЕННЫХ ВАЛОВ, УПРОЧНЯЕМЫХ МЕТОДАМИ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ**
А. С. Букатый, А. Н. Швецов 474
- РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВИНТОВОГО ДРОССЕЛЯ ДЛЯ НАСТРОЙКИ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ АГРЕГАТА УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕПУСКОМ ВОЗДУХА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**
А. Г. Гимадиев, Г. М. Макарьянц, К. В. Блюмин, И. М. Дудниченко 481
- ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АКУСТИЧЕСКОГО ЗОНДА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ВО ВХОДНОМ УСТРОЙСТВЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**
*В. Н. Иваненко, А. Г. Александрова, Е. С. Дягилева,
А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров* 491

CONTENTS

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

OPTIMIZATION OF THE WORKFLOW OF MULTISTAGE AXIAL TURBINES WITH PLATFORMS <i>V. N. Matveev, O. V. Baturin, G. M. Popov, E. S. Goryachkin</i>	271
THE USE OF MATHEMATICAL OPTIMIZATION MEANS TO INCREASE THE EFFICIENCY OF A SEVEN-STAGE AXIAL FLOW COMPRESSOR <i>O. V. Baturin, G. M. Popov, E. S. Gorachkin, Y. D. Novikova</i>	284
APPLICATION OF STEREOLITHOGRAPHY PROTOTYPES FOR GAS DYNAMIC TESTS <i>V. N. Matveev, L. S. Shabliy, A. V. Krivcov</i>	296
METHODS OF MODELING THE WORK PROCESS OF HYDROGEN SCREW- CENTRIFUGAL PUMPS USING ANSYS/CEA <i>A. V. Sulinov, L. S. Shabliy, V. M. Zubanov</i>	305
PROCEDURE OF VALIDATED CFD-MODELING OF A TWO-STAGE SCREW-CENTRIFUGAL PUMP <i>V. M. Zubanov, L. S. Shabliy, A. V. Krivtsov, A. I. Ivanov, I. P. Kositsin, N. V. Baturin</i>	316
CALCULATION OF THE DAMPING COEFFICIENT OF FLEXIBLE RINGS WITH WORKING FLUID <i>D. S. Diligensky, D. K. Novikov</i>	327
THE INFLUENCE OF RESIDUAL TECHNOLOGICAL STRESS AND SERVICE HEAT LOADS ON THE STRENGTH OF RAILWAY WHEELS <i>D. E. Kerentcev, Ju. K. Ponomarev</i>	335
IMPROVING THE RELIABILITY OF RADIAL FACE SEALS OF AIRCRAFT ENGINE ROTOR SUPPORTS <i>S. V. Falaleev, P. V. Bondarchuk, I. D. Ibatullin, R. R. Badykov</i>	345
RESEARCH OF REPEATABILITY OF CHARACTERISTICS OF MULTILAYERED CORRUGATED DAMPERS OF AIRCRAFT AND ROCKET ENGINES USING THE MONTE - CARLO METHOD <i>Yu. K. Ponomaryov</i>	354
RESEARCH OF SERVICEABILITY OF PULSED FACE SEALS WITH PUMPBACK STRUCTURES <i>A. S. Vinogradov, R. R. Badykov, D. V. Anokhin</i>	365

TOPICAL ISSUES OF GAS TURBINE ENGINE FRICTION UNIT RELIABILITY <i>Ye. F. Parovay, I. D. Ibatullin</i>	375
FORMATION OF A MODEL OF RHEOLOGICAL PROPERTIES OF HARD-TO-MACHINE MATERIALS IN THE PROCESS OF INTENSIVE CUTTING FORCE DEFLECTION <i>A. I. Khaimovich, A. V. Balaykin, N. V. Galkina</i>	384
APPLICATION OF NUMERICAL SIMULATION SYSTEMS FOR THE RESEARCH OF THE BLADE CASTING PROCESS IN BLANK PRODUCTION <i>R. A. Vdovin, V. G. Smelov, A. V. Agapovichev</i>	391
EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE SURFACE LAYER QUALITY AND CUTTING FORCES IN FLAT GRINDING OF THE BT6 TITANIUM ALLOY <i>D. G. Fedorov, D. L. Skuratov</i>	400
INFLUENCE OF TOOL DETERIORATION ON THE DENSITY OF HEAT FLUX DISTRIBUTION IN THE CUTTING AREA IN END MILLING OF OT4 TITANIUM ALLOY <i>D. V. Evdokimov, D. L. Skuratov</i>	409
PROCEDURE OF CREATING THREE-DIMENSIONAL SOLID MODELS OF TOOL ELECTRODES FOR ELECTROCHEMICAL PULSE MACHINING OF GAS TURBINE ENGINE PARTS IN CAD-SYSTEMS WITH THEIR PARAMETRIC COUPLING WITH SOFTWARE MODULE PROFILING <i>M. V. Nekhoroshev, N. D. Pronichev, G. V. Smirnov</i>	419
APPLICATION OF THE TECHNOLOGY OF PULSED LASER SURFACE COATING IN CORRECTING CASTING DEFECTS OF PARTS MADE OF “ЖС-32” ALLOY <i>V. G. Smelov, A. V. Sotov, A. V. Agapovichev, E. A. Nosova</i>	425
TECHNOLOGY OF PULSED LASER SURFACE COATING IN PRESSING TOOL REPAIR <i>V. G. Smelov, A. V. Sotov, R. R. Kyarimov, A. V. Agapovichev</i>	432
COMPARATIVE RESEARCH OF ALGORITHMS OF MEASURING THE GEOMETRY OF COMPLEX PROFILES OF GAS TURBINE ENGINE COMPRESSOR BLADES <i>V. A. Pechenin, M. A. Bolotov, N. V. Ruzanov, E. R. Stepanova</i>	438
ESTIMATION OF NIPPLE SUPPORT TORSIONAL STIFFNESS FOR THE CALCULATION OF PIPELINE NATURAL FREQUENCIES <i>S. A. Bezborrow, A. M. Ulanov</i>	448

CONVERSION OF GAS TURBINE ENGINE OIL SYSTEM <i>A. A. Boev, O. A. Grishanov</i>	454
TESTING OF GAS TURBINE ENGINE BEARING OIL SUPPLY THROUGH AN OIL-CATCH RING <i>A. A. Boev, A. G. Petrukhin, A. A. Mikhailov</i>	460
ESTIMATION OF TENSION OF THE SURFACE LAYER OF PARTS AFTER HARDENING BY DIFFERENT METHODS OF SURFACE PLASTIC DEFORMATION <i>M. B. Sazonov, L. V. Solovatskaya</i>	467
CALCULATION METHODS OF INVESTIGATING THE SURFACE LAYER OF THIN-WALLED SHAFTS HARDENED BY METHODS OF SURFACE PLASTIC DEFORMATION <i>A. S. Bukaty, A. N. Shvetsov</i>	474
DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF SCREW RESTRICTOR HYDRAULIC CHARACTERISTICS IN THE AIR BLEED VALVE CONTROL UNIT OF A GAS TURBINE ENGINE <i>A. G. Gimadiev, G. M. Makaryants, K. V. Blyumin, I. M. Dudnichenko</i>	481
PILOT STUDY OF FREQUENCY CHARACTERISTICS OF AN ACOUSTIC PROBE FOR MEASURING PRESSURE PULSATIONS IN THE GAS TURBINE ENGINE INLET DEVICE <i>V. N. Ivanenko, T. G. Alexandrova, E. C. Dyagileva, A. G. Gimadyev, N. D. Bystrov</i>	491

УДК 621.45.02

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ ТУРБИН С БАНДАЖНЫМИ ПОЛКАМИ

© 2015 В. Н. Матвеев, О. В. Батурич, Г. М. Попов, Е. С. Горячкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Рабочий процесс турбины описывается большим числом переменных, часто оказывающих противоречивое влияние на параметры её работы. Варьирование переменными является задачей, трудно поддающейся анализу и требующей больших временных затрат. Решением может стать применение методов математической оптимизации. В статье приведены основные положения метода автоматической оптимизации осевой турбины, основанного на совместном применении программного комплекса вычислительной газовой динамики NUMECA и программы-оптимизатора IOSO. Разработанная методика была апробирована на четырёхступенчатой турбине низкого давления, разработанной и испытанной в NASA. Для данной турбины созданы расчётные модели, включающие в себя одну, две, три и четыре ступени. Результаты расчёта с их помощью показали хорошее совпадение с данными эксперимента. По результатам проведённых исследований были выбраны настройки численной модели, которые обеспечивают совпадение расчётных и экспериментальных данных и не требуют больших ресурсов компьютера. Это позволяет заметно сократить время получения оптимального решения при многократном обращении к расчётной модели. С помощью созданной модели произведён автоматический поиск конфигурации лопаток турбины, обеспечивающей повышение КПД турбины на 0,7% при сохранении расхода рабочего тела и степени расширения газа (с точностью 0,5%), соответствующих исходной конструкции.

Осевая турбина, эффективность, оптимизация, фронт Парето, характеристика.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-271-283

Турбина является одним из важнейших узлов, влияющим на общую топливную экономичность двигателя. Это связано с тем, что недобор эффективности турбины при прочих равных условиях снизит величину реальной работы, которую она производит, и её недостаток будет компенсироваться за счёт увеличения расхода топлива [1]. По этой причине задача повышения эффективности турбин всегда остаётся актуальной задачей газотурбинного двигателестроения.

За последние годы процесс проектирования и доводки эффективных турбин связан с развитием методов вычислительной газовой динамики. На сегодня они являются точным расчётным методом исследования процессов газовой динамики. Они способны достоверно предсказывать характеристики турбины с учётом всех, даже самых незначительных, особенностей трёхмерной геометрии проточной части и проводить оценку влияния на них варьирования любого геометрического или режимного параметра. Концептуально алгоритм применения CFD методов при совершенствовании турбин заключается в

следующем. Проводится расчётное исследование структуры потока в исследуемой области. Затем проектировщик выбирает способ улучшения структуры, перестраивает геометрию элементов проточной части, проводит расчёт, анализирует результаты и вновь проходит всю цепочку до получения желаемого результата [2].

Однако использование данного алгоритма на практике затруднено. Основная причина заключается в том, что форма проточной части ступени осевой турбины описывается большим числом переменных.

Авторами статьи была проведена оптимизация 4,5-ступенчатой (4 полных ступени и спрямляющий аппарат, установленный за последней) осевой модельной турбиной, спроектированной и экспериментально исследованной в NASA (рис. 1) [3-5]. Для рассматриваемой турбины имеются подробные данные испытаний не только в сборе, но и для отдельных групп ступеней, что позволило провести качественную верификацию созданной для оптимизации расчётной модели.

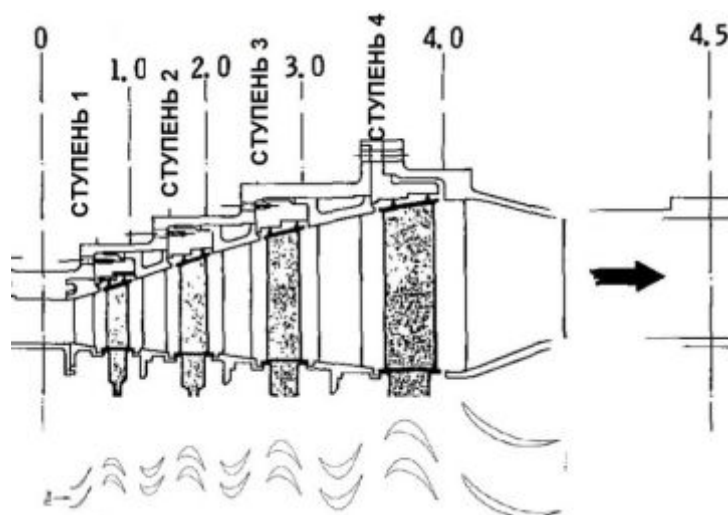


Рис. 1. Внешний вид исследуемой турбины [4]

На базе исходной геометрии турбины были созданы расчётные модели рабочего процесса в разных вариантах исполнения турбины при следующих допущениях:

1. Течение в каждом лопаточном венце (ЛВ) соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК), а также в притракторных полостях обладает свойством циклической симметрии. Поэтому все модели содержали только по одному межлопаточному каналу с периодическими граничными условиями на боковых поверхностях.

2. Расчёт велся в стационарной постановке.

3. Деформации лопаток турбины под действием газовой нагрузки при расчёте не учитывались.

4. В качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами продуктов сгорания керосина.

5. В расчёте учитывалось, что теплоёмкость и вязкость рабочего тела зависят от его температуры.

6. Турбулентность считалась изотропной по всем направлениям. Для её моделирования была использована модель *Spalart-Allmaras*.

7. Теплообмен между стенками проточной части и потоком не учитывался

из-за быстрого протекания рассматриваемого процесса.

Для расчёта выделялись области пространства вокруг рабочих и сопловых лопаток. Область СА рассчитывалась в неподвижной системе координат. Область РК рассчитывалась во вращающейся системе координат, скорость вращения которой совпадает с частотами вращения ротора (3700 об/мин).

В качестве граничных условий на входе в турбины были заданы радиальные эпюры распределения полного давления p^* , полной температуры T^* , угла потока α и турбулентной вязкости в соответствующем сечении проточной части. Значения данных параметров были приняты равными имевшим место при испытаниях турбин [3-5]. На выходе из турбин задавалось статическое давление. Величина статического давления на выходе из турбины назначалась в соответствии с требуемой степенью расширения.

Для передачи данных между областями СА и РК применялся встроенный в программный комплекс интерфейс *Full Non Matching Mixing Plane*.

Внешний вид расчётной модели с используемыми граничными условиями приведён на рис. 2.



Рис.2. Расчётная модель 4,5-ступенчатой турбины с принятыми граничными условиями

Всего были созданы 5 групп расчётных моделей:

- модель процесса в первой ступени (рис. 3, а);
- модель процесса в первых двух ступенях (рис. 3, б);

- модель процесса в первых трёх ступенях (рис. 3, в);

- модель процесса в четырёх ступенях (рис. 3, г);

- полная модель рабочего процесса в 4,5-ступенчатой турбине (рис. 1).

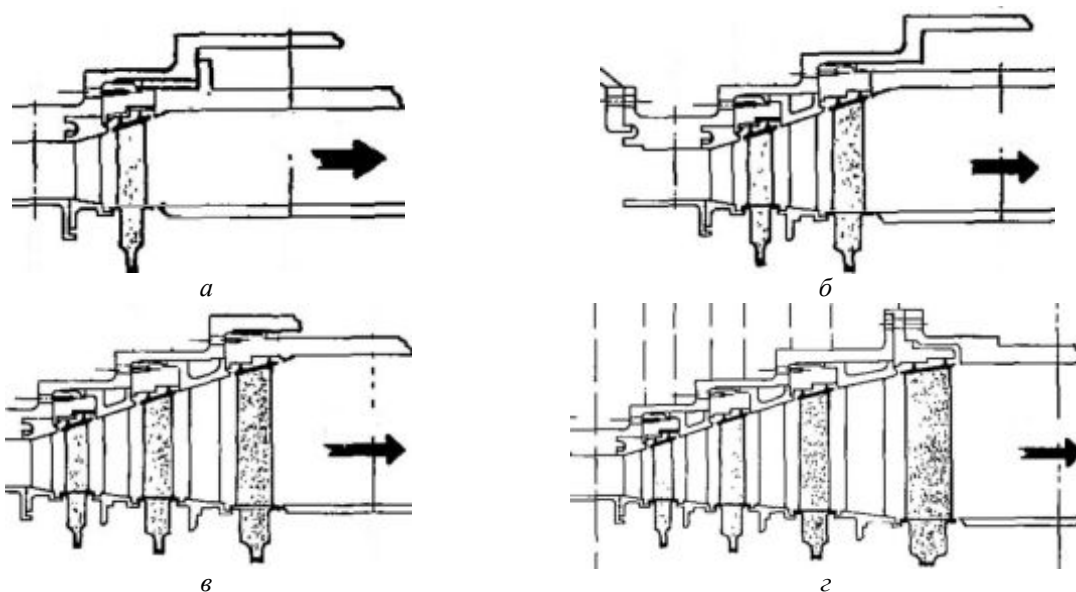


Рис. 3. Рассмотренные конфигурации турбины [5]

Для каждой рассмотренной конфигурации турбины было создано по три расчётных модели, отличающихся плотностью сетки конечных объёмов.

«Редкая» сетка (рис. 4, а). В среднем на один ЛВ приходится 385 тысяч элементов. Максимальное значение параметра $y+$ для данной сетки составило 7.

«Нормальная» сетка (рис. 4, б). В среднем на один ЛВ приходится 900 тысяч элементов. Максимальное значение параметра $y+$ - 3.

«Густая» сетка (рис. 4, в). В среднем на один ЛВ приходится 1 миллион 700 тысяч элементов. Максимальное значение параметра $y+$ - 1.

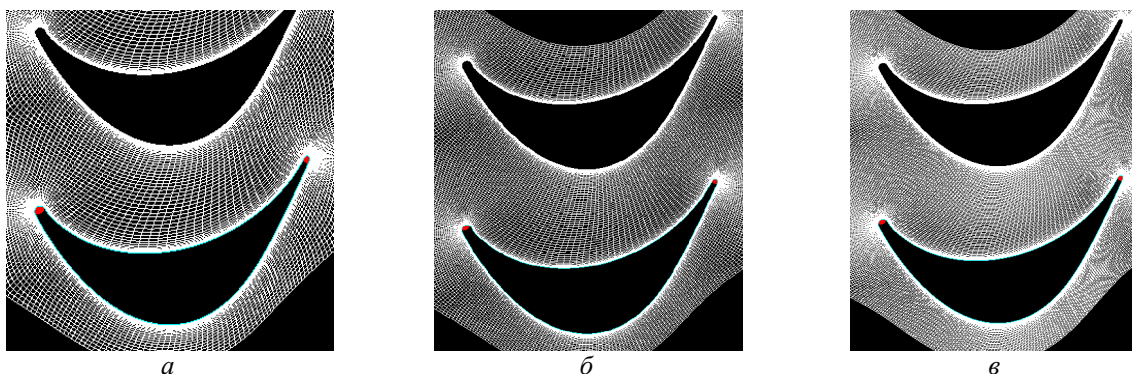


Рис. 4. Сетки конечных объёмов созданных расчётных моделей: «редкая» (а), «нормальная» (б), «густая» (в)

Всего было построено 15 расчётных моделей: по три типа сетки («редкая», «нормальная» и «густая») для пяти конфигураций турбины (1, 2, 3, 4, 4.5 ступени). Во всех моделях применялась блочно-структурированная сетка, созданная с помощью средств программы NUMECA [6].

С помощью каждой из созданных численных моделей были рассчитаны характеристики турбины в виде зависимостей КПД и пропускной способности от перепада полного давления на турбине

при постоянной частоте вращения ротора. Здесь и далее под пропускной способностью понимается расходный комплекс

$$A = \frac{G\sqrt{T^*}}{p^*}.$$

Принципиально результаты, полученные для разных конфигураций турбины, не отличаются друг от друга. Поэтому в качестве иллюстрации на рис. 5 приводятся характеристики, полученные для 4,5-ступенчатой конфигурации.

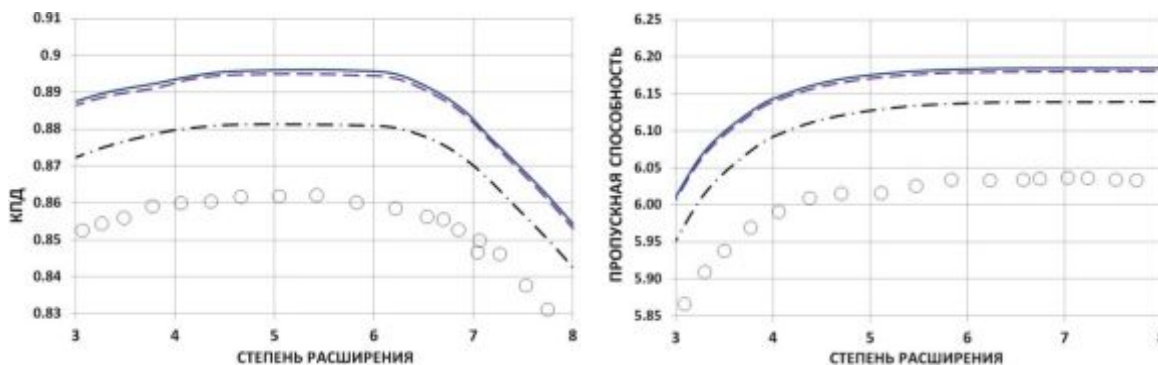


Рис. 5. Сопоставление расчётных и экспериментальных характеристик 4,5-ступенчатой турбины: ○ - эксперимент; - - - «редкая» сетка; - · - «нормальная» сетка; — «густая» сетка

При анализе рис. 5 обращает на себя внимание тот факт, что результаты, показанные на «нормальной» и «густой» сетках, мало отличаются друг от друга. Это говорит о том, что при числе конечных объёмов, приходящихся на один венец, свыше 900 тысяч размер сетки перестаёт влиять на получаемые результаты. Дальнейшее измельчение сетки не повлияет на результаты расчёта, но приведёт к увеличению времени счёта.

Однако, как видно из рис. 5, в расчёте значение КПД турбины завышено на 2...3% (абс.), а пропускная способность – на 2...3% (отн.). Результаты расчётов по созданным численным моделям качественно хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований. Это иллюстрируется рис. 6, на котором приведены зависимости относительной пропускной способности и КПД от перепада полного давления на турбине. Под относительными параметрами понимается от-

ношение текущего значения переменной к максимальному его значению в рассматриваемом диапазоне:

$$\bar{A} = \frac{A_i}{A_{\max}}; \quad \bar{\eta} = \frac{\eta_i}{\eta_{\max}}$$

Совпадение всех четырёх графиков позволяет говорить о хорошем количественном совпадении результатов расчёта с экспериментальными данными.

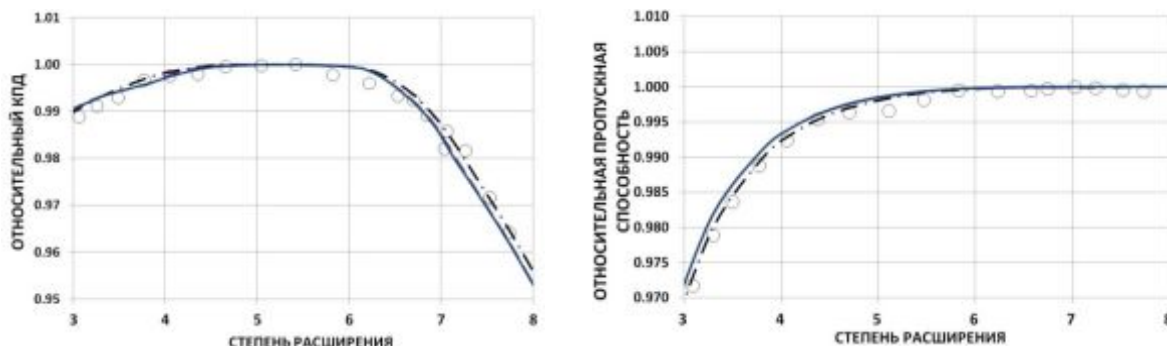


Рис. 6. Сопоставление относительных расчётных и экспериментальных характеристик 4,5-ступенчатой турбины:

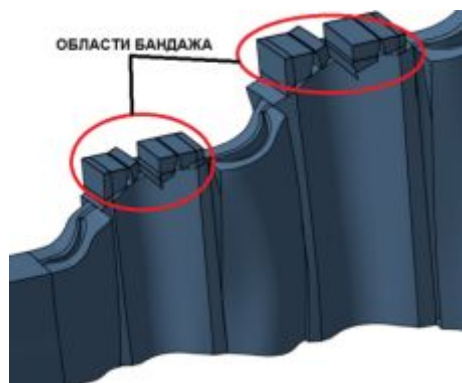
○ - эксперимент; - - - «редкая» сетка; ··· «нормальная» сетка; — «густая» сетка

Всё сказанное выше для 4,5-ступенчатой турбины справедливо и для остальных рассмотренных вариантов.

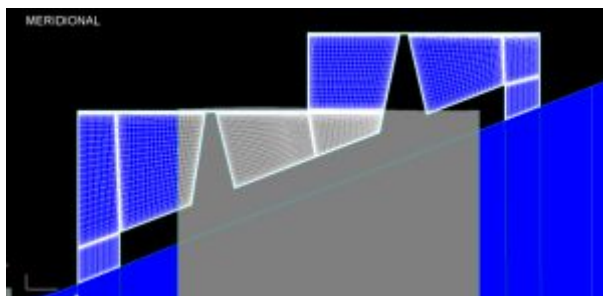
Основной причиной несовпадения результатов расчёта и эксперимента является тот факт, что созданные расчётные модели не учитывали наличие радиального зазора над рабочим колесом. Рассматриваемые турбины имеют бандажные полки на периферии рабочих лопаток, образующие замкнутое кольцо. Между кольцом и статором образуется щель, через которую рабочее тело утекает со входа рабочего колеса на выход, не передавая свою энергию на лопатки [7, 8]. Поэтому создана расчётная модель рабочего процесса турбины, учитывающая наличие ра-

диального зазора над бандажными полками.

Новые расчётные модели были созданы в соответствии с подходами, описанными выше, и отличались от ранее созданных моделей только наличием дополнительных доменов (рис. 7) над РК, моделирующих утечку, и необходимыми интерфейсами между доменами. Домены полостей над бандажом рассчитывались во вращающейся системе координат и были разбиты блочно - структурной сеткой конечных объёмов. В среднем на один домен приходилось по 1,8 млн. ячеек (число доменов равно числу рабочих колёс).



а



б

Рис. 7. Особенности расчётной модели с учётом утечек над бандажом: положение дополнительных доменов (а), сетка конечных объёмов дополнительных доменов (б)

Сравнение зависимостей пропускной способности и КПД турбины от перепада полного давления в турбине, полученных с помощью двух расчётных моде-

лей, одна из которых учитывала наличие утечек над бандажом, а вторая – нет, с данными эксперимента показано на рис. 8.

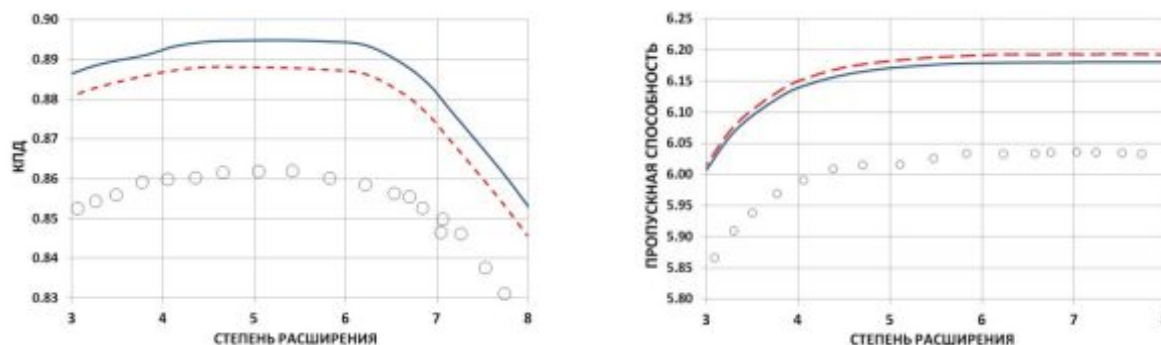


Рис. 8. Влияние учёта утечек над бандажом на результаты расчёта характеристик 4,5-ступенчатой турбины:

○ - эксперимент; — - с учётом бандажа; — - без учёта бандажа

Как видно из рис. 8, учёт бандажа приводит к тому, что расчётное значение КПД снижается на 1% (абс.), а пропускной способности на 0,5(отн.) относительно расчёта без учёта зазора. Также обращает на себя внимание тот факт, что учёт утечек в радиальном зазоре не сказался на форме зависимости. Фактически она сместилась эквидистантно исходной кривой. Можно заключить, что результаты расчёта с учётом утечки над бандажом также качественно хорошо совпадают с данными эксперимента. При этом они показывают лучшее количественное совпадение по сравнению с моделью без учёта утечек.

Отмеченное хорошее качественное совпадение, которое показывает созданная расчётная модель, может быть использовано для поиска оптимальной конфигурации турбины.

Качественное совпадение результатов расчёта, полученных с помощью численных моделей, отличающихся густотой сетки конечных объёмов и наличием учёта утечек, позволяет предложить следующую стратегию поиска оптимального решения: оптимизация проводится с помощью «редкой» расчётной модели с малым числом конечных элементов без учёта наличия утечек. Это позволит значительно сэкономить время при поиске оптимума без существенной потери точности его определения. Окончательные характери-

стики оптимального варианта рассчитываются с помощью «густой» расчётной модели, соответствующей реальной геометрии и показывающей более достоверные результаты.

Алгоритм поиска оптимального решения был построен на основе программы оптимизатора *IOSO* [9-11] и программы численного моделирования рабочего процесса в турбомашине *NUMECA* [6].

Для проведения оптимизации турбины был использован алгоритм изменения формы профиля лопатки, описанный в [10]. Основная его идея заключается в том, что в ходе оптимизации толщина лопатки в контрольном сечении, а также характер её изменения вдоль хорды, остаются неизменными. Такой подход позволяет существенно сократить число переменных и, в первом приближении, сохранить напряжённо - деформированное состояние лопаток, поскольку отношение поперечных площадей втулочного и периферийного сечений лопатки, существенно влияющее на растягивающие напряжения, изменяется незначительно.

Для описания формы средней линии профиля был использован подход, описанный в [11]. Средняя линия профиля представлялась в виде сплайна, проходящего через четыре контрольных точки. Крайние точки сплайна соответствовали центрам входной и выходной кромок. Ос-

тальные точки были равномерно расположены вдоль сплайна. Изменение формы средней линии профиля и взаимного положения сечений друг относительно друга производилось за счёт перемещения сред-

них контрольных точек сплайнов, а также за счёт варьирования угла установки профиля γ (рис. 9).



Рис.9. Схема изменения формы средней линии профилей лопаток соплового аппарата (а) и рабочего колеса (б)

В представляемой задаче форма сечения СА изменялась за счёт перемещения в тангенциальном направлении первых трёх контрольных точек на сплайне (рис. 9, а). Также варьировались выносы сечения в осевом и окружном направлениях и угол установки профиля γ . Всего подобным образом в СА изменялась форма трёх сечений: втулочного, среднего и периферийного.

Изменение формы лопатки РК выполнялось только за счёт изменения угла установки всей лопатки (рис. 9, б) в диапазоне $\pm 2^\circ$. Такое решение было принято для сохранения напряжённо - деформированного состояния рабочей лопатки, а также для сокращения числа переменных.

Алгоритм перестройки профиля лопатки по высоте с помощью описанных выше подходов был реализован в программе *Profiler*, разработанной на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ [12 - 14].

Поиск оптимальной конфигурации 4,5-ступенчатой турбины осуществлялся по следующему алгоритму. Программа *IOSO* формировала блок исходных данных, на основании которых программа *Profiler* создавала новую геометрию ло-

патки и передавала их в виде текстового файла в *NUMECA*. Там, на базе полученной информации, в автоматическом режиме создавалась расчётная модель и производился расчёт течения в ней. Определялись величины КПД и других параметров турбины. *IOSO* на основании данных расчёта, а также предыдущих обращений к численной модели, формирует новое сочетание исходных данных, и процесс повторяется до достижения искомого экстремума.

В ходе решения задачи оптимизации была поставлена задача максимального повышения КПД турбины на расчётном режиме. В ходе процесса оптимизации варьировались геометрические параметры лопаток СА и РК, описанные выше. Общее число независимых переменных – 96.

При решении задачи оптимизации задавались ограничения, связанные с особенностями функционирования турбины в составе газотурбинного двигателя (ГТД). В частности, расход рабочего тела через турбину и степень расширения газов на расчётном режиме работы не могли отличаться от исходных значений более чем на 0,5%. Постановка задачи оптимизации иллюстрируется рис. 10.

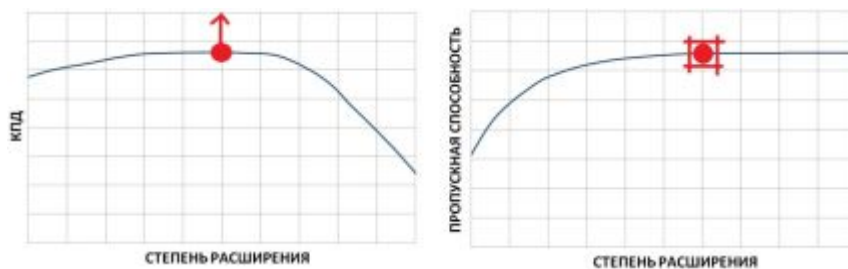


Рис. 10. К постановке задачи оптимизации

Поиск оптимального решения проводился с помощью расчётной модели, не учитывающей наличие радиального зазора и разбитой сеткой конечных объёмов таким образом, что на один венец в среднем приходится по 900 тысяч ячеек («нормальная» сетка). С помощью данной модели была найдена такая конфигурация лопаток, которая обеспечивает получение максимального КПД турбины при принятых ограничениях. Для получения решения программе IOSO потребовалось более 1000 обращений к расчётной модели.

Для найденной конфигурации турбины была вновь создана расчётная модель, учитывающая наличие перетекания

рабочего тела над бандажом и разбитая сеткой таким образом, что на одни лопаточный венец в среднем проходило 1 миллион 700 тысяч конечных объёмов («густая» сетка). С помощью данной модели были рассчитаны характеристики оптимального варианта турбины. Результаты сравнения характеристик оптимального и исходного вариантов представлены на рис. 11. Сопоставление исходной и оптимизированных форм лопаток представлено на рис. 12. Видно, что изменились в основном лопатки СА, которые приобрели сложную пространственную форму. Изменение рабочих лопаток незначительно.

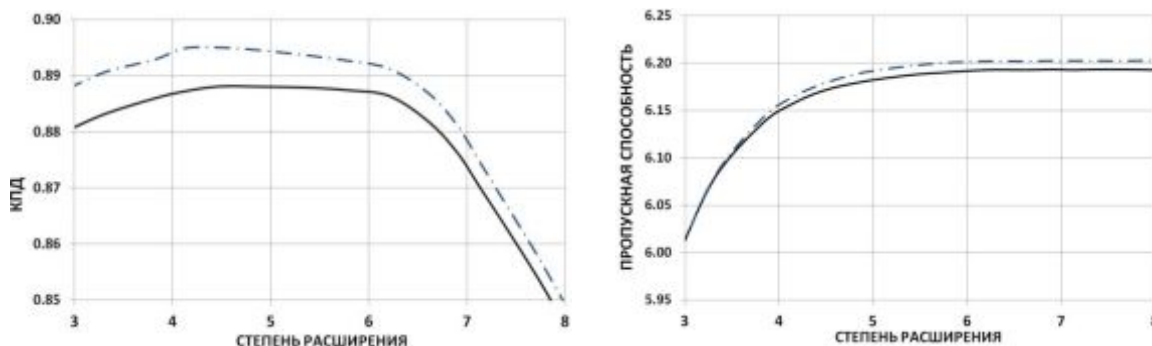


Рис.11. Сопоставление характеристик 4,5-ступенчатой турбины до (—) и после (---) оптимизации

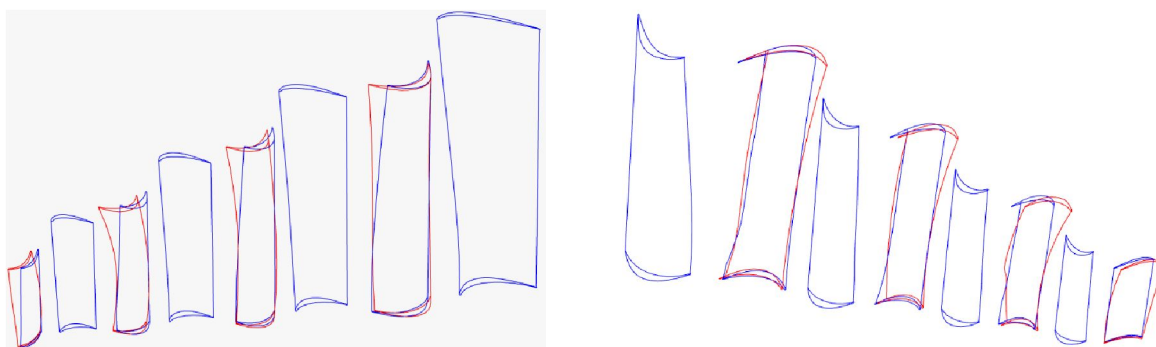
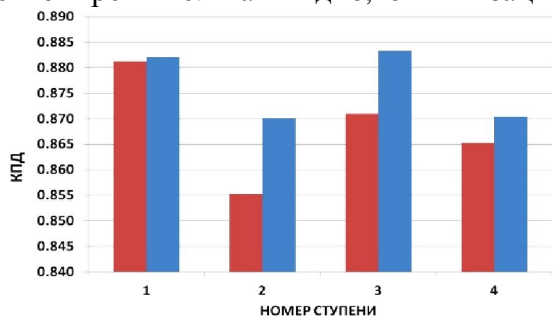


Рис.12. Сопоставление форм лопаток 4,5-ступенчатой турбины до (—) и после (—) оптимизации

Анализ зависимостей на рис. 11 показывает, что найденная конфигурация турбины обеспечивает повышение величины КПД на расчётном режиме на 0,7% при сохранении величины пропускной способности, близкой к исходному уровню. На рис. 13 приводится сопоставление КПД и работ ступеней исходных и оптимизированных ступеней турбины на расчётном режиме. Как видно, оптимизация



привела к некоторому перераспределению работ между ступенями: первые две ступени несколько разгрузились, а задние, наоборот, догрузились. Причём удельная работа третьей ступени увеличилась на 3% относительно исходной турбины. Отметим, что увеличение КПД турбины увеличило удельную работу турбины на 0,7% (отн.).

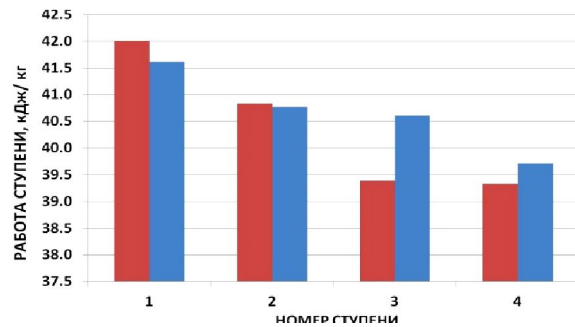


Рис. 13. Сопоставление КПД и удельных работ ступеней исходного (■) и оптимизированного (■) вариантов турбины

Анализ изменения КПД ступеней показал, что эффективность всех ступеней возросла: первой – на 0,1%, второй – на 1,5%, третьей – на 1,2%, четвёртой – на 0,5%.

Основные причины повышения эффективности турбины: улучшение струк-

туры потока в СА, уменьшение интенсивности вторичных течений и снижение профильных потерь, а также согласование углов натекания потока. Это подтверждается зависимостями изменения коэффициента восстановления полного давления в СА вдоль высоты лопатки (рис. 14).

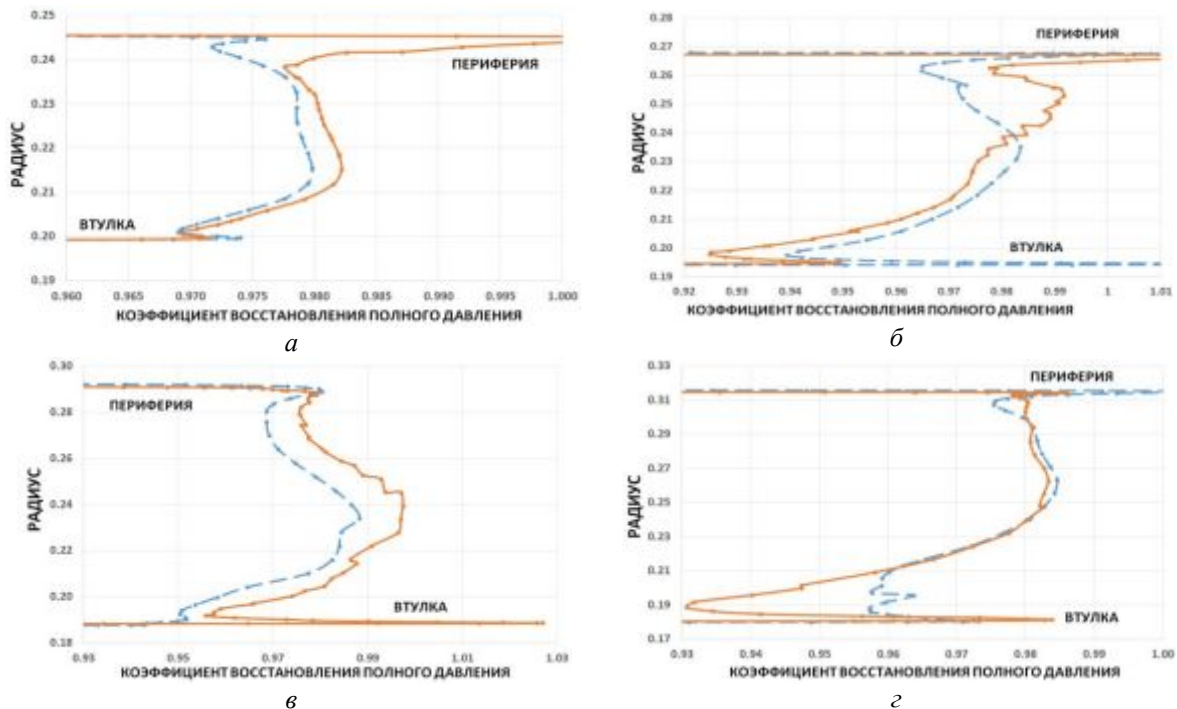


Рис. 14. Сопоставление зависимостей коэффициента восстановления полного давления в СА σ вдоль высоты лопатки исходного (—) и оптимизированных (—) вариантов первой (а), второй (б), третьей (в) и четвёртой (г) ступеней

Как видно из рис. 14, изменение формы сопловых лопаток привело к заметному сокращению потерь практически во всех СА. В первой ступени уменьшились профильные потери по всей высоте лопатки и интенсивность периферийного вихря. Сам вихрь сместился ближе к ядру потока. Во второй ступени профильные потери в целом возросли, однако интенсивность периферийного вторичного течения существенно сократилась, а сам вихрь был прижат к концевой стенке. В третьей ступени сократились профильные потери, интенсивность и положение вторичных вихрей осталось неизменным. В четвертой ступени профильные потери в целом не изменились. При этом возросли вторичные потери на втулке, но снизились на периферии. Таким образом, наибольшее снижение потерь в СА наблюдается в третьей ступени, в ней же наблюдается максимальный рост КПД.

Найденный резерв повышения КПД (0,7%) рассматриваемой турбины не является предельным. Из-за ограничений имеющейся в СГАУ лицензии оптимизатора *IOSO* внимание авторов было сосредоточено только на СА. Для описания формы рабочей лопатки не хватило переменных. Вероятно, изменение формы рабочей лопатки по схожему алгоритму позволит повысить КПД ступени ещё больше. Кроме того, изменение формы рабочей лопатки потребует проверку её напряжённо-деформированного состояния на каждом этапе, что заметно усложнит алгоритм решения задачи. Тем не менее внедрение в алгоритм поиска оптимальной конфигурации проверки соответствию прочностным критериям является очевидным направлением развития данной работы.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках базовой части государственного задания.

Библиографический список

1. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. М.: Машиностроение, 2002. 616 с.
2. Lomax H., Pulliam T.H., Zingg D.W. 2001. Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, Springer, Chap. 2.
3. Webster P.F. Design of a 4 1/2 stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output - 2. Stage group performance // NASA Technical Paper. 1976. Iss. 1688.
4. Whitney W.J., Bebnig F.P., Moffit T.P., Hotz G.M. Cold-air investigation of 4 1/2 stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output I. – Overall Performance // NASA TM X-3498. 1977.
5. Whitney W.J., Bebnig F.P., Moffit T.P., Hotz G.M. Cold-air investigation of 4 1/2 stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output - II – Stage Group Performance // NASA Technical Paper. Iss. 1688. 1980.
6. NUMECA International. <http://www.numeca.been>.
7. Lewis R.I. Turbomachinery performance analysis. Publisher: Elsevier Science & Technology Books Pub., 1996. 329 p.
8. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичёв В.С. Проектный термогазодинамический расчёт основных параметров авиационных лопаточных машин. Самара: Самарский гос. аэрокосмический ун-т, 2006. 316 с.
9. IOSO optimization technology. Sigma technology. <http://www.iosotech.com> (дата обращения: 20.08.2015).
10. Goryahkin E., Popov G., Baturin O., Kolmakova D. Three-stage low pressure compressor modernization by means of optimization methods // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2015. V. 2C: Turbomachinery. doi.org/10.1115/gt2015-43384
11. Kuzmenko M.L., Egorov I.N., Shmotin Yu.N., Chupin P.V., Fedechkin K.S. Multistage axial flow compressor optimization using 3D CFD code // 6th ASMO UK/ISSMO conference on Engineering Design Optimization. 2006.

12. Shabliy L.S., Dmitrieva I.B. Conversion of the blade geometrical data from points cloud to the parametric format for optimization problems // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. V. 9, no. 10. P. 1849-1853.

13. Шаблий Л.С., Колмакова Д.А., Кривцов А.В. Параметрическое моделирование лопаточных машин при оптими-

зации // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. Т. 15, № 6(4). С. 1013-1018.

14. Шаблий Л.С. Программное средство создания и модификации компьютерных моделей лопаток турбомашин Profiler: патент РФ № 2013617453; опублик. 23.08.2013.

Информация об авторах

Матвеев Валерий Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mvn@ssau.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, проектирование малоразмерных турбоприводов.

Батулин Олег Витальевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: udet@mail.ru. Область научных интересов:

рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Попов Григорий Михайлович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: grishatty@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, рабочие процессы воздушно-реактивных двигателей.

Горячкин Евгений Сергеевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

OPTIMIZATION OF THE WORKFLOW OF MULTISTAGE AXIAL TURBINES WITH PLATFORMS

© 2015 V. N. Matveev, O. V. Baturin, G. M. Popov, E. S. Goryachkin

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The turbine workflow is described by a large number of variables that often have contradictory impact on the turbine operating parameters. Hand-operated variation of these variables is a difficult time-consuming task. Application of mathematic optimization techniques could provide a solution of the problem. The paper outlines the basic principles of the method of mathematical optimization of an axial turbine based on the joint use of the NUMECA computational fluid dynamics software and the IOSO program optimizer. The procedure developed was implemented for a four-stage turbine developed and tested by NASA. Design models including one, two, three and four stages have been developed for the turbine under consideration. The results of calculations performed with their help showed good agreement with the experimental results. The settings of the numerical model that provide good agreement of design and experimental data but do not require large computational resource have been chosen according to the results of the research conducted. Low computational cost is very important because it allows significant reduction of the time spent to obtain the optimal solution with repeated ref-

erence to the design model. Automatic search of the turbine blade configuration allowing a 0.7 % increase of the turbine efficiency with constant mass flow and rate of expansion of gas (accuracy 0.5 %) was carried out with the help of the model created.

Axial turbine, efficiency, optimization, Pareto frontier, performance map.

References

1. Kulagin V.V. *Teoria, raschet i proektirovanie aviacionnyh dvigateley i energeticheskikh ustanovok* [Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2002. 616 p.
2. Lomax H., Pulliam T.H., Zingg D.W. 2001. *Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*, Springer, Chap. 2.
3. Webster P.F. Design of a $4\frac{1}{2}$ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output - 2. Stage group performance. *NASA Technical Paper*. 1976. Iss. 1688.
4. Whitney W.J., Bebnig F.P., Moffit T.P., Hotz G.M. Cold-air investigation of $4\frac{1}{2}$ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output. I – Overall Performance. *NASA TM X-3498*. 1977.
5. Whitney W.J., Bebnig F.P., Moffit T.P., Hotz G.M. Cold-air investigation of $4\frac{1}{2}$ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output - II – Stage Group Performance. *NASA Technical Paper*. Iss. 1688. 1980.
6. NUMECA, User Manual AutoGrid5 Release 8.4, NUMECA.inc., Belgium, January 2008.
7. Lewis R.I. *Turbomachinery performance analysis*. Publisher: Elsevier Science & Technology Books Pub., 1996. 329 p.
8. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M., Kuz'michev V.S. *Proektny termogazodinamicheskiy raschet osnovnyh parametrov aviacionnyh lopatochnykh machin* [Thermodynamic design calculation of the main parameters of aviation impeller machines]. Samara State Aerospace University Publ., 2006. 316 p.
9. IOSO optimization technology. Sigma technology: official site. Available at: <http://www.iosotech.com>.
10. Goryahkin E., Popov G., Baturin O., Kolmakova D. Three-stage low pressure compressor modernization by means of optimization methods. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2015. V. 2C: Turbomachinery. doi.org/10.1115/gt2015-43384
11. Kuzmenko M.L., Egorov I.N., Shmotin Yu.N., Chupin P.V., Fedechkin K.S. Multistage axial flow compressor optimization using 3D CFD code. *6th ASMO UK/ISSMO conference on Engineering Design Optimization*. 2006.
12. Shabliy L.S., Dmitrieva I.B. Conversion of the blade geometrical data from points cloud to the parametric format for optimization problems. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. V. 9, no. 10. P. 1849-1853.
13. Shabliy L.S., Kolmakova D.A., Krivcov A.V. Parametric modeling of blade machines during optimization. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra RAN*. V. 15, no. 6(4). P. 1013-1018. (In Russ.)
14. Shabliy L.S. *Programmnoe sredstvo sozdaniya i modifikatsii komp'yuternykh modeley lopatok turbomashin Profiler, svidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii* [Software tool for the creation and modification of computer models of Profiler turbomachinery blades]. Patent RF no. 2013617453, 2013. (Publ. 23.08.2013)

About the authors

Matveev Valery Nikolayevich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara,

Russian Federation. E-mail: mvn@ssau.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics, design of small-sized turbine drives.

Baturin Oleg Vitalievich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: udet@mail.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics.

Popov Grigory Mikhailovich, postgraduate student of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federa-

tion. E-mail: grishatty@gmail.com. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics, work processes of thermal jet engines.

Goryachkin Evgeny Sergeevich, postgraduate student of the Department of Aircraft Engines Theory. Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics.

УДК 621.45.02

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СРЕДСТВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЕМИСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

© 2015 О. В. Батурин, Г. М. Попов, Е. С. Горячкин, Ю. Д. Новикова

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье приводится описание методики автоматизированного перепрофилирования лопаток осевого компрессора. Методика основана на совместном применении пакета вычислительной газовой динамики NUMECA и программы-оптимизатора IOSO. Основная идея методики заключается в том, что на каждой итерации оптимизатором формируется множество параметров, определяющих геометрию компрессора. На его основе в программе NUMECA AutoGrid создаются конечно-элементные модели компрессора. С их помощью рассчитываются параметры работы в одной или нескольких точках на характеристике компрессора в программе NUMECA Fine/Turbo. Результаты расчёта передаются в оптимизатор, где полученные значения сравниваются с поставленными ограничениями. Затем формируется новый набор исходных данных. Цикл повторяется до достижения требуемых критериев работы компрессора. Разработанная методика была апробирована на семиступенчатом компрессоре высокого давления двигателя НК36-СТ. Приводятся описание созданной численной модели и результаты верификации на основе сопоставления расчётных данных с данными эксперимента. Созданная модель позволяет получать результаты, близкие к экспериментальным, и не требует больших вычислительных ресурсов. С помощью созданной модели была проведена оптимизация компрессора в двух постановках: 1) повышение КПД на режиме с частотой вращения ротора 100 % от максимальной за счёт изменения углов установки направляющих аппаратов трёх первых ступеней; 2) повышение КПД на двух режимах работы с частотой вращения ротора 80 и 100 % от максимальной за счёт изменения углов установки всех лопаточных венцов. Показано, что в первом случае возможно увеличение эффективности компрессора на 0,3 %. Во втором случае можно добиться увеличения КПД на 1,2 % при частоте вращения 80 % и на 0,5 % при частоте вращения 100 % только за счёт изменения углов установки всех лопаточных венцов.

Осевой компрессор, эффективность, оптимизация, фронт Парето, характеристика.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-284-295

Для сохранения места на рынке и успешной конкуренции с вновь появляющимися изделиями газотурбинные установки (ГТУ) должны постоянно совершенствоваться. Разработчик и производитель двигателя должны вести работу по сокращению затрат. Следует выявлять и устранять дефекты, находить мероприятия по увеличению долговечности деталей, что позволит увеличить ресурс двигателя и время его службы. С другой стороны, необходимо совершенствовать рабочий процесс двигателя и его отдельных узлов для повышения эффективности и сокращения расхода топлива. Как известно, стоимость топлива составляет значительную часть стоимости жизненного цикла двигателя [1] и сокращение его потребления может дать существенный экономический эффект.

Описанная выше проблема стоит перед всеми двигателестроительными предприятиями, в частности, и перед Открытым акционерным обществом (ОАО) «Кузнецов» [2]. Данная организация является производителем ГТУ для привода газоперекачивающих агрегатов и электростанций мощностью от 4 до 32 МВт. В течение последних пяти лет на фирме ведутся работы по модернизации двигателя НК-36СТ (рис. 1) мощностью 25 МВт. Этот двигатель используется для привода газоперекачивающих агрегатов. Он выполнен по схеме со свободной турбиной и имеет трёхвальный газогенератор, разработанный на базе авиационного двухконтурного двигателя. В ОАО «Кузнецов» ведутся поисковые работы, направленные на увеличение общего КПД двигателя на 2...3%. В данной работе также участвует

Самарский государственный аэрокосмический университет (СГАУ) [3]. Работа по модернизации двигателя НК-36СТ поддерживается Правительством РФ в рамках постановления №218 от 09.04.2010.



Рис. 1. Газотурбинный двигатель НК-36СТ [4]

Серия термодинамических расчётов, проведённых в СГАУ, показала, что наибольшее влияние на рабочий процесс ГТУ и её эффективность оказывают узлы каскада высокого давления и свободная турбина (СТ). Значения коэффициентов влияния на общий КПД [1] для компрессора высокого давления (КВД), турбины высокого давления (ТВД) и свободной турбины (СТ) составляют 0,167, 0,202 и 0,284 соответственно [5].

Коллективу авторов была поставлена задача найти пути повышения эффективности КВД двигателя НК-36СТ на режиме работы, соответствующем 100% мощности установки (25 МВт). Данный компрессор осевой, семиступенчатый, дозвуковой. Значение степени повышения давления при $n=100\%$ - $\pi_k^*=4,2$.

С целью сокращения затрат на изготовление модернизированного варианта ОАО «Кузнецов» поставило ограничения. Запрещалось менять любые элементы ротора и статора КВД кроме лопаток. Форму их пера следовало по возможности оставить неизменной. Фактически увеличения КПД компрессора планировалось достигнуть только за счёт коррекции углов установки лопаток компрессора.

Задача решалась с помощью методов вычислительной газовой динамики с использованием программного комплекса *Numesa*, основанного на решении 3D-уравнений Навье–Стокса, осреднённых по Рейнольдсу, методом конечных объёмов [6].

Для проведения исследования была создана численная модель рабочего процесса КВД НК-36СТ. Исходная геометрическая модель расчётной области была построена на основе конструкторской документации, предоставленной ОАО «Кузнецов», и содержала в себе домены средней опоры, входного направляющего аппарата, рабочих колёс (РК), направляющих аппаратов (НА) и выходной области (рис. 2). Геометрия перьев лопаток передавалась в *NUMECA* в виде текстовых файлов в формате *.geomTurbo*, которые предварительно были сформированы в программе *Profiler*, разработанной в СГАУ [7]. Геометрия расчётной области учитывала изменение диаметров компрессора под действием тепловых и центробежных нагрузок [8].

Расчётная модель КНД учитывала наличие радиальных зазоров над рабочими лопатками, величины которых в рабочем состоянии были приняты по рекомендациям ОАО «Кузнецов». Также в модели было учтено наличие отбора рабочего тела за РК четвёртой ступени на охлаждение турбины в количестве 2,75% от общего расхода воздуха на входе в компрессор.

При создании численной модели рабочего процесса в компрессоре использовались следующие допущения:

- Течение в каждом лопаточном венце (ЛВ) обладает свойством циклической симметрии, т.о. течения во всех межлопаточных каналах в пределах одного ЛВ одинаковы. Поэтому все модели содержали только по одному межлопаточному каналу с периодическими граничными условиями на боковых поверхностях.

- Расчёт вёлся в стационарной постановке.

- Геометрия лопаток считалась неизменной, поскольку высоты лопаток отно-

сительно невелики и величины их деформации под действием газовых сил незначительны.

– В расчёте учитывалось, что величины вязкости и изобарной теплоёмкости рабочего тела зависят от его температуры.

– Турбулентность считалась изотропной по всем направлениям, и для её моделирования была использована модель $k-\varepsilon$ (*Low Re Yang-Shih*).

– Теплообмен между стенками прочной части и потоком не учитывался из-за быстрого протекания рассматриваемого процесса.

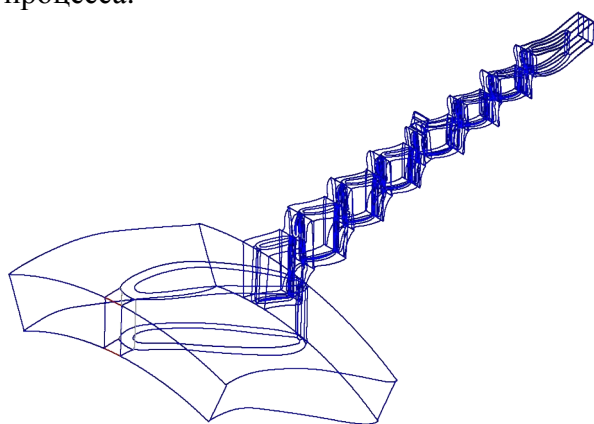


Рис 2. Расчётная модель КВД НК-36СТ

Созданная модель была разделена на конечные объёмы блочно-структурированной сеткой с помощью внутренних средств программы *NUMECA*. Были созданы две сеточных модели. Модель №1 содержала 2 млн. конечных объёмов. В среднем на один ЛВ приходилось 120 тыс. конечных объёмов. Максимальное значение параметра y^+ для данной сетки составило 12. Модель №2 содержала в себе 8,2 млн. конечных объёмов. В среднем на

один ЛВ приходилось 500 тыс. конечных объёмов. Максимальное значение параметра y^+ для данной сетки составило 1. Для повышения качества описания процессов в пограничных слоях в обеих моделях при описании турбулентности была применена опция *Extended Wall Function*.

Внешний вид сеточной модели №2 рабочего процесса КВД НК-36СТ представлен на рис. 3. Сравнение сеток конечных объёмов моделей №1 и №2 показано на рис. 4.

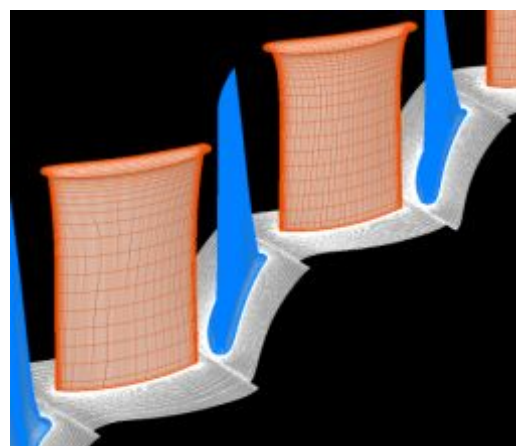
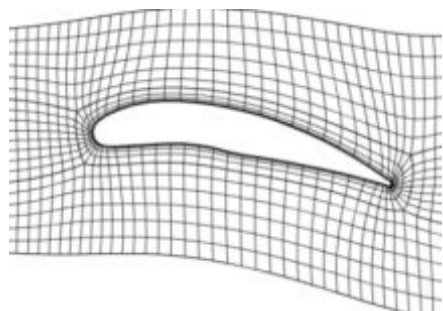
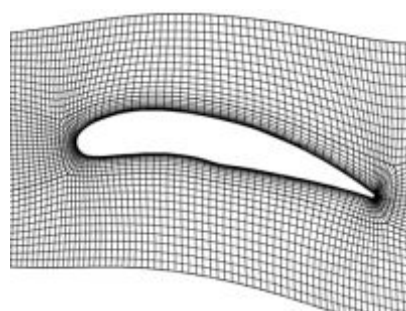


Рис 3. Внешний вид пространственной сетки конечных объёмов модели №2 на примере 1НА, 2РК и 2НА КВД

В качестве граничных условий на входе в КВД задавалось значение полного давления $p^* = 101,325 \text{ кПа}$ и полной температуры $T^* = 288,15 \text{ К}$. Направление потока на входе в расчётную область – $\alpha = 30^\circ$ относительно оси вращения. Параметры турбулентности на входной границе $k = 5 \text{ м}^2/\text{с}^2$, $\varepsilon = 30000 \text{ м}^2/\text{с}^3$.



а



б

Рис 4. Сравнительное изображение сеток конечных объёмов моделей №1(а) и №2(б)

В рассматриваемой расчётной области выделялись пространства вокруг рабочих и направляющих лопаток. Область вокруг НА рассчитывалась в неподвижной системе координат. Область вокруг РК рассчитывалась во вращающейся системе координат, скорость вращения которой совпадает с частотой вращения ротора.

Для передачи данных между областями НА и РК применялся встроенный в программный комплекс NUMECA интерфейс *Full Non Matching Mixing Plane*. Он осредняет параметры потока в окружном направлении в области, расположенной выше по течению, и передаёт в качестве граничного условия в область, расположенную ниже по течению.

Для оценки качества созданных сеточных моделей в программе *Numeca Fine Turbo* были рассчитаны напорные ветки характеристики КВД исходного двигателя НК-36СТ при частотах вращения ротора $n=90, 95, 100$ и 102% (частота вращения $n=100\%$ соответствует работе ГТУ при мощности на выходном валу 25МВт). Полученные результаты были сопоставлены с данными экспериментального исследования рассматриваемого компрессора, предоставленными ОАО «Кузнецов».

Результаты сопоставления представлены на рис. 5. На нём приведены безразмерные характеристики КВД НК-36СТ в виде двух зависимостей: относительной степени сжатия и относительного КПД от относительного расхода воздуха через компрессор.

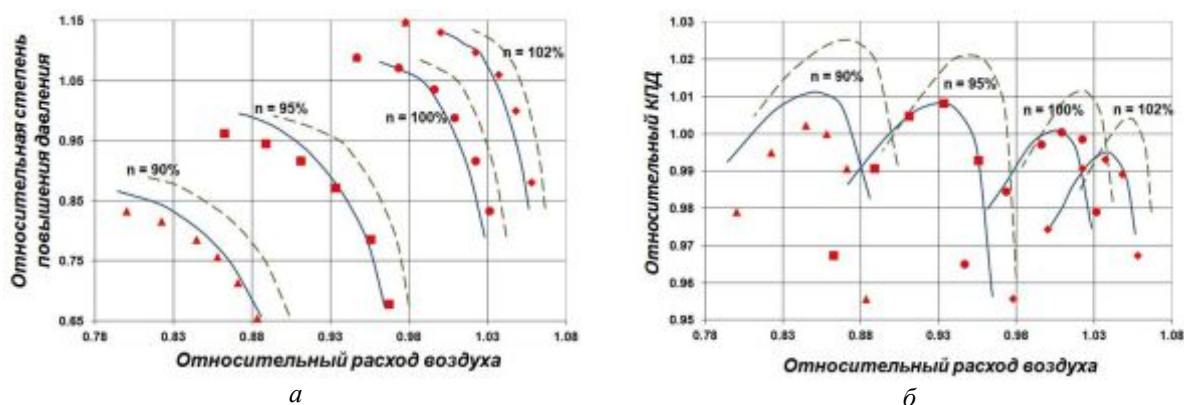


Рис 5. Сравнение характеристик исследуемого КВД, полученных с помощью разных сеточных моделей с данными эксперимента: а – напорная характеристика, б – КПД-характеристика

▲ Эксперимент — — Модель №1 — — Модель №2

Под относительными параметрами на рис. 5 и далее в тексте понимается отношение соответствующих физических переменных к их значениям для КВД двигателя НК-36СТ на номинальном режиме работы ($n=100\%$).

Относительный расход рабочего тела:

$$\bar{G} = \frac{G}{G_{36}}$$

где G – измеренное значение расхода воздуха; G_{36} – расход воздуха через КВД двигателя НК-36СТ при $n=100\%$.

Относительная степень сжатия:

$$\bar{\pi}_k^* = \frac{\pi_k^*}{\pi_{k36}^*}$$

где π_k^* – измеренное значение степени сжатия; π_{k36}^* – степень сжатия КВД двигателя НК-36СТ при $n=100\%$.

Относительный КПД:

$$\bar{\eta}_k = \frac{\eta_k}{\eta_{k100}}$$

где η_k – измеренное значение КПД компрессора; η_{k100} – КПД КВД при $n=100\%$.

При расчёте характеристики граница срыва определялась как точка с минимальным расходом рабочего тела, при котором удалось получить сошедшее решение.

Как видно из рис. 5, обе численные модели показывают качественное совпадение с результатами эксперимента. Однако модель №2 показывает существенно лучшее количественное совпадение с данными эксперимента. Разница значений, как по КПД, так и по степени повышения давления не превышает 2%. По этой причине модель №2 была использована для дальнейших исследований.

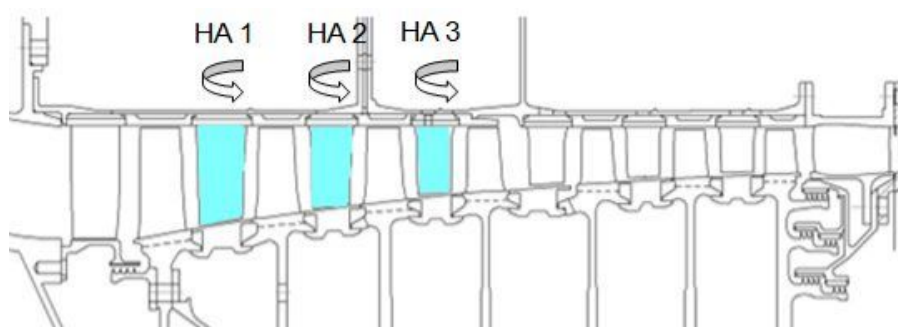


Рис 6. Направляющие аппараты, углы установки которых изменялись

Была проведена серия расчётов КВД с помощью модели №2 с разным сочетанием углов установки НА. Однако полученные результаты требовали относительно больших трудозатрат для их обработки, а полученные данные было сложно анализировать. Для поиска максимума КПД решено было использовать методы математической оптимизации, в частности, программу *IOSO* [9 - 11].

Был разработан алгоритм поиска оптимальной геометрии компрессора на основе трёхмерного численного моделирования под управлением программы-оптимизатора *IOSO* (рис. 7). Он заключается в следующем. Программа *IOSO* формирует блок исходных данных, на основании которых программа *Profler* изменяет геометрию лопаток (меняет угол установки) и передает её в виде текстового файла в *NUMECA*. Там, на базе полученной информации, создается расчётная модель, производится расчёт течения в ней, в результате определяются величины КПД и других параметров компрессора, которые записываются в файле выходных данных. *IOSO* считывает данный файл и на основании данных расчёта, а также

На первом этапе, по согласованию с ОАО «Кузнецов», была поставлена задача выяснить насколько можно улучшить КПД КВД на режиме работы $n=100\%$ за счёт изменения углов установки направляющих аппаратов первых трёх ступней (рис. 6). При этом диапазон изменения угла установки был ограничен заказчиком значением $\pm 5^\circ$ относительно исходного для максимального сохранения деталей существующего двигателя.

предыдущих обращений к численной модели, формирует новое сочетание исходных данных и процесс повторяется до достижения искомого экстремума.

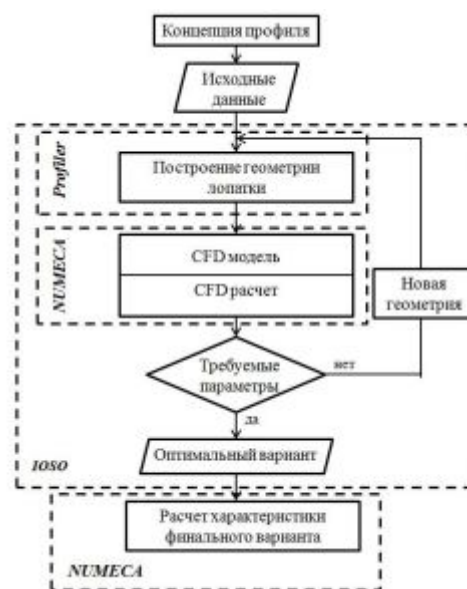


Рис 7. Алгоритм поиска оптимальной формы лопаток компрессора с использованием программного комплекса *IOSO*

Задача поиска оптимального сочетания углов установки НА первых трёх ступней решалась следующим образом. Оп-

тимизатору ставилась цель найти максимальное значение КПД КВД при работе на частоте вращения $n=100\%$ (рис. 8). В процессе оптимизации варьировались углы установки НА первых трёх ступеней

(рис. 6) в диапазоне $\pm 5^\circ$ относительно положения в исходной конструкции. Форма лопаток не изменялась. Никакие ограничения в процессе оптимизации не вводились.

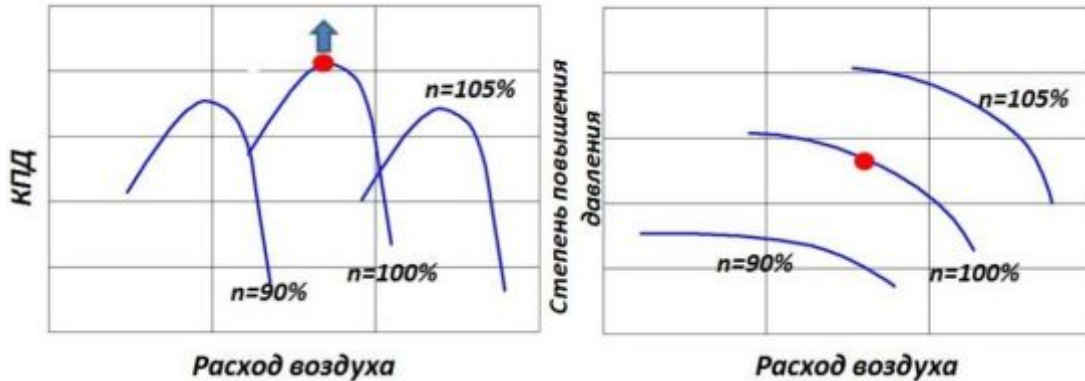


Рис. 8. Постановка задачи оптимизации при варьировании углами установки НА первых трёх ступеней

Для решения поставленной задачи оптимизации программному комплексу IOSO потребовалось 102 обращения к расчётной модели. Общее время расчёта составило более 150 часов компьютерного времени на кластере из 10 персональных компьютеров.

На рис. 9 представлено сопоставление характеристик исходного и оптимизированного вариантов КВД. Анализ полученных результатов показывает, что за счёт уменьшения углов установки НА 1, 2 и 3 ступеней соответственно на $1,948^\circ$; $1,947^\circ$ и $1,729^\circ$, удалось увеличить КПД компрессора при частоте вращения ротора КВД $n = 100\%$ на 0,3% (абс.). Повышение КПД вызвано согласованием углов нате-

кания первых ступеней. Уменьшение углов установки НА привело к тому, что приведённый расход воздуха на рассматриваемом режиме снизился на 1,3%, что может стать причиной снижения мощности двигателя.

Таким образом, было наглядно показано, что за счёт коррекции углов установки НА возможно добиться увеличения КПД КВД, однако данное повышение не является значительным. Кроме того, по результатам проведённого исследования был сделан вывод о том, что для сохранения совместной работы узлов при оптимизации следует накладывать ограничения на положение ключевых рабочих точек на характеристике компрессора.

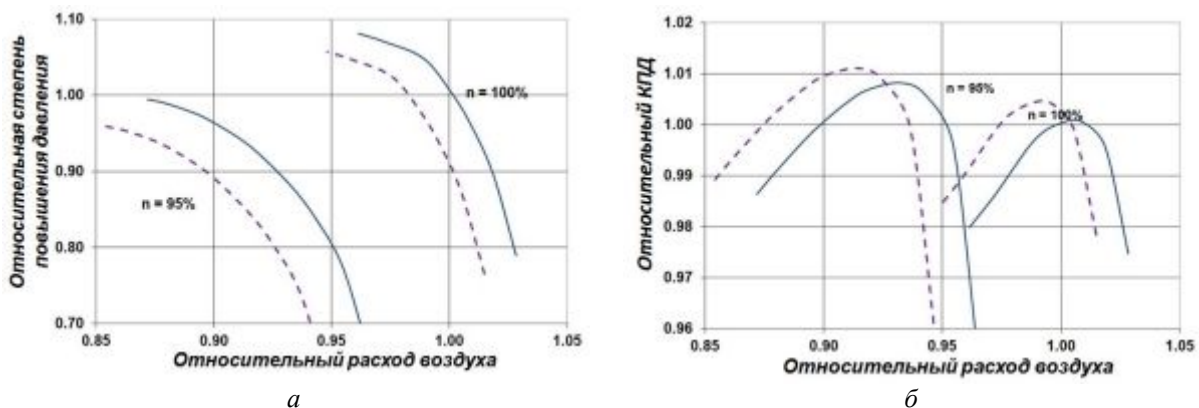


Рис. 9. Сравнение характеристик исходного и оптимизированного по углам установки первых трёх ступеней вариантов КВД: а – напорная характеристика; б – КПД характеристика

— Начальный вариант - - - - Оптимизация 3хНА

Поэтому поставленная задача была скорректирована. Было решено установить, насколько можно увеличить КПД рассматриваемого КВД при изменении углов установки всех лопаточных венцов. Вместе с этим была поставлена задача добиться повышения КПД КВД не только при частоте вращения 100%, но и при частоте вращения 95% при сохранении расходов и степеней сжатия на этих режимах.

Для достижения поставленной цели была изменена задача оптимизации. В качестве критериев оптимизации были выбраны максимальные КПД на характеристиках компрессора при относительных частотах вращения 95 и 100%.

Для предотвращения сдвига характеристик компрессора, по согласованию с ОАО "Кузнецов", при оптимизации были установлены следующие ограничения:

- расход рабочего тела через КВД при относительной частоте вращения 95% не должен был отличаться от соответствующего расхода базового компрессора более чем на $\pm 1,3\%$;

- расход рабочего тела через КВД при относительной частоте вращения 100% не должен был отличаться от соответствующего расхода базового компрессора более чем на $\pm 0,6\%$;

- изменение значения степени повышения давления КВД по сравнению с базовым компрессором в точках максимума КПД при относительных частотах вращения 95 и 100% допускалось в пределах $\pm 1,5\%$.

Схематично критерии оптимизации и ограничения, использованные при постановке задачи оптимизации, представлены на рис. 10.

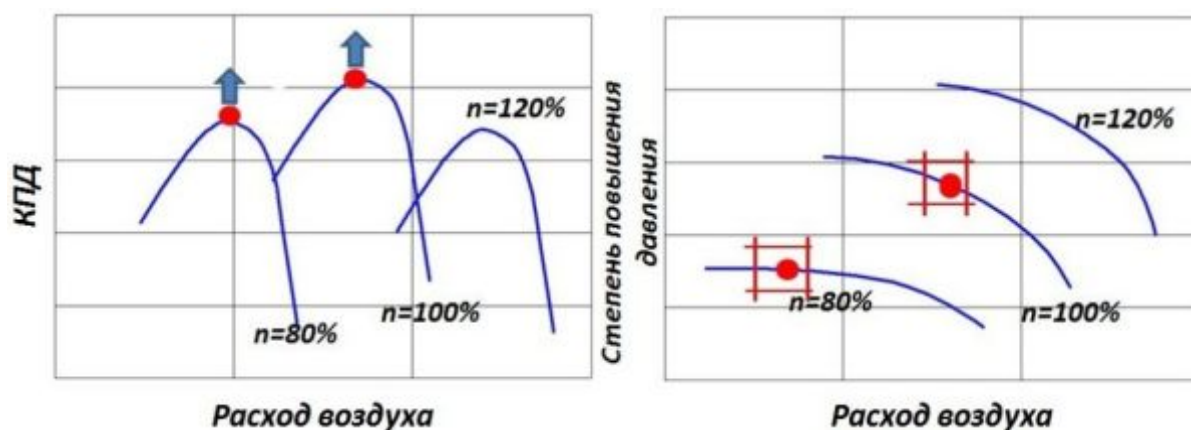


Рис. 10. Постановка задачи оптимизации при варьировании углами установки всех лопаток компрессора

В качестве варьируемых переменных были выбраны углы установок всех рабочих лопаток, направляющих аппаратов и входного направляющего аппарата КВД (рис. 11). Диапазон изменения углов установки лопаток каждого лопаточного венца был выбран таким образом, чтобы при повороте лопаток их профили вписывались в существующие лопаточные замки. Число лопаток в венцах не менялось. Данное решение позволяло найти такой вариант повышения КПД КВД, который не требовал бы изменения конструкции

дисков и корпусных деталей компрессора. Общее количество варьируемых переменных составило 15.

Для решения сформулированной задачи оптимизации программному комплексу *IOSO* потребовалось 446 обращений к численной модели КВД. Каждое обращение к численной модели представляло собой расчёт двух точек на характеристике КВД (точек максимального КПД на ветках, соответствующих относительным частотам вращения 95 и 100%) в программном комплексе *NUMECA FineTurbo*.

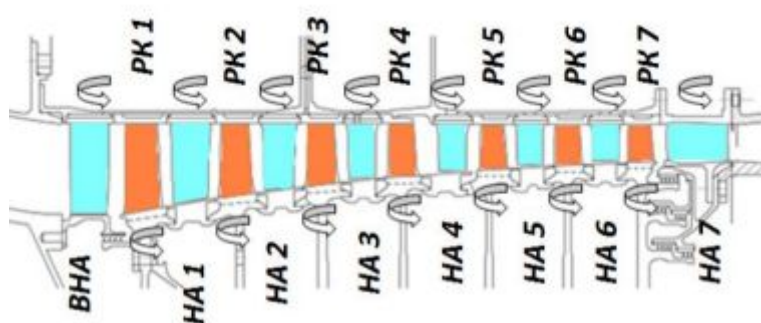


Рис 11. Лопаточные венцы, изменяемые при оптимизации

В результате было получено множество неуплучшаемых решений (множество Парето), которое представляло собой компромисс между повышением КПД на относительной частоте вращения 95% и повышением КПД на относительной частоте вращения 100% (рис. 12). Каждой точке из множества Парето соответствовала уникальная геометрия КВД, представленная в виде массива углов установки всех лопаточных венцов КВД.

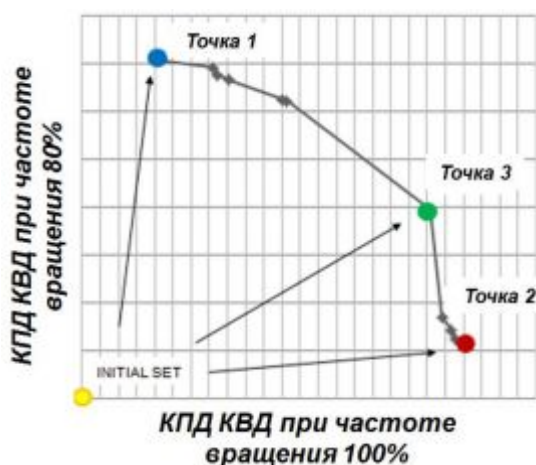


Рис 12. Множество Парето

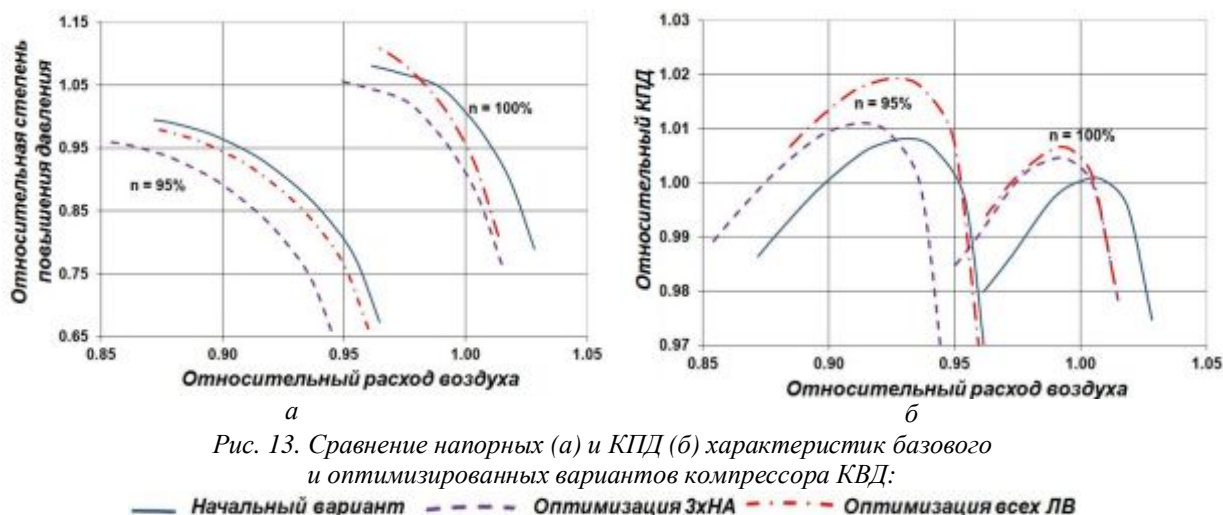
Анализ крайних точек множества Парето показал, что на относительной частоте вращения 95% наибольшее повышение максимального КПД составило 1,8% (абс.) при практически неизменном максимальном КПД на относительной частоте вращения 100% (точка 1 множества Парето на рис. 12). При относительной частоте вращения 100% наибольшее повышение максимального КПД составило 0,6% (абс.) при повышении максимального КПД на относительной частоте вращения 80% на 1% (точка 2 множества

Парето на рис. 12). Однако для дальнейших исследований была выбрана одна из средних точек множества Парето (точка 3 на рис. 12), обеспечивающая повышение КПД как на относительной частоте вращения 100% (на 0,5% (абс.)), так и на относительной частоте вращения 95% (на 1,2% (абс.)).

Для анализа результатов оптимизации была построена численная модель варианта КВД, соответствующего выбранной точке 3 множества Парето. С помощью этой численной модели были получены характеристики оптимизированного варианта КВД на относительных частотах вращения 95 и 100%, а также выполнено их сравнение с характеристиками базового варианта КВД (рис. 13) и результатами поиска оптимального сочетания углов установки НА первых трёх ступеней, описанными выше.

В результате сравнения характеристик было установлено следующее:

- запасы газодинамической устойчивости работы оптимизированного КВД по сравнению с базовым вариантом на исследованных частотах вращения изменились незначительно;
- изменение значений расхода воздуха и степени повышения давления оптимизированного КВД в точках максимального КПД на исследованных частотах вращения находится в пределах принятых ограничений;
- КПД КВД на относительной частоте вращения 95% повысилось на 1,2% (абс.), а на относительной частоте вращения 100% повышение КПД составило 0,5% (абс.).



Анализ структуры потока в оптимизированном варианте КВД в точке максимального КПД на относительной частоте вращения 100% показал, что оптимизация углов установки лопаток КВД позволила устранить срыв потока во втулочном сечении четвёртого и пятого рабочих колёс КВД (рис. 14).

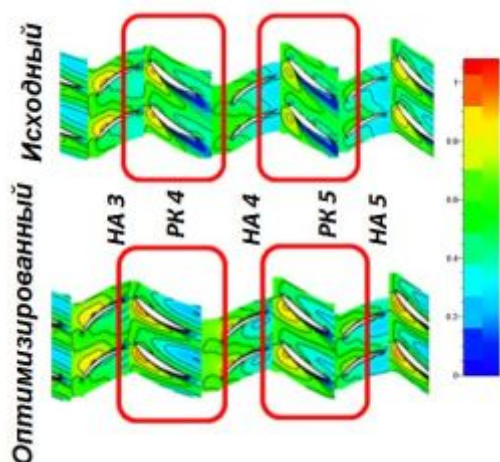


Рис. 14. Сравнение полей числа Маха вблизи втулочного сечения базового и оптимизированного КВД

В ходе проведённых исследований было показано, что, варьируя только углами установки лопаточных венцов в достаточно узких диапазонах (не изменяя формы пера), возможно добиться улучшения КПД компрессора на 1,5% на некоторых режимах при сохранении положения рабочих точек на характеристиках. Более существенное увеличение КПД, очевидно, может быть достигнуто, но потребует изменения формы лопаток. Показана возможность компромиссного решения, обеспечивающего одновременное увеличение эффективности компрессора на двух режимах работы.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термодинамический анализ. М.: Машиностроение, 2002. 616 с.
2. ОАО «Кузнецов». [http://www. Kuznetsov-motors.ru](http://www.Kuznetsov-motors.ru)
3. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет) <http://www.ssau.ru>
4. Газоперекачивающие агрегаты (ГПА 63). <http://gpa-63.ru/2013/07/03/>
5. Крупенич И.Н., Кузьмичев А.Ю., Ткаченко А.Ю., Батурич О.В., Попов Г.М.

Исследование влияния конструктивно-геометрических параметров турбин ГТУ с трехкаскадным газогенератором на их эффективность // Материалы докладов международной науч.-техн. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Ч. 1. Самара: Изд-во СГАУ, 2014. С. 226-228.

6. NUMECA International. <http://www.numeca.be/en>

7. Шаблий Л.С., Дмитриева И.Б. Приведение геометрии пера лопатки, заданной облаком точек, к параметрическому виду в рамках задач оптимизации // Известия вузов. Авиационная техника. 2014. № 3. С. 44-48.

8. Matveev V.N., Popov G.M., Goryachkin E.S., Smirnova Y.D. Effect of Accounting of Air Bleed from the Flow Passage of

the Multi-Stage Axial Low Pressure Compressor on its Design Performances // Research Journal of Applied Sciences. 2014. V. 9, no. 11. P. 784-788. doi: 10.3923/rjasci.2014.784.788

9. Сигма Технология. <http://www.iosotech.com>

10. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A., Kuptzov S.V. IOSO Optimisation Toolkit - Novel Software to Create Better Design // 9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimisation. 2002. doi.org/10.2514/6.2002-5514

11. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L. Application of Optimisation Techniques for New High-Turning Axial Compressor Profile Topology Design // ASME Paper. 2014. V. 2B: Turbomachinery. doi.org/10.1115/gt2014-25379

Информация об авторах

Батурин Олег Витальевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: oleg.v.baturin@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Попов Григорий Михайлович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: grishatty@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Горячкин Евгений Сергеевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Новикова Юлия Дмитриевна, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: y.d.smirnova@ya.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

THE USE OF MATHEMATICAL OPTIMIZATION MEANS TO INCREASE THE EFFICIENCY OF A SEVEN-STAGE AXIAL FLOW COMPRESSOR

© 2015 O.V. Baturin, G.M. Popov, E.S. Gorachkin, Y.D. Novikova

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper describes a method of computer-aided redesign of axial flow compressor blades. The method is based on the combined use of the NUMECA computational fluid dynamics software package and the IOSO program optimizer. The basic idea of the method is that, at each iteration, the optimizer generates a variety of parameters that determine the compressor's geometry. Finite-element models of a compressor are created on its basis in the NUMECA AutoGrid program. The parameters of operation in one or more points on the characteristic of the compressor are calculated in the NUMECA Fine / Turbo program with their help. The calculation results are transferred to the optimizer, where the obtained values are compared with the specified limits. Then a new set of input data is formed. The cycle is repeated until the required criteria of the compressor operation are achieved. The developed method was tested on a seven-stage high-pressure compressor of the NK36-ST engine. The article describes the constructed numerical model and the results of the verification by comparing the calculated data with the experimental data. The model developed makes it possible to obtain results close to the experimental ones and does not require large computational resource. The optimization of the compressor was carried out in two versions using the developed model: 1) increasing the efficiency of the operation mode with the rotation frequency of the rotor of 100% of the maximum by changing the blade setting of the first three stages, 2) improving the efficiency of the two operation modes with the the rotation frequency of the rotor of 80 and 100% of the maximum due to changing the blade setting. It is shown that in the first case the compressor efficiency can be increased by 0.3%. In the second case, the efficiency can be increased by 1.2% at the rotation speed of 80% and 0.5% at the speed of 100% just by changing the blade setting.

Axial compressor, efficiency, optimization, Pareto frontier, characteristic.

References

1. Kulagin V.V. *Teoria, raschet i proektirovanie aviacionnyh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. Osnovy teorii GTD. Rabochiy process I termodinamicheskii analiz* [Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants, Fundamentals of the theory of the gas turbine engines. Workflow and thermodynamic analysis]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2002. 616 p.
2. OAO «Kuznetsov» [JSC «Kuznetsov»]. Available at: <http://www.kuznetsov-motors.ru/en>
3. *Samarskiy gosudarstvennyy aerokosmicheskii universitet imeni akademika S.P. Koroleva (natsional'nyy issledovatel'skiy universitet)* [Samara State Aerospace University]. Available at: <http://www.ssau.ru/english/>
4. *Gazoperekachivayushchie agregaty (GPA 63)* [Gas-pumping units (GPU 63)]. Available at: <http://gpa-63.ru/2013/07/03/gazoperekachivayushhie-agregaty-gpa-63/>
5. Krupenich I. N., Kuzmechov A. Yu., Tkachenko A. Yu., Baturin O. V., Popov G. M. Issledovanie vlianiya konstruktivno-geometricheskikh parametrov turbin GTU s triokkaskadnym gazogeneratorom na ih effektivnost'. *Materialy dokladov megdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferencii «Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya»*. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2014. P. 226-228. (In Russ.)
6. NUMECA International. Available at: <http://www.numeca.be/en>
7. Shablii L.S., Dmitrieva I.B. Blade geometry transformation in optimization problems from the point cloud to the parametric form. *Russian Aeronautics*. 2014. V. 57, no. 3. P. 276–282. doi: 10.3103/S1068799814030106
8. Matveev V.N., Popov G.M., Goryachkin E.S., Smirnova Y.D. Effect of Accounting of Air Bleed from the Flow Passage of the Multi-Stage Axial Low Pressure Compressor on its Design Performances. *Research Journal of Applied Sciences*. 2014. V. 9, no. 11. P. 784-788. doi: 10.3923/rjasci.2014.784.788
9. *Sigma Tekhnologiya* [Sigma technology]. Available at: <http://www.iosotech.com>
10. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A., Kuptzov S.V. IOSO Optimisation Toolkit - Novel Software to Create Better Design. *9th AIAA/ISSMO Symposium*

on Multidisciplinary Analysis and Optimisation. 2002. doi.org/10.2514/6.2002-5514

11. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L. Application of Optimisation Techniques

for New High-Turning Axial Compressor Profile Topology Design. *ASME Paper*. V. 2B: Turbomachinery. doi.org/10.1115/gt2014-25379

About the authors

Baturin Oleg Vitalievich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: oleg.v.baturin@gmail.com. Area of Research: work processes in impeller machines, computational fluid dynamics.

Popov Grigory Michailovich, postgraduate student, teaching assistant of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: grishatty@gmail.com. Area of Research: work processes in impeller machines, computational fluid dynamics.

Gortachkin Evgeniy Sergeevich, postgraduate student of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Area of Research: work processes in impeller machines, computational fluid dynamics.

Novikova Yulia Dmitrievna, engineer of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: y.d.smirnova@ya.ru. Area of Research: work processes in impeller machines, computational fluid dynamics.

УДК 621.74

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ СТЕРЕОЛИТОГРАФИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПРИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЯХ

© 2015 В. Н. Матвеев, Л. С. Шаблий, А. В. Кривцов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

При планировании любого экспериментального исследования встаёт вопрос об изготовлении испытываемых образцов. Зачастую они достаточно сложные, состоят из нескольких отдельных деталей, собранных воедино. Из-за сложности, высокой потребной точности и отсутствия серийности экспериментальные образцы имеют высокую стоимость и достаточно длительный срок изготовления по традиционным технологиям производства. Динамично развивающиеся аддитивные технологии (технологии поэтапного добавления материала) позволяют материализовывать детали любой формы по единой технологии. При этом сложность формы деталей практически не увеличивает сложность изготовления, а потребность в оснастке отсутствует, либо минимальна. Одной из самых первых и самых точных технологий 3D-печати является технология лазерной стереолитографии (SLA – Stereolithography Laser Additive). В статье описан опыт использования установки прототипирования на базе технологии лазерной стереолитографии при создании экспериментальных образцов для газодинамических исследований. Сформулированы базовые требования к подобным экспериментальным образцам: прочность, жёсткость и твёрдость, непроницаемость для газа или жидкости, противодействие диффузии рабочих сред, стойкость к воздействию химически агрессивных исследуемых жидкостей (в т.ч. топлив, масел). В ходе сравнения разных технологий прототипирования показано, что стереолитографические модели лучше других отвечают базовым требованиям.

Прототипирование, стереолитография, аэродинамический эксперимент, 3D-принтер, информационные технологии поддержки проектирования.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-296-304

Натурные эксперименты по обдуву исследуемых образцов газом (или омыванию жидкостью) или же продуванию газа (проливанию жидкости) внутри исследуемых каналов являются необходимой частью любого газодинамического исследования. Сроки подготовки таких экспериментов подчас являются определяющими для всей научно-исследовательской работы (НИР). И поскольку экспериментальное оборудование для создания потоков жидкости и газа (компрессоры, насосы, клапаны) и для регистрации их параметров (LDA-, PIV-сенсоры, измерители расхода, давления и температуры), как правило, является достаточно универсальным, то срок его настройки для применения в конкретном исследовании невелик. Определяющими для всей работы являются сроки получения экспериментальных образцов. В этой связи актуальным является изучение вариантов использования технологий быстрого прототипирования для создания экспериментальных образцов для газодинамических исследований. В данной работе описаны преимущества

применения для этих целей технологии лазерной стереолитографии, поскольку получаемые с её помощью модели максимально полно отвечают требованиям, предъявляемым к экспериментальным образцам для газодинамических исследований.

Многообразие технологий быстрого прототипирования позволяет найти наиболее подходящую для конкретных целей. Но выбор невозможен без полной информированности о преимуществах и недостатках тех или иных технологий. Некоторые 3D-принтеры, несмотря на привлекательные цены оборудования и расходных материалов, подходят исключительно для макетирования, поскольку получаемые с их помощью образцы непригодны для газодинамических исследований из-за низкой прочности, наличия пористости, отсутствия стойкости к агрессивным жидкостям. С другой стороны ценовой линейки находятся технологии прямого лазерного спекания порошковых металлов. Несмотря на крайне высокую цену оборудования и материалов, а также привлекательную

скорость прямого получения металлических образцов, прототипы, получаемые спеканием порошков, обладают достаточно шероховатыми поверхностями (как при литье в песчаные формы). При этом шлифование наружных поверхностей увеличивает сроки изготовления, а отшлифовать внутренние полости зачастую вообще не представляется возможным.

За время работы межкафедральной лаборатории быстрого прототипирования СГАУ [1] её сотрудниками были созданы экспериментальные образцы для десятка газодинамических исследований, проводимых в научно-образовательном центре

газодинамических исследований СГАУ [2], среди которых стоит выделить такие:

- модели малоразмерных турбомашин [3] (рис. 1);
- модели втулочных поверхностей для испытания турбомашин (рис. 2);
- модели катализатора [4, 5] и каталитической горелки [6] (рис. 3);
- модели горелки для изучения потока PIV-методом (рис. 4);
- модели лопастных насосов (рис. 5);
- модели сотового заполнителя для оценки его сопротивления (рис. 6);
- масштабные модели спроектированных в результате НИР [2,3] элементов газотурбинного двигателя (ГТД) (рис. 7).



Рис. 1. Образцы центробежного микротурбинного привода: сопловой аппарат (слева) и цельновыращенное закрытое рабочее колесо (справа)

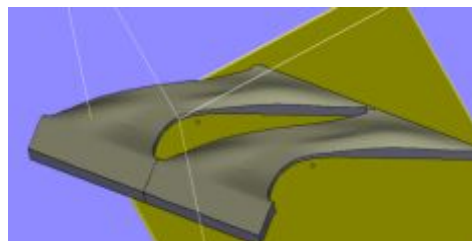


Рис. 2. Модель втулочной поверхности межлопаточного канала

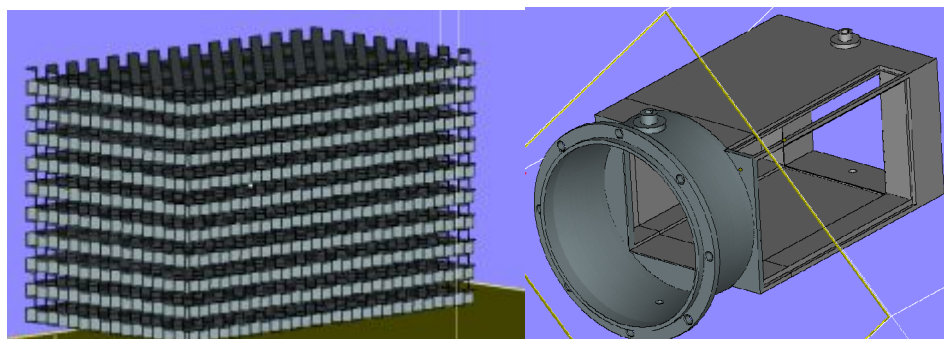


Рис. 3. Модель наполнителя катализатора (слева) и блок для его PIV-исследования (справа)



Рис. 4. Экспериментальный образец горелки с прозрачными окнами в наружной части для PIV-исследования потока внутренней зоны



Рис. 5. Образец крыльчатки лопастного насоса для гидродинамических испытаний

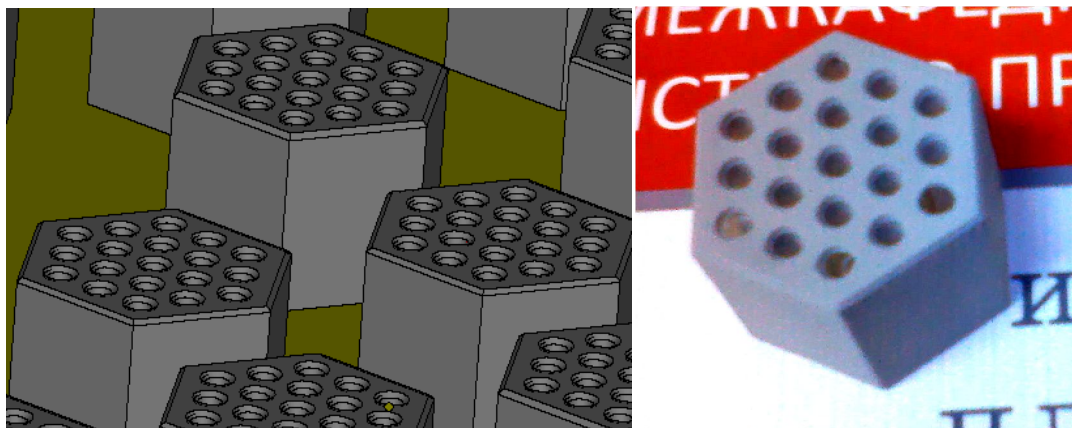


Рис. 6. Модель сотового заполнителя для гидравлических испытаний

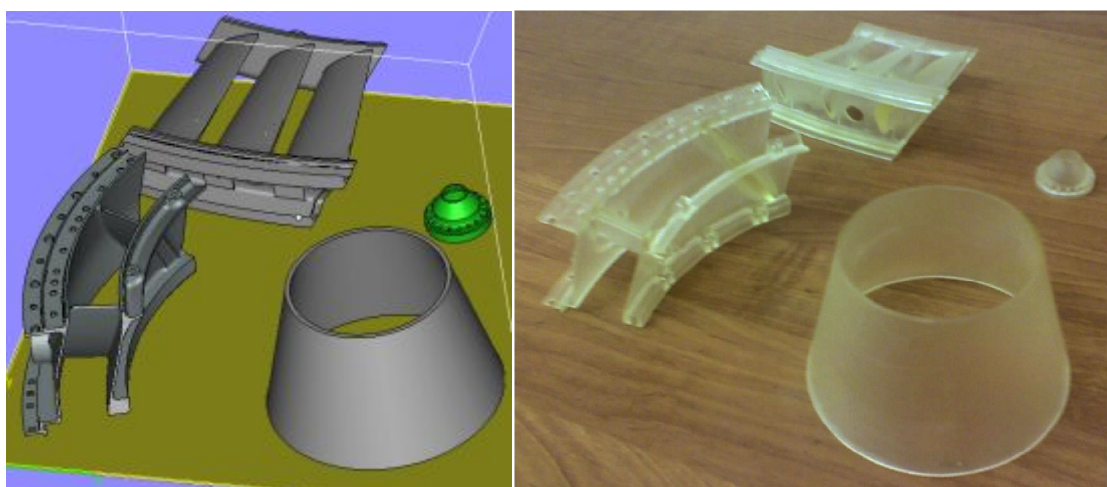


Рис. 7. Компьютерные модели (слева) и физические масштабные модели (справа) элементов ГТД: сектор лопаточного венца, форсунка, осесимметричное сопло и опора с конфузурной проточной частью

Накопленный опыт создания таких экспериментальных образцов позволил сформулировать основные требования к экспериментальным образцам для газодинамических исследований:

- материал моделей должен обладать достаточной прочностью, жёсткостью и твёрдостью, чтобы выдерживать усилия, создаваемые набегающими потоками газа или жидкости, вибрациями стенда, а также центробежные и гравитационные нагрузки: образцы нередко имеют консольные крепления, а также могут быть подвергнуты вращению;

- материал должен быть непроницаем для газа или жидкости, не должен впитывать или активно задерживать на себе рабочие среды, должен быть стоек к воздействию исследуемых жидкостей (топлив, масел, газов). При оценке исследуемых сред следует учитывать не только сами

рабочие тела, но дополнительные компоненты, необходимые для средств измерений. Например, для работы LDA- и PIV-измерителей необходим засев потока частицами водяного пара или масляным туманом. В последнем случае при высокой концентрации возможно осаждение тумана на образец в виде масляной плёнки.

Далеко не все технологии прототипирования [7] позволяют удовлетворить вышеописанным требованиям. Стереолитографические модели вполне им удовлетворяют [8, 9]:

1. Стереолитографическая смола, из которой изготавливаются модели, обладает высокой химической стойкостью, достаточной для проведения любых исследований: материал практически инертен к жидким углеводородам (бензин, керосин, нефтяные и синтетические масла), в течение десятков минут способен выдержи-

вать воздействие сильных растворителей (спирт, нефтяные растворители, ацетон), потоков горячих (до 100°C) воды и воздуха. При сильном нагреве во время экспериментов с горением смола не плавится и сохраняет первоначальную форму. Данные свойства позволяют применять стереолитографические прототипы даже для огневых испытаний. Например, при исследовании процесса воспламенения топливной форсунки полное сгорание кромки пластикового прототипа происходит в течение 0,5–1,5 с, что позволяет зафиксировать процесс воспламенения и горения с помощью высокоскоростной камеры, а также PIV-измерителя размеров и распределения капель.

2. Материал твёрдый, плотный, непористый, однородный по структуре, непроницаемый для жидких сред. Это позволяет формировать экспериментальные модели каналов сложных пространственных форм с гарантированным разделением отдельных внутренних полостей даже тонкими перегородками (толщиной 1–2 мм). Несмотря на то, что прототип формируется путём послойного отверждения материала, структура получается практически однородной: отдельные слои не отделяются под механическим или химическим воздействиями. Таким образом, не стоит беспокоиться, что какая-то часть канала окажется перекрытой отклеившимся из-за длительного воздействия потока воды верхним слоем прототипа. Хотя для других технологий прототипирования, например, послойного ламинирования, «шелушение» слоёв прототипа не является редкостью, что просто неприемлемо при газодинамических исследованиях сложных каналов.

3. Высокая удельная прочность, достаточная для испытаний вращающихся моделей [10]. При прочности стереолитографического полимера 30–80 МПа (большие значения при отсутствии агрессивных воздействий) и плотности 1,0–1,1 г/см³ его удельная прочность составляет $(27 \div 80) \times 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$, что сопоставимо с удельной прочностью чистого

алюминия ($\sim 20 \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$) или титана ($\sim 70 \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$). Это обуславливает значительную способность стереолитографических моделей противостоять инерционным нагрузкам, возникающим при газодинамических испытаниях вращающихся рабочих колёс турбин и крыльчаток насосов. При нагружении инерционными и газовыми силами модели лопаток могут изгибаться, изменяя свою форму, что вносит погрешность в результаты эксперимента, поэтому использование для испытаний податливых материалов неприемлемо. Стереолитографические модели обладают высокой жёсткостью, поэтому практически не изгибаются под любыми нагрузками вплоть до полного разрушения.

4. Материал хорошо шлифуется и полируется. Для исследований, в которых важна шероховатость поверхностей, могут быть получены модели любой степени гладкости, вплоть до глянцевых поверхностей. Кроме шлифовки может быть использована окраска любыми красками и лаками, включая термостойкие. Высокая адгезия стереолитографического полимера обеспечивает качественное сцепление лакокрасочного покрытия с основой, что гарантирует отсутствие отслоений как при механическом, так и химическом воздействии. Также это свойство позволяет создавать сборные модели, склеиваемые по частям, в том числе из разнородных материалов. При этом модели могут склеиваться как без возможности последующей разборки (с использованием сильных клеев), так и с возможностью разъединения склеенных деталей (при использовании силиконовых клеевых герметиков). В последнем случае остатки клея легко удаляются с поверхности деталей благодаря плотной структуре (отсутствию пористости) твёрдого фотополимера.

Кроме того, следует обозначить определённые особенности экспериментальных образцов для газодинамических исследований, которые позволяют использовать дополнительные преимущества лазерной стереолитографии:

- как правило, образцы представляют собой по форме массив круглого или прямоугольного сечений с большими внутренними полостями, т.е. фактически модели представляют собой сложный набор тонких стенок. При этом объём материала, формирующего стенки-перегородки, составляет лишь небольшую часть от габаритного объёма модели;

- форма образцов для газодинамических исследований, как правило, «обтекаемая»: с плавными обводами, постепенными изменениями кривизны, большим количеством галтелей. Это, в первую очередь, связано с необходимостью обеспечения плавности каналов для газовых потоков, но также обусловлено и прочностными соображениями.

Указанные особенности позволяют реализовать дополнительные преимущества лазерной стереолитографии:

- в «расход» идёт только отверждённый полимер, а жидкий полимер из всех

внутренних поверхностей сливается обратно и может быть повторно использован. Во-первых, это значительно сокращает конечную стоимость прототипа, и, во-вторых, позволяет создавать целиком такие детали, которые невозможно выполнить неразъёмными, пользуясь традиционными или другими технологиями быстрого прототипирования (рис. 8);

- модели в процессе формирования поддерживаются так называемыми подпорками, создаваемыми из того же материала, что и сам прототип (рис. 9). При плавных обводах прототипа количество подпорок оказывается минимальным, так как в отличие, например, от технологии 3D-печати, при выращивании стереолитографических прототипов поддерживающие слои формируются только для сильно нависающих поверхностей, а не для всех (рис. 10).



Рис. 8. Элементы турбомашин, изготовленные целиком

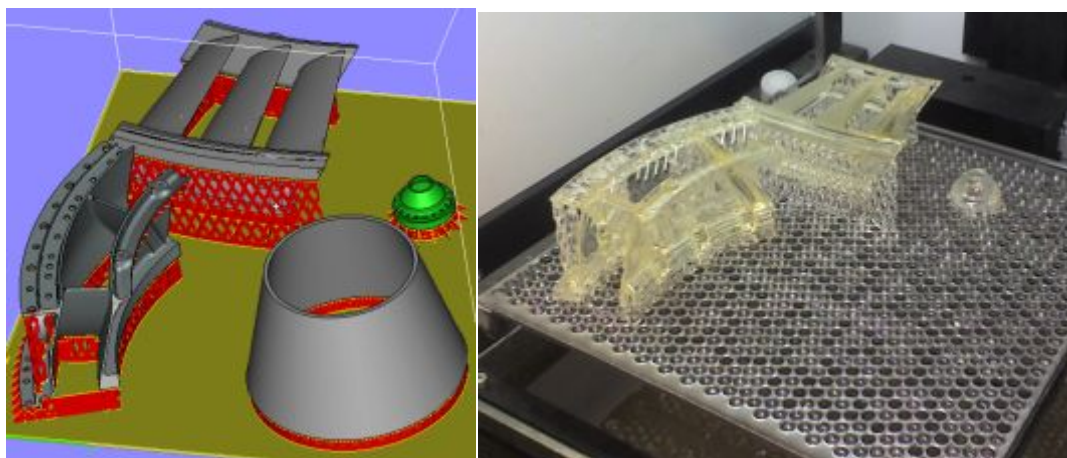


Рис. 9. 3D-модели с подпорками, подготовленные к выращиванию в программе Magics (слева), и готовые физические модели на платформе установки ЛС-250 (справа)

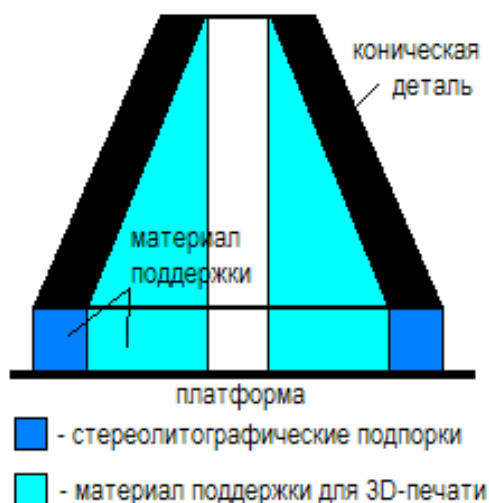


Рис. 10. Разница объёма поддерживающего материала при использовании технологий стереолитографии и 3D-печати

У стереолитографических моделей есть и недостаток – коробление моделей вследствие усадки фотополимера. Короблению более подвержены модели, имеющие форму пластин, когда размер по одному измерению на порядок меньше, чем

по двум другим. При изготовлении же моделей для газодинамических исследований, которые имеют размеры одного порядка по всем измерениям, коробление практически отсутствует.

Кроме описанных выше преимуществ стереолитографической технологии, следует отметить ещё один аспект. Лазерная стереолитография может использоваться для формирования мастер-моделей, по которым с помощью технологий литья в силиконовые формы [11] могут быть отлиты восковые модели, а по ним – металлические отливки. В СГАУ успешно выполнены такие работы. Например:

- создание пластиковых крыльчаток для насоса (рис. 11);
- создание металлического газохода для ракетного двигателя (рис. 12);
- создание металлической крыльчатки для микроГТД (рис. 13).

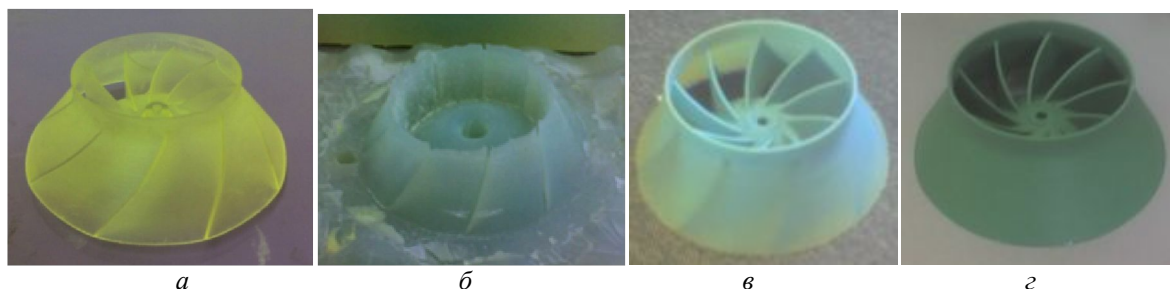


Рис. 11. Этапы изготовления крыльчатки:
 а - стереолитографический прототип; б - изготовленная по нему силиконовая форма;
 в - отлитая в силикон восковка (для дальнейшего литья металла);
 г - отлитая в силикон деталь из компаунда



Рис. 12. Создание газохода для ракетного двигателя:
 а - мастер-модель (сборка из стереолитографических прототипов); б - силиконовая форма;
 в - восковка для литья металла



Рис. 13. Создание металлической крыльчатки для микроГТД (слева направо): восковка, силиконовая форма, металлическая отливка

Поэтому стереолитографические модели могут быть использованы дважды: на первом этапе как экспериментальные образцы для газодинамических испытаний на модельных рабочих телах, а после предварительных испытаний – как мастер-модели для изготовления металличе-

ских экспериментальных образцов для огневых испытаний.

Таким образом, при изготовлении моделей для газодинамических исследований выгоднее всего использовать технологию лазерной стереолитографии, поскольку получаемые с её помощью модели максимально полно отвечают требованиям, предъявляемым к экспериментальным образцам для газодинамических исследований.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777) с использованием оборудования ЦКП САМ-технологий, оснащенного в рамках проекта RFMEFI59314X0003.

Библиографический список

1. Межкафедральная лаборатория быстрого прототипирования СГАУ. <http://mlbp.narod.ru/>
2. Научно-образовательный центр газодинамических исследований. <http://secfdr.ssau.ru/>
3. Шаблий Л.С. Метод и средства газодинамического проектирования и доводки выходных устройств центростремительных микротурбинных приводов. Дис. кандидата технических наук. Самара, 2012. 162 с.
4. Кныш Ю.А., Цыбизов Ю.И., Дмитриев Д.Н., Горшкалев А.А. Формирование микровихревых потоков газа в каналах блочного катализатора с компланарными каналами // Вестник СГАУ. 2013. № 3(41), ч. 1. С. 113-117.
5. Кныш Ю.А., Цыбизов Ю.И., Дмитриев Д.Н., Горшкалев А.А. Формирование в каналах блочного катализатора микровихревых потоков газа с интенсивной закруткой // Вестник СГАУ. 2012. № 3(34), ч. 3. С. 121-125.
6. Кныш Ю.А. Малоэмиссионная каталитическая горелка: патент РФ на полезную модель № 2014125978/06(042256); опубл. 27.11.2014.
7. Центр Технологий ФГУП «НАМИ». <http://gp-salon.weebly.com/>
8. Лаборатория лазерного синтеза объёмных изделий ИПЛИТ РАН. <http://shatura.laser.ru/Rapid/>
9. Матвеев В.Н., Шаблий Л.С. Опыт освоения оборудования быстрого прототипирования при изготовлении моделей деталей двигателей летательных аппаратов // Материалы Всеросс. научно-техн. конференции «Новые материалы и технологии - НМТ-2008». Т 2. М.: МАТИ, 2008. С. 65-66.
10. Шаблий Л.С. Исследование применимости технологии лазерной стереолитографии для изготовления турбоприводов // Сборник конкурсных докладов VIII Всероссийского молодежного Самарского конкурса-конференции научных работ по оптике и лазерной физике. Самара: Самарский университет, 2010. С. 275-281.
11. Лаборатория аддитивных технологий СГАУ. <http://www.ssau.ru/struct/deps/pdla/lat/>

Информация об авторах

Матвеев Валерий Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: tdla@ssau.ru. Область научных интересов: лопаточные машины, турбоприводы, микротурбины.

Шаблий Леонид Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академи-

ка С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Область научных интересов: лопаточные машины, численные методы расчёта, программирование.

Кривцов Александр Васильевич, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: krivcov63@ramler.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

APPLICATION OF STEREO LITHOGRAPHY PROTOTYPES FOR GAS DYNAMIC TESTS

© 2015 V. N. Matveev, L. S. Shabliy, A. V. Krivcov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Planning any pilot study brings up the question of producing test specimens. These are quite often rather complex, consisting of several individual parts put together. Test specimens are very expensive and take long time to produce using traditional technologies of production because of high accuracy required of them and absence of quantity production. Dynamically developing additive technologies (rapid prototyping) make it possible to produce plastic and metal parts of any form using a uniform technology. Therein the complexity of the part shape practically does not increase the manufacturing complexity and the need for equipment is absent or minimal. Laser stereolithography (SLA – Stereolithography Laser Additive) is one of the earliest and most precise technologies of 3D-printing. The paper presents the experience of using a prototyping machine on the basis of laser stereolithography for the production of experimental specimens for gas-dynamic investigations. On the basis of synthesis of this experience, basic requirements for similar experimental specimens are formulated: durability, rigidity and hardness, impermeability for gas or liquid, resistance to working fluid diffusion, resistance to chemically aggressive fluids (including fuels, oils). Comparison of different technologies of prototyping shows that stereolithographic models meet all listed requirements better than others.

Prototype, stereolithography apparatus (SLA), gas dynamic tests, 3-D printing, computer-aided design, computer-aided manufacturing.

References

1. *Mezhkafedral'naya laboratoriya bistrogo prototipirovaniya SGAU* [SSAU inter-department laboratory of rapid prototyping]. Available at: <http://mlbp.narod.ru/>
2. *Nauchno-obrazovatel'nyy tsentr gazodinamicheskikh issledovaniy* [Research-and-educational center of gas dynamic research.]. Available at: <http://secfdr.ssau.ru/>
3. Shabliy L.S. *Metod i sredstva gazodinamicheskogo proektirovaniya i dovodki vykhodnykh ustroystv tsentrostremitel'nykh mikroturbinnnykh privodov. Diss. kand. tekhnicheskikh nauk* [Method and facilities of gas dynamic design and refining of output devices of centripetal. microturbine drives.

Candidate Dissertation in Engineering Science.] Samara, 2012. 162 p.

4. Knysh Yu.A., Tsybizov Yu.I., Dmitriev D.N., Gorshkalev A.A. Formation of microvortex gas flows in channels of a block catalyst with coplanar channels. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2013. No. 3(41), part 1. P. 113-117 (In Russ.)

5. Knysh Yu.A., Tsybizov Yu.I., Dmitriev D.N., Gorshkalev A.A. Formation in the channels of the block catalyst the micro vortex gas flows with intense twist. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2012. No. 3(34), part 3. P. 121-125. (In Russ.)

6. Knysh Yu.A. *Maloemissionnaya kataliticheskaya gorelka* [Low-emission catalytic burner]. Patent RF no. 2014125978/06 (042256), 2014. (Publ. 27.11.2014)

7. *Tsentr Tekhnologiy FGUP «NAMI»*. [Center of Technologies of the “NAMI” Federal State Unitary Enterprise]. Available at: <http://rp-salon.weebly.com/>

8. *Laboratoriya lazernogo sinteza ob"emnykh izdeliy IPLIT RAN* [Laboratory of laser

synthesis of three-dimensional products of the Institute on Laser and Information Technologies, Russian Academy of Sciences]. Available at: <http://shatura.laser.ru/Rapid/>

9. Matveev V.N., Shabliy L.S. Opyt osvoeniya oborudovaniya bystrogo prototipirovaniya pri izgotovlenii modeley detaley dvigateley letatel'nykh apparatov. *Materialy Vseross. nauchno-tekhn. konf. «Novye materialy i tekhnologii - NMT-2008»*. V. 2. Moscow: MATI Publ., 2008. P. 65-66. (In Russ.)

10. Shabliy L.S. Issledovanie primenimosti tekhnologii lazernoy stereolitografii dlya izgotovleniya turboprivodov. *Sbornik konkursnykh dokladov VIII Vserossiyskogo molodezhnogo Samarskogo konkursa-konferentsii nauchnykh rabot po optike i lazernoy fizike*. Samara: Samarskiy universitet Publ., 2010. P. 275-281. (In Russ.)

11. *Laboratoriya additivnykh tekhnologiy SGAU* [SSAU Laboratory of Additive Technologies]. Available at: <http://www.ssau.ru/struct/deps/pdla/lat/>

About the authors

Matveev Valeriy Nikolaevich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of the Theory of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: tdla@ssau.ru. Area of Research: turbomachines, microturbines.

Shabliy Leonid Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of the Theory of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: [\[gt500@mail.ru\]\(mailto:gt500@mail.ru\). Area of Research: impeller machines, numerical calculations, programming.](mailto:shelbi-</p></div><div data-bbox=)

Krivtsov Alexander Vasileevich, assistant of the Department of the Theory of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: krivcov63@ramler.ru. Area of Research: impeller machines, numerical calculations, processes of heat exchange and diffusion.

УДК 621.45.043

МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВОДОРОДНЫХ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ANSYS CFD

© 2015 А. В. Сулинов, Л. С. Шаблий, В. М. Зубанов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Описаны основные методы моделирования гидродинамических процессов водородных шнекоцентробежных насосов в программном комплексе ANSYS CFD, в том числе с учётом переменной плотности жидкой среды. Сжимаемость жидкого водорода при изменении температуры и давления, несмотря на принимаемые в расчётах допущения о средней плотности, требует учёта переменной плотности для повышения точности моделирования рабочего процесса водородных насосов. Приведена методика проведения CFD-моделирования водородных насосов с применением специальных программных инструментов для построения геометрии и сеточных моделей межлопаточных каналов. Предложены три метода моделирования потоков жидкости с переменной плотностью в ANSYS CFD. Для реализации метода задания переменной плотности жидкого водорода в виде функциональной зависимости получены регрессионные модели второго и четвёртого порядков в диапазоне давления от 0,09 до 30 МПа и температуры от 18 до 34К.

Турбонасосный агрегат, шнекоцентробежный насос, жидкий водород, рабочий процесс, методы моделирования, жидкость с переменной плотностью, регрессионные модели.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-305-315

В настоящее время достигнуты крупные успехи в использовании водородных технологий в энергетике, на транспорте и других отраслях промышленности. Большое значение водородные технологии имеют и для ракетно-космической техники.

Применение водорода в качестве рабочего тела жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) позволяет увеличить не только энергетические возможности средств выведения, тем самым увеличив полезную нагрузку, выводимую на космическую орбиту, но и решать вопросы экологии, используя экологически чистые компоненты ракетных топлив. Всё это делает актуальными работы по созданию перспективных ЖРД, использующих водород в качестве рабочего тела [1-3].

Одним из основных агрегатов, определяющих характеристики и надёжность ЖРД, является турбонасосный агрегат (ТНА) [4, 5], состоящий из насосов, перекачивающих компоненты топлива, и из приводящей (или приводящих) их во вращение турбины (турбин).

Из анализа физико-химических свойств жидкого водорода [1] можно отметить следующие его особенности по сравнению с другими компонентами топлива:

- низкая плотность, отличающаяся от плотности других жидких компонентов более, чем на порядок;
- низкая температура кипения, равная 20,4 К при давлении 0,1 МПа;
- узкий температурный диапазон жидкого состояния водорода от 13,9 до 20,4К при давлении 0,1 МПа;
- низкие значения критической температуры 33,2 К и критического давления 1,273 МПа;
- более высокое значение теплоты испарения жидкого водорода 454 кДж/кг по сравнению с теплотой испарения широко распространённого в ЖРД керосина 343 кДж/кг;
- зависимость свойств (плотности, теплоёмкости, вязкости, теплопроводности) не только от температуры, но и от давления (рис. 1).

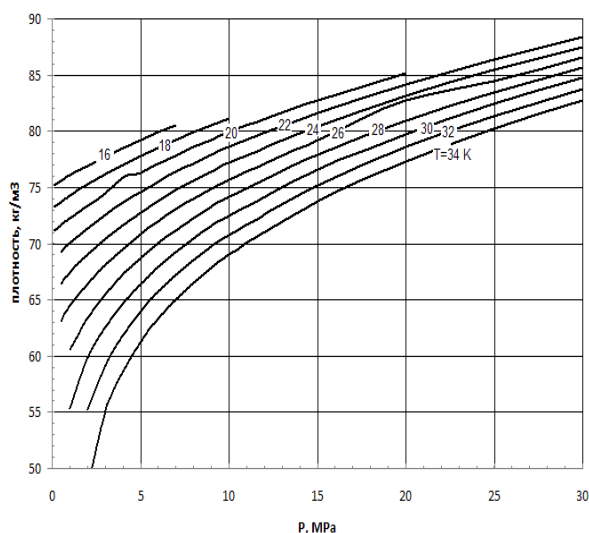


Рис. 1. Зависимость плотности жидкого водорода от давления и температуры

Особенности физико-химических свойств жидкого водорода накладывают отпечаток на организацию рабочего процесса и проектирование шнеко-центробежного насоса ТНА:

- из-за низкой плотности водорода для достижения требуемых значений давления насос, как правило, выполняется многоступенчатым;

- сжимаемость жидкого водорода и изменение температуры водорода и его физических свойств при изменении давления, несмотря на принимаемые в расчётах допущения о средней плотности и осреднение других параметров, требует учёта переменности физических свойств водорода при организации и моделировании рабочего процесса водородного насоса;

- существенная разница в максимально возможных угловых скоростях роторов насоса горючего-водорода и насоса окислителя, а также насосов других несжимаемых жидких горючих требует для повышения энергомассовых характеристик применения либо редукторной конструктивной схемы ТНА, либо схемы с раздельными турбонасосными агрегатами для горючего и окислителя;

- жидкий водород относится к классу низкокипящих криогенных жидкостей, что требует решения дополнительных задач по вопросам распределения и защиты

от тепловых потоков элементов конструкции ТНА.

В свете описанных выше особенностей физико-химических свойств водорода моделирование рабочего процесса насоса жидкого водорода является сложной задачей. При этом сложная геометрия и нестационарность протекающих процессов также накладывают дополнительные трудности на создание CFD-модели.

В соответствии с мировым и отечественным опытом CFD-моделирования турбомашин, а также опыта авторского коллектива [6, 7], процессы моделируются стационарно, а геометрия насоса создаётся в упрощённом виде секторных моделей межлопаточных каналов. Что же касается сложных свойств рабочего тела, то они описываются дополнительно, поскольку стандартных моделей для жидкостей с переменной плотностью в ANSYS CFX нет.

Задачи с зависимостями параметров рабочего тела, заданными пользователем, как правило, являются намного менее стабильными по сравнению с задачами, рабочее тело которых имеет постоянные параметры. Это связано как с объективными причинами (возрастающей физико-математической сложностью таких задач), так и с субъективными причинами, поскольку в таких задачах увеличивается количество мест, в которых расчётчик может допустить ошибку при постановке задачи.

Для уменьшения вероятности ошибок при постановке задачи рекомендуется увеличивать сложность постепенно. Поэтому решение задачи с переменной плотностью, зависящей от давления и температуры, рационально выполнять в несколько этапов. Сначала решить задачу с постоянной плотностью без учёта изменения температуры, затем решить аналогичную задачу с учётом изменения температуры, затем – с зависимостью плотности от давления и температуры. Поэтапное движение позволяет локализовать возможную область возникновения ошибки, и общее время решения задачи оказывается меньше, чем при попытке решения

«сходу». И при старте усложнённой задачи желательно инициализироваться с результатов предыдущей, поскольку старт «с нуля» (с поля параметров, полученного стандартной инициализацией) крайне затруднителен и решение даже верно собранной компьютерной модели может завершаться аварийно.

Таким образом, поэтапное решение задачи подразумевает создание более простой модели. В качестве такой модели был принят вариант с постоянной плотностью жидкого водорода, принятой по среднему значению.

Насос (рис. 2) - это лопаточная машина, поэтому для создания геометрии

лопаточных венцов целесообразно использовать специальное программное обеспечение. В данной работе для построения геометрии шнека и рабочего колеса был использован программный продукт BladeGen из линейки программного обеспечения ANSYS (рис. 3). Вместе с тем, у любого насоса есть элементы, к которым невозможно применить подход моделирования лопаточных машин. Это входные патрубки, переходные каналы и спиральные сборники (сборные улитки). Для их геометрического моделирования применялся универсальный CAD-пакет Siemens NX (рис. 4).

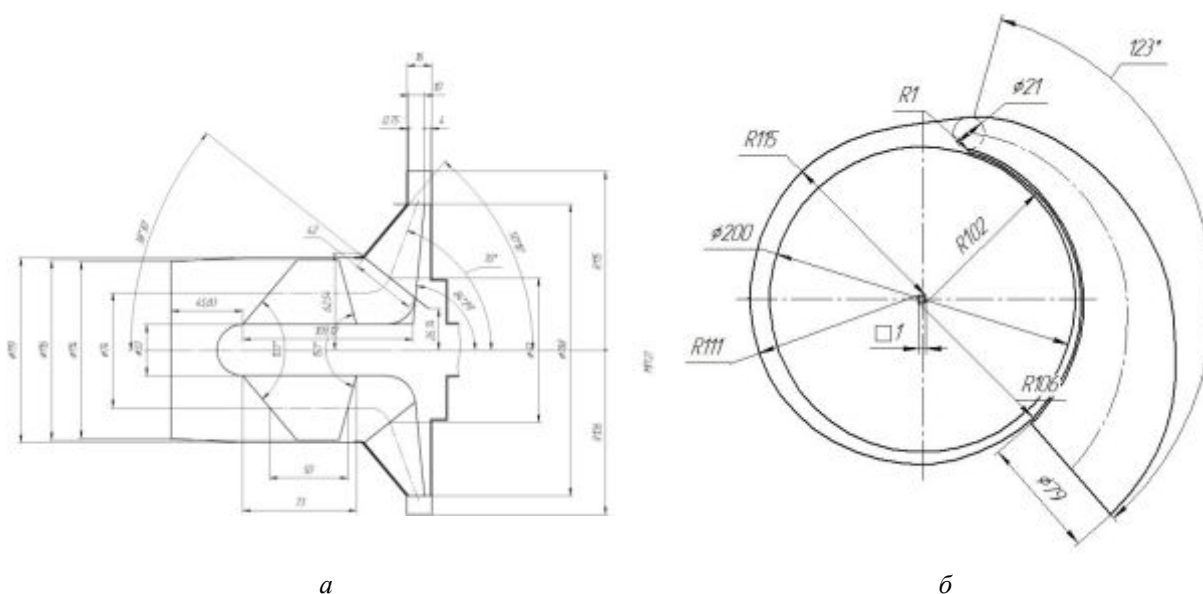


Рис. 2. Схема проточной части моделируемого насоса в меридиональной (а) и окружной (б) плоскостях

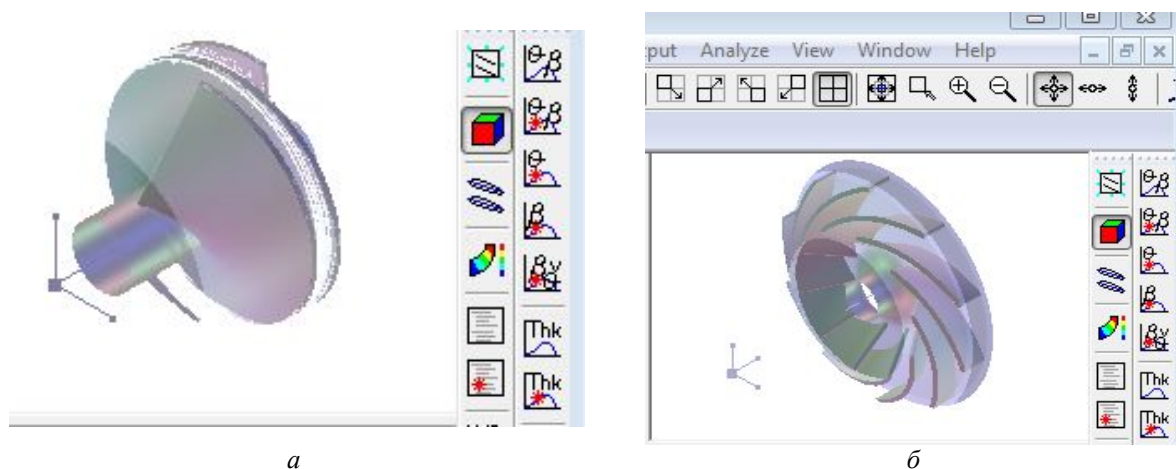


Рис. 3. Окно программы BladeGen с построенными моделями шнека (а) и рабочего колеса (б)

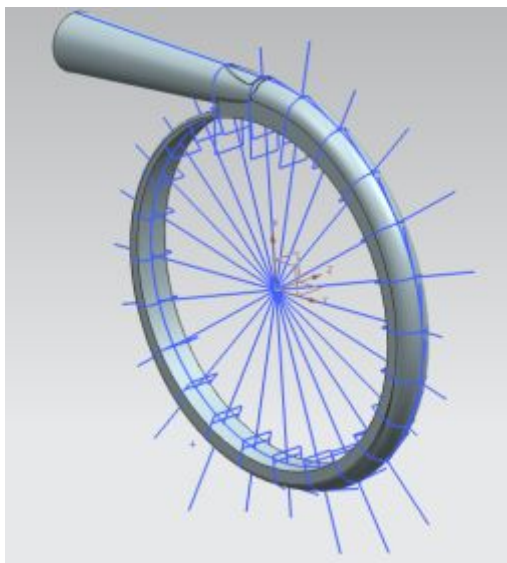


Рис. 4. Схема построения CAD-модели сборной улитки в универсальном программном комплексе Siemens NX

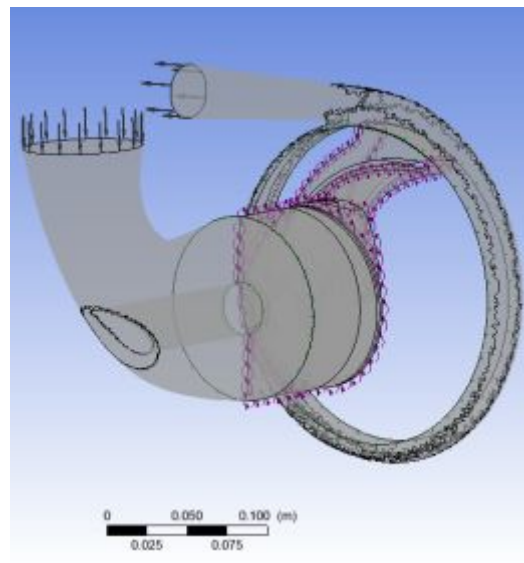


Рис. 6. Модель проточной части насоса в окне программы ANSYS CFX

Далее с использованием этих геометрических моделей была построена расчётная сетка с помощью специализированного программного продукта ANSYS TurboGrid для лопаточных венцов и универсального ANSYS Meshing для остальных элементов (рис. 5). После этого все сеточные модели были собраны в единую модель проточной части насоса в программе ANSYS CFX (рис. 6).

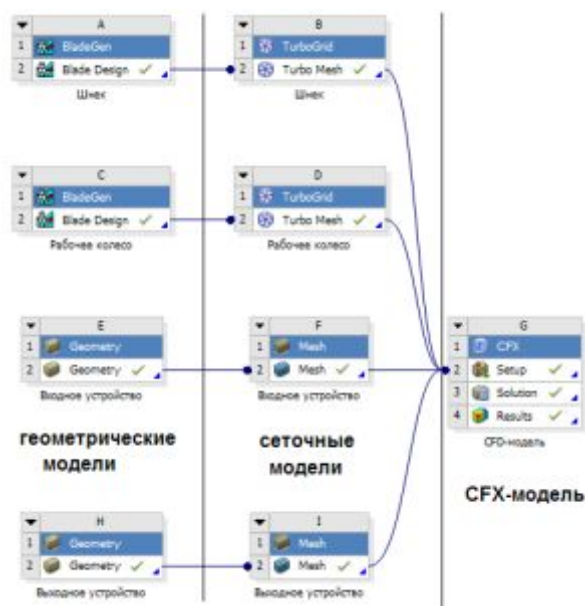


Рис. 5. Схема этапов расчётного проекта в окне программы ANSYS Workbench

В данной работе проводилось моделирование насоса, спроектированного по методикам [8-10]. Поэтому параметры насоса, рассчитанные по этим методикам, легли в основу граничных условий CFD-модели:

- скорость вращения ротора 45000 об/мин;
- полное давление на входе в насос в неподвижной системе координат 500 кПа;
- полная температура жидкого водорода на входе в насос 20 К;
- свойства жидкого водорода: плотность жидкого водорода $76,81 \text{ кг/м}^3$, молярная масса $2,0159 \text{ кг/кмоль}$, изобарная теплоёмкость $9630 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, динамическая вязкость $8,6567 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$, теплопроводность $0,118 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- массовый расход на выходе из насоса $7,429 \text{ кг/с}$;
- моделирование рабочего процесса проводилось в стационарной постановке;
- модель турбулентности $k-\varepsilon$;
- интенсивность турбулентности на входе 5% ;
- тип интерфейсов «вход-шнек», «шнек-крыльчатка», «крыльчатка-улитка» - Stage Average Velocity;
- интерфейсы периодичности «Rotational Periodicity» для шнека и крыльчатки;

- отсутствие вибраций различной природы;
- отсутствие шероховатости поверхностей (стенки гладкие);
- отсутствие кавитации.

В результате было получено распределение параметров (давления, температуры, скорости) по ходу проточной части (рис. 7), а также интегральные параметры насоса, сравнение которых с имеющимися данными проектного расчёта приведено в табл. 1.

Таблица 1. Результаты моделирования рабочего процесса в насосе с постоянной плотностью

Параметр	Результат проектного расчёта	Результат CFD-расчёта
Давление на входе в РК, МПа	1,068	1,081
Давление на выходе из РК, МПа	6,458	7,493
Давление на выходе из насоса, МПа	9,761	10,96
Угол выхода потока из шнека, град	5,209	11,41
Угол выхода потока из РК, град	1,486	5,611

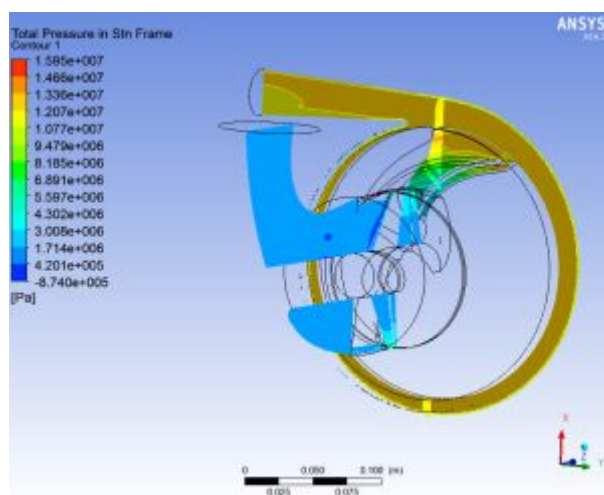


Рис. 7. Распределение абсолютного полного давления по ходу проточной части насоса

Описанный выше CFD-расчёт был выполнен без учёта изменения плотности из-за изменения давления и температуры. Давление от входа насоса к выходу изменяется от 0,1 до 15 МПа (рис. 7), а температура – от 20 до 25 К. Поэтому, несмотря на то, что повышение давления и повы-

шение температуры – факторы, действующие на изменение плотности в разных направлениях, совокупное их воздействие приведёт к повышению плотности на 15%: от 70 кг/м³ на входе до 80 кг/м³ (см. рис. 1).

В настоящей работе были предложены варианты учёта изменения плотности жидкого водорода в CFD-расчёте, поскольку в ANSYS CFX существует возможность задавать параметры рабочего процесса не только постоянными, но и переменными. Было рассмотрено три варианта моделирования переменной плотности:

1. Использование встроенной в ANSYS CFX модели уравнения состояния Пенга-Робинсона.
2. Задание переменных свойств в табличном виде.
3. Задание переменных свойств через функциональные зависимости.

1. Задание переменной плотности по модели Пенга-Робинсона

Уравнение Пенга-Робинсона является одной из модификаций уравнения Ван-дер-Ваальса [11]:

$$p = \frac{RT}{v - b} - \frac{a_0 \alpha(T)}{v^2 + 2bv - b^2},$$

где R – универсальная газовая постоянная; v – объём одного моля вещества; $\alpha(T)$ – универсальная функция, зависящая от двух индивидуальных параметров, характеризующих свойства той или иной конкретной жидкости: критической температуры T_c и, так называемого, ацентрического фактора ω :

$$\alpha(T) = \{1 + m[1 - \sqrt{T/T_c}]\}^2,$$

$$m = 0,375 + 1,542\omega - 0,270\omega^2.$$

Из приведённых формул видно, что отличие этого уравнения от уравнения Ван-дер-Ваальса связано с членом, описывающим притяжение молекул друг к другу. При переходе от уравнения Ван-дер-Ваальса к уравнению Пенга-Робинсона константа a в члене a/v^2 заменена на вполне определённую функцию темпера-

туры, а величина v^2 в знаменателе Вандер-Ваальсовского члена – на специального вида квадратный трёхчлен.

В библиотеке ANSYS CFX существует раздел веществ со свойствами, заданными этим уравнением «Materials-pengrob.ccl», включающий группу «влажных» веществ «Wet Peng Robinson», которая содержит водород с уравнением состояния Пенга-Робинсона. Параметры модели были оставлены по умолчанию, изменениям подверглись только ограничения по температуре: нижний предел («Lower Cp0(T) Temperature Limit») был изменён со 100 на 14 К, а верхний («Upper Cp0(T) Temperature Limit») – с 1000 на 100 К.

Представленные в табл. 2 результаты расчёта показывают, что параметры, полученные с использованием уравнения состояния Пенга-Робинсона, существенно отличаются от результатов при постоянной плотности. Однако уровень отличий оказался значительно больше, чем ожидался. Изменение плотности в диапазоне 75...80 кг/м³ по экспертным оценкам должно было вызвать изменение параметров не более, чем на 5...10% по отношению к расчёту с постоянной средней плотностью. При детальном рассмотрении было установлено, что плотность, рассчитываемая по модели Пенга-Робинсона, оказалась на уровне 40...45 кг/м³ и практически не изменялась по ходу проточной части вслед за изменением давления и температуры.

Таблица 2. Результаты моделирования рабочего процесса в насосе с плотностью, заданной по модели Пенга-Робинсона

Параметр	С постоянной плотностью	С переменной плотностью
Давление на входе в РК, МПа	1,081	0,5689
Давление на выходе из РК, МПа	7,493	4,113
Давление на выходе из насоса, МПа	10,96	6,882
Угол выхода потока из шнека, град	11,41	17,14
Угол выхода потока из РК, град	5,611	6,972

В результате проведённого исследования не удалось применить модель свойств рабочего тела Пенга-Робинсона, взятую из библиотеки ANSYS CFX со значениями по умолчанию, для моделирования потока жидкого водорода в насосе.

2. Задание переменной плотности в табличном виде

Самым очевидным способом задания переменной плотности является ввод табличных данных об изменении плотности жидкого водорода [1] в гидродинамическую модель. В ANSYS CFX для задания табличных данных предусмотрены так называемые пользовательские функции (User Function), через которые дискретно задаются зависимости параметров в табулированном виде, интерполяция и экстраполяция значений выполняется автоматически.

Для задания таблицы плотности, зависящей от температуры и давления, необходима двухмерная табулированная функция. Поскольку из многомерных функций в программе представлены только трёхмерные, двухмерная функция была организована добавлением третьего фиктивного аргумента, постоянного во всём диапазоне.

При расчёте экстраполяция табличных функций выполняется автоматически, и для предотвращения забросов параметров было предложено два метода. Первый – добавление в таблицу параметров фиктивных граничных значений (рис. 8), обеспечивающих постоянство крайнего значения функции даже при выходе аргументов за границы описанного таблицей диапазона при флуктуациях давления и температуры, которые на начальном этапе могут быть даже нефизичными (например, отрицательные значения давления).

При проверочном табулировании функции было выявлено, что данный способ не позволяет правильно ограничить функциональную зависимость и при экстраполяции, например, давления за пределами физического диапазона 0,09-10 МПа

значение плотности может сильно отличаться от граничного значения (рис. 9). Причина данного явления, по всей вероятности, кроется в неверных алгоритмах экстраполяции трёхмерных пользовательских функций ANSYS CFX.

T, K	P, МПа							
	-50	0,09	0,1	0,2	0,8	1	1,6	
0	77,12	77,12	77,12	75,559	75,929	76,303	76,826	
14	77,12	77,12	77,12					
16	75,475	75,475	75,475	75,559	75,929	76,303	76,826	
18	73,628	73,628	73,628	73,735	74,169	74,581	75,165	
20	71,512	71,512	71,512	71,639	72,152	72,62	73,306	
22	1,192	1,192	1,192	69,228	69,779	70,413	71,209	
24	1,075	1,075	1,075	2,318	67,153	67,876	68,85	
26	0,9794	0,9794	0,9794	2,077	63,916	64,883	66,139	
28	0,9021	0,9021	0,9021	1,888	59,749	61,2	62,939	
30	0,8361	0,8361	0,8361	1,735	6,384	56,138	58,962	
32	0,7789	0,7789	0,7789	1,607	5,628	12,584	53,444	

Рис. 8. Задание фиктивных граничных значений для корректировки экстраполяции

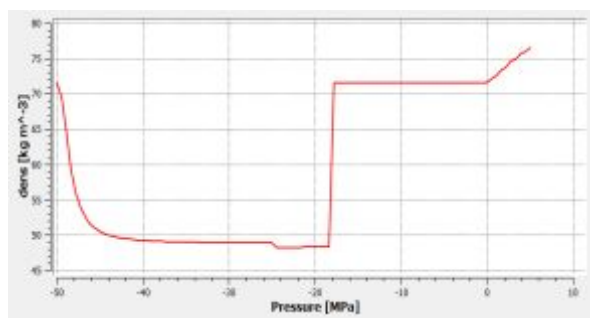


Рис. 9. График табулирования пользовательской функции плотности (при T=20K, p=-50...10 МПа), иллюстрирующий неверную экстраполяцию значений

Второй способ подразумевает явное ограничение значений аргументов и функции математическим выражением вида:

$$\rho_{[\min-max]} = \min\{\rho_{\max}; \max[\rho(p, T); \rho_{\min}]\},$$

где $\rho(p, T)$ – табличная функция вычисления плотности, значения которой выходят за границы $[\rho_{\min}; \rho_{\max}]$. Значения аргументов p и T также могут быть предварительно ограничены аналогичным способом.

3. Задание переменной плотности через функциональные зависимости

Поскольку задание в программе ANSYS CFX табличных функций сопряжено с описанными выше трудностями и не удаётся обойтись без использования математических выражений, то наиболее очевидным способом задания переменной

плотности рабочего тела является описание её в виде явной двухпараметрической функции вида $\rho = f(p, T)$, записанной непосредственно в поле для значения плотности на языке математических выражений CFX Expression Language (CEL).

Однако лёгкость ввода такой функции в программу связана со сложностью функционального выражения табличных зависимостей параметров в виде двухпараметрической регрессионной модели.

Несмотря на то, что математические методики выражения функции тренда хорошо отлажены и являются встроенными инструментами даже офисной программы MS Excel, применить их бывает непросто. Во-первых, описать поведение изменяющегося параметра простой зависимостью во всём диапазоне его изменения затруднительно. Так, например, на рис. 10 приведены графики зависимостей, аппроксимирующих изменение плотности при изменении давления при постоянном значении температуры в диапазоне давлений от 0,09 до 15 МПа:

$$\begin{aligned} \rho(18K) &= -0,0257p^2 + 1,0457p + 73,223; \\ \rho(22K) &= -0,0286p^2 + 1,2761p + 68,833; \\ \rho(26K) &= -0,0491p^2 + 1,8172p + 62,772; \\ \rho(30K) &= -0,0657p^2 + 2,3444p + 56,013; \\ \rho(34K) &= -0,0752p^2 + 2,7633p + 49,156. \end{aligned}$$

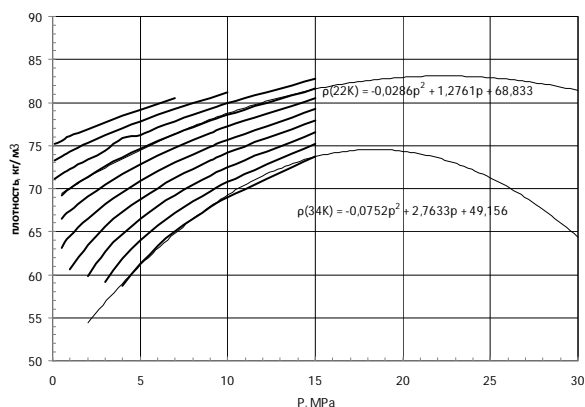


Рис. 10. Аппроксимирующие зависимости плотности при изменении давления в диапазоне от 0 до 15 МПа

Однако при сравнении рис. 10 и рис. 1 видно, что при выходе за этот диапазон значения плотности, найденные по указанным зависимостям, будут сильно отличаться от реальных. Если же аппрок-

смировать диапазон от 0,09 до 30 МПа, то сложность описания существенно возрастает:

$$\rho (18\text{K}) = -0,0001p^4 + 0,0034p^3 - 0,0593p^2 + 1,1517p + 73,165;$$

$$\rho (22\text{K}) = -0,00002p^4 + 0,002p^3 - 0,0653p^2 + 1,4772p + 68,606;$$

$$\rho (26\text{K}) = -0,00006p^4 + 0,0042p^3 - 0,1228p^2 + 2,209p + 62,33;$$

$$\rho (30\text{K}) = -0,0001p^4 + 0,0106p^3 - 0,2857p^2 + 3,965p + 52,441;$$

$$\rho (34\text{K}) = -0,0003p^4 + 0,0188p^3 - 0,5043p^2 + 6,4977p + 38,666.$$

Вторая трудность заключается в том, чтобы аппроксимировать двухпараметрическую зависимость. В данном случае нетрудно видеть, что коэффициенты всех однопараметрических зависимостей изменяются монотонно вслед за изменением второго параметра – температуры, причём характер этих зависимостей близок к линейному (рис. 11).

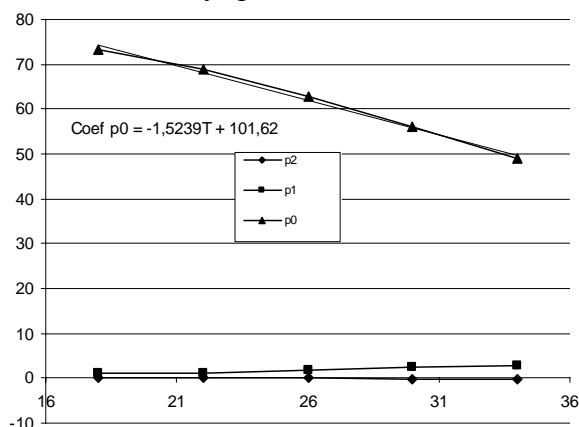


Рис. 11. Зависимость коэффициентов в однопараметрических уравнениях от температуры

Таким образом, формируя тренд-зависимости для коэффициентов однопараметрических выражений:

$$\text{Coef } p2 = -0,0034T + 0,0396,$$

$$\text{Coef } p1 = 0,1126T - 1,0779,$$

$$\text{Coef } p0 = -1,5239T + 101,62,$$

получаем одно двухпараметрическое уравнение, описывающее изменение плотности при изменении давления от 0,09 до 15 МПа и температуры от 18 до 34 К:

$$\rho = (-0,0034T + 0,0396)p^2 + (0,1126T - 1,0779)p - 1,5239T + 101,62.$$

В случае аппроксимации диапазона давления от 0,09 до 30 МПа с использованием полиномов четвёртого порядка изменение коэффициентов можно описать квадратичными зависимостями:

$$\text{Coef } p4 = -0,000002T^2 + 0,0001T - 0,0014,$$

$$\text{Coef } p3 = 0,0001T^2 - 0,0044T + 0,0495,$$

$$\text{Coef } p2 = -0,0024T^2 + 0,0954T - 1,0112,$$

$$\text{Coef } p1 = 0,0243T^2 - 0,933T + 10,129,$$

$$\text{Coef } p0 = -0,0984T^2 + 2,9881T + 101,62.$$

Уравнение, описывающее изменение плотности при изменении давления от 0 до 30 МПа и температуры от 16 до 34 К, примет вид:

$$\rho = (-0,000002T^2 + 0,0001T - 0,0014)p^4 + (0,0001T^2 - 0,0044T + 0,0495)p^3 + (-0,0024T^2 + 0,0954T - 1,0112)p^2 + (0,0243T^2 - 0,933T + 10,129)p - 0,0984T^2 + 2,9881T + 101,62.$$

Язык выражений CEL имеет строгий синтаксис относительно единиц измерения, и поскольку температура подставляется в это выражение в кельвинах, а давление – в мегапаскалях, то CEL-выражение для расчёта плотности в ограниченном диапазоне вводится в ANSYS CFX в виде:

$$\rho = ((-0,0034 * T/1[\text{K}] + 0,0396) * (p/1[\text{MPa}])^2 + (0,1126 * T - 1,0779) * (p/1[\text{MPa}]) - 1,5239 * T/1[\text{K}] + 101,62) * 1 [\text{kg}/\text{m}^3].$$

Из предложенных трёх методов моделирования рабочего процесса водородного насоса с учётом переменной плотности жидкого водорода наиболее перспективным с точки зрения реализации в ANSYS CFX является метод задания переменной плотности в виде функциональной зависимости.

Таким образом, в результате проведённого исследования методов моделирования гидродинамических процессов водородных шнекоцентробежных насосов в программном комплексе ANSYS CFD можно отметить следующее.

1. Сравнительный анализ результатов моделирования рабочего процесса водо-

родного шнекоцентробежного насоса в ANSYS CFX с применяемыми проектными методами показал, что ANSYS CFX может быть применён для качественной оценки результатов проектных расчётов путём моделирования рабочего тела с постоянной средней плотностью рабочего тела.

2. Перспективно применение для моделирования рабочего процесса водородного шнекоцентробежного насоса в ANSYS CFX метода задания переменной плотности жидкого водорода в виде функциональной зависимости.

3. Для реализации метода задания переменной плотности жидкого водорода в

виде функциональной зависимости получены регрессионные модели второго и четвёртого порядков в диапазоне давления от 0,09 до 30 МПа и температуры от 18 до 34 К.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777) с использованием оборудования ЦКП САМ-технологий, оснащённого в рамках проекта RFMEFI59314X0003.

Библиографический список

1. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение / под ред. Д.Ю. Гамбурга, Н.Ф. Дубовкина. М.: Химия, 1989. 672 с.

2. Липлявый И.В., Мартыненко Ю.А., Романов В.Н., Титков Н.Е. Двигатели РД0146 и РД0148 // Научно-технический юбилейный сборник «Труды КБХА». Воронеж: КБ химв автоматики, 2001. С. 18–22.

3. Гусев В.Н., Семенов В.И., Стороженко И.Г. Трёхкомпонентный двухрежимный маршевый двигатель для аэрокосмических систем и ракет-носителей нового поколения // Альтернативная энергетика и экология. 2008. № 3 (59). С. 36–41.

4. Иванов В.К., Кашкаров А.М., Романенко Е.Н., Толстиков Л.А. Турбонасосные агрегаты ЖРД конструкции НПО Энергомаш // Конверсия в машиностроении. 2006. № 1. С. 15–21.

5. Дмитренко А.И., Иванов А.В., Рачук В.С. Развитие конструкции турбонасосных агрегатов для водородных ЖРД безгенераторной схемы, разработанных в КБХА // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2010. № 4 (24). С. 38–48.

6. Сулинов А.В., Шаблей Л.С. CFD-моделирование автономных осевых турбин турбонасосных агрегатов ЖРД в ANSYS CFX: метод. указания. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2012. 47 с.

7. Сулинов А.В., Шаблей Л.С. CFD-моделирование шнекоцентробежных насосов турбонасосных агрегатов ЖРД в ANSYS CFX: метод. указания. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2013. 57 с.

8. Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Проектный расчёт шнекоцентробежного насоса: уч. пособие. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2006. 64 с.

9. Овсянников Б.В., Селифонов В.С., Черваков В.В. Расчёт и проектирование шнекоцентробежного насоса: учебное пособие. М.: МАИ, 1996. 72 с.

10. Иванов А.В. Расчёт и профилирование шнекоцентробежного насоса турбонасосного агрегата ЖРД: учебное пособие. Воронеж: Воронежский гос. технический ун-т, 2010. 120 с.

11. Equation of state. http://en.wikipedia.org/wiki/Equation_of_state.

Информация об авторах

Сулинов Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: abcsamara@yandex.ru. Область научных интересов: исследование рабочих процессов двигателей летательных аппаратов.

Шаблий Леонид Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика

С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Область научных интересов: лопаточные машины, численные методы расчёта, программирование.

Зубанов Василий Михайлович, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: waskes91@gmail.com. Область научных интересов: лопаточные машины, моделирование рабочих процессов тепловых машин.

METHODS OF MODELING THE WORK PROCESS OF HYDROGEN SCREW-CENTRIFUGAL PUMPS USING ANSYS CFD

© 2015 A. V. Sulinov, L. S. Shabliy, V. M. Zubanov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Basic methods of modeling hydrodynamic processes in hydrogen screw-centrifugal pumps using the ANSYS CFD software are described in the paper, including those that take into account variable density of the fluid. Compressibility of liquid hydrogen caused by temperature and pressure changes, despite the allowances of average density, requires taking into account variable density for improved accuracy of modeling the workflow of hydrogen pumps. A technique of CFD-modeling of hydrogen pumps using special software tools to build the geometry and grid models of interblade channels is presented. Three methods for modeling variable-density fluid flows in ANSYS CFD are proposed. Regression models of the second and fourth orders have been obtained in the pressure range from 0.09 to 30 MPa and in the temperature range from 18 to 34 K to implement the method of setting variable density of liquid hydrogen in the form of functional relation.

Turbopump assembly, screw-centrifugal pump, liquid hydrogen, workflow, simulation method, variable density liquid, regression models.

References

1. *Vodorod. Svoystva, poluchenie, khranenie, transportirovanie, primeneniye* [Hydrogen: properties, generation, storage, transportation, application / ed. by D.Yu. Hamburg, V.P. Semenov] Moscow: Khimiya Publ., 1989. 672 p.
2. Liptyaviy I.V., Martinenko Yu.A., Romanov V.N., Titkov N.E. Engines RD0146 and RD0148. *Nauchno-tekhnicheskiiy yubileynyy sbornik «Trudy KBKhA»*. Voronezh: KB Khimavtomatiki Publ., 2001. P. 18-22. (In Russ.)
3. Gusev V.N., Semenov V.I., Storojenko I.G. Three-propellant dual-mode propulsion engine for the next generation aerospace systems and launch vehicles. *Alternative Energy and Ecology*. 2008. No. 3(59). P. 36-41. (In Russ.)
4. Ivanov V.K., Kashkarov A.M., Romasenko E.N., Tolstikov L.A. Turbo-

driven pump sets of liquid-propellant rocket engines at NPO «Energomash». *Conversion in machine building*. 2006. No. 1. P. 15-21. (In Russ.)

5. Dmitrenko A.I., Ivanov A.V., Rachuk V.S. Development of turbopump unit design for hydrogen liquid-propellant rocket engines without generators developed at the design bureau of chemical automation. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2010. No. 4 (24). P. 38-48. (In Russ.)

6. Sulinov A.V., Shabliy L.S. *CFD-modelirovanie avtonomnykh osevykh turbin turbonasosnykh agregatov ZhRD v ANSYS CFX* [CFD-modeling of standalone axial turbines of liquid rocket engine turbopump assemblies using ANSYS CFX: procedural guidelines]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2012. 47 p.

7. Sulinov A.V., Shabliy L.S. *CFD-modelirovanie shnekotsentrobezhnykh nasosov turbonasosnykh agregatov ZhRD v ANSYS CFX* [CFD-modeling of screw-centrifugal pumps of liquid rocket engine turbopump

assemblies using ANSYS CFX: procedural guidelines]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2013. 57 p.

8. Matveev V.N. Musatkin N.F., Rad'ko V.M. *Proektnyy raschet shnekotsentrobezhnogo nasosa* [Design calculation of a screw-centrifugal pump: study guide]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2006. 64 p.

9. Ovsyannikov B.V., Selifonov V.S., Chervakov V.V. *Raschet i proektirovanie shnekotsentrobezhnogo nasosa* [Calculation and design of a screw-centrifugal pump: study guide]. Moscow: Moscow Aviation Institute Publ., 1996. 72 p.

10. Ivanov A.V. *Raschet i profilirovanie shnekotsentrobezhnogo nasosa turbo-nasosnogo agregata ZhRD* [Calculation and design of a screw-centrifugal pump of the liquid rocket engine pump assembly: Text-book]. Voronezh: Voronezh State Technical University Publ., 2010. 120 p.

11. Equation of state. Available at: http://en.wikipedia.org/wiki/Equation_of_state.

About the authors

Sulinov Alexander Vasilyevich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: abcsamara@yandex.ru. Area of Research: investigation of aircraft engine cycles.

Shabliy Leonid Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: [\[gt500@mail.ru\]\(mailto:gt500@mail.ru\). Area of Research: impeller machines, numerical calculations, programming.](mailto:shelbi-</p></div><div data-bbox=)

Zubanov Vasili Mihailovich, teaching assistant, Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: waskes91@gmail.com. Area of Research: impeller machines, numerical calculations, processes of combustion, heat exchange and diffusion.

УДК 621.454.2

МЕТОДИКА ДОСТОВЕРНОГО CFD-МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВУХКАСКАДНОГО ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

© 2015 В. М. Зубанов¹, Л. С. Шаблей¹, А. В. Кривцов¹,
А. И. Иванов², И. П. Косицын², Н. В. Батулин²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

²Открытое акционерное общество «Кузнецов»

Выполнено моделирование рабочего процесса керосинового насоса. Исследовались различные приёмы улучшения CFD-модели: выбор типа граничных условий, удлинение входного и выходного патрубка насоса, оценка влияния размерности сетки и моделей турбулентности. Выявлено преимущество граничного условия типа «Opening» с подтипом «Opening Pressure». Определены рациональные длины дополнительных патрубков для корректного моделирования: на входе размером 1/2 калибра входного диаметра, на выходе – 4 калибра выходного диаметра для номинального режима и 7 калибров – для остальных режимов. Определены наилучшие сочетания модели турбулентности и размерности расчётной сетки: для точной сеточной модели с размером первого элемента 1 мкм лучше использовать модель турбулентности k-omega, для более грубых сеток – k-epsilon. Сходимость решения оценивалась по характеру изменения интегральных параметров насоса. Для самой точной модели амплитуда колебания КПД в процессе расчёта составила один процент. Оценка достоверности модели производилась путём сравнения полученных расчётных характеристик с экспериментальными данными. С помощью верифицированной CFD-модели также была произведена оценка радиальной нагрузки на подшипник крыльчатки, которая показала качественное совпадение расчётных и экспериментальных данных. Предлагаемая методика моделирования позволяет создавать адекватные CFD-модели насосов с наименьшими вычислительными затратами. Разработанные CFD-модели могут быть использованы при оптимизационных исследованиях многоступенчатых шнекоцентробежных насосов.

CFD, керосиновый насос, расчётная модель.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-316-326

Введение

Сложные рабочие процессы высокопроизводительных насосов обуславливают сложность их проектирования и доводки. Понимание рабочих процессов насосов позволяет снизить сложность проектирования и сократить стоимость создания новых и модернизации существующих насосов. CFD-моделирование является хорошим инструментом для прогнозирования производительности насоса [1-3].

В [4] проведена оптимизация с целью максимизации эффективности центробежного рабочего колеса насоса. Результаты CFD-моделирования сравнивались с аналитическим расчётом (разница 9%), но не проведено сравнение с экспериментом, и повышение эффективности на 2,32% может оказаться в пределах погрешности. В расчётах использовался

коммерческий CFD-код ANSYS CFX версии 13.0 с TurboGrid для создания сеточной модели и BladeGen для геометрического моделирования.

В [5] моделирование проводилось с помощью инструмента ANSYS CFX, были показаны небольшие различия в интегральных результатах между установившимся и нестационарным моделированием. Двухфазное моделирование кавитирующего потока обеспечило большую точность только для режимов кавитации. Результаты CFD-моделирования отличаются от экспериментальных данных: общий напор – на 17%, КПД – на 15%.

Имеются три основных особенности существующих подходов к CFD-моделированию насоса. Во-первых, использование коммерческих CFD-инструментов. Во-вторых, существует широкий диапазон погрешности модели: от 1% – для точных

расчётов и до 20% – для двухфазных моделей кавитирующих потоков. Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными выполняется часто. Однако используется неявная методика верификации, и сравнение ошибок моделирования и экспериментальных ошибок не включено в наблюдение. В-третьих, адекватность CFD-модели, как правило, возрастает с увеличением времени расчёта. Поэтому должен использоваться рациональный адекватный минимум моделей для уменьшения расчётного времени.

Керосиновый насос (рис. 1) состоит из следующих частей:

- KID (Knee Inlet Duct) – входное устройство;
- LPS (Low Pressure Screw) – шнек низкого давления;
- LPI (Low Pressure Impeller) – крыльчатка низкого давления;
- TP (Transferring Passage) – переходный канал;
- HPS (High Pressure Screw) – шнек высокого давления;
- HPI (High Pressure Impeller) – крыльчатка высокого давления;
- VOD (Volute Outlet Duct) – выходное устройство.

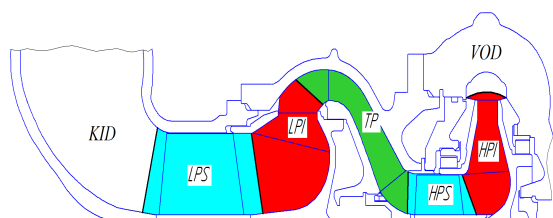


Рис. 1. Меридиональное сечение моделируемого насоса

Получение точной CFD-модели связано с идентифицированием путём сравнения результатов с экспериментальными или расчётными, которые были получены проверенными методами.

В данной работе для идентификации модели рабочих процессов насоса используются результаты экспериментальных проликов на воде (вместо керосина) в качестве рабочей жидкости. Результаты для керосина были также получены из результатов проликов на воде при помощи тео-

рии гидродинамического подобия. Основная цель работы заключается в создании CFD-модели насоса.

Сеточная модель

Создание сетки для лопаточных элементов (роторов и стационарного переходного канала) было выполнено с помощью программы NUMECA AutoGrid5 [6]. Для упрощения расчёта использовались секторные модели – поток вокруг одной лопатки крыльчатки или шнека [7].

Этот метод позволил получить структурные сетки для лопаточных венцов с размером первого элемента 1 мкм. Параметры качества для этих гексагональных сеток приведены в табл. 1.

Таблица 1. Качество структурированной гексагональной сетки лопаточных венцов

Характеристика	LPS	LPI	TP	HPS	HPI	
Количество элементов, $\times 10^6$	0.67	0.51	0.40	0.61	0.62	
Минимальный угол, град.	10.1	21.4	36.3	12.9	9.97	
Соотношение сторон	макс $\times 10^3$	10.3	4.05	4.45	4.49	4.12
	<1000, % элем.	93	98	96	96	96
Коэф. расширения	макс.	15.1	3.2	3.3	16.1	3.7
	<1.8, % элем.	90	97	96	88	97

Сеткогенерация нелопаточных элементов выполнена в программе ANSYS ICEM CFD [8]. Ввиду отсутствия периодичности этих единиц были использованы полные модели. Сложность геометрии языка спирального сборника (улитки), особенно в горле улитки, является результатом немного худшего качества сетки, но трудностей для решателя это не вызвало. Параметры качества для сеток приведены в табл. 2.

Таблица 2. Качество неструктурированной тетраэдральной сетки входного и выходного устройств с призматическим слоем

Характеристика	KID	VOD
Количество элементов, $\times 10^6$	0.67	5.00
Минимальный угол, град.	10.1	10.8
Соотношение сторон	макс.	1000
	< 50, % элементов	78
Коэффициент расширения	макс.	7
	<1.8, % элементов	83
		68

Метод определения характеристик

Экспериментальные данные представлены в виде напорной и КПД-характеристик. Для верификации модели необходимо получить такие же характеристики, состоящие из нескольких точек. Множественные расчёты проводились с использованием пакетного запуска CCL-файлов. ANSYS CFD-Post в графическом режиме может быть использован для получения результатов для каждой расчётной точки. Но более быстрый и удобный способ заключается в использовании CFD-Post в пакетном режиме с извлечением значений, предопределённых математическими выражениями на языке CEL (CFX Expression Language). Кроме того, использование предопределённых математических выражений помогает получить интегральные параметры для оценки сходимости решения.

Некоторые из основных выражений приведены ниже:

- напор (степень повышения давления):

$$H = \frac{p_{outlet}^* - p_{inlet}^*}{\rho \cdot g}, \quad (1)$$

где $\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ – плотность жидкости, $g \left[\frac{m}{s^2} \right]$ – ускорение свободного падения;

- эффективная (полезная) мощность:

$$P_{effective} = \frac{(p_{outlet}^* - p_{inlet}^*) \cdot \dot{m}}{\rho}, \quad (2)$$

где $\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]$ – массовый расход рабочей жидкости;

- затраченная мощность:

$$P_{consumed} = (T_{LPS} + T_{LPI}) \cdot \omega_{LP} + (T_{HPS} + T_{HPI}) \cdot \omega_{HP}, \quad (3)$$

где $T [N \cdot m]$ – моменты LPS, LPI, HPS и HPI, $\omega [s^{-1}]$ – окружная скорость вала низкого давления (LP) и вала высокого давления (HP). Каждый момент является суммой моментов всех вращающихся поверхностей каждого объекта.

Каждая формула представлена в CFX-Post в виде CEL-выражения. Например, CEL-выражение для затраченной мощности имеет вид:

$$\text{PowerConsumed} = (\text{torque_z()}@LPS*3 + \text{torque_z()}@LPI*15) *n_LP /1 [\text{rad}] + (\text{torque_z()}@HPS*5+\text{torque_z()}@HPI*12) *n_HP/ 1 [\text{rad}].$$

Моделирование на воде

CFD-моделирование выполнено с помощью программы ANSYS CFX [9] на воде, потому что с ней проводился эксперимент. Исходные данные для моделирования насоса:

- частота вращения каскада низкого давления 3620 об/мин, высокого – 13300 об/мин;
- полное давление на входе 0,4 МПа;
- температура воды на входе 293 К;
- стандартные свойства воды: плотность 997 кг/м³, молярная масса 18 кг/кмоль, изобарическая теплоёмкость 4182 Дж/(кг·К), динамическая вязкость 0,00089 кг/(м·с), теплопроводность 0,607 Вт/(м·К);
- статическое давление на выходе от 15 до 21 МПа с шагом 0,5 МПа;
- интенсивность турбулентности на входе 10%;
- процессы установившиеся;
- модель турбулентности $k-\epsilon$;
- порядок определения турбулентности – High Resolution [9];
- тип интерфейса «Stage» с осреднением скорости на границах;
- периодичность вращением для лопаточных элементов;
- вибрации отсутствуют;
- нет шероховатости поверхности;
- кавитация отсутствует.

Использовались следующие критерии сходимости:

- минимум математических невязок;
- постоянство интегральных параметров от итерации к итерации для полностью сошедшегося решения.

Интегральные параметры:

- общий массовый расход;
- напор;
- затраченная мощность насоса.

Сходимость по массе и моментам была подтверждена (рис. 2). Постоянство

интегральных параметров от итерации к итерации было подтверждено в качестве дополнительного критерия. Рис. 2 показывает, что использование математических расхождений может привести к ложной остановке решения после 100-400 итераций. Но решение будет сошедшимся точнее после 700-1000 итераций по параметру напору (рис. 3). Решение будет полностью сошедшимся по всем интегральным параметрам только после 5000 итераций (рис. 4). Таким образом, оценка интегральных параметров необходима после сходимости по математическим невязкам. Даже полностью сошедшееся решение имеет постоянные колебания параметров:

- напор – 0.01%;
- внутренний КПД – 1% (рис. 5).

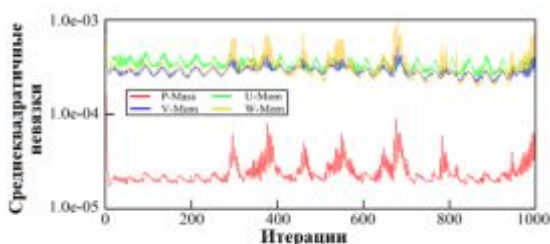


Рис. 2. График сходимости математических невязок

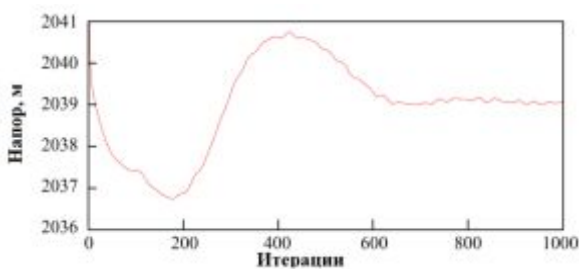


Рис. 3. График сходимости напора

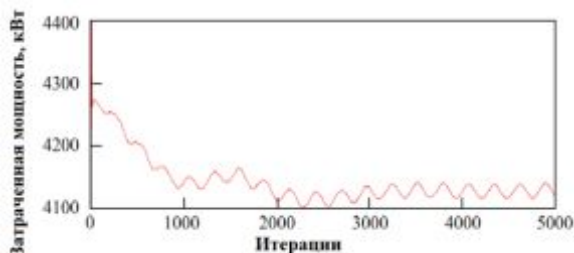


Рис. 4. График сходимости затраченной мощности

Значение 1% является довольно высокой погрешностью осцилляций. На рис. 5 ошибка показана шириной поля. Далее использовались усреднённые параметры. Непосредственно сравнивать экспериментальный полный КПД и внутренний КПД CFD-расчёта невозможно. Экспериментальный полный КПД был пересчитан во внутренний КПД в результате учёта механического и объёмного КПД. Эти данные доступны только для номинального режима. Точное сравнение величин выполнено только для номинального режима работы.

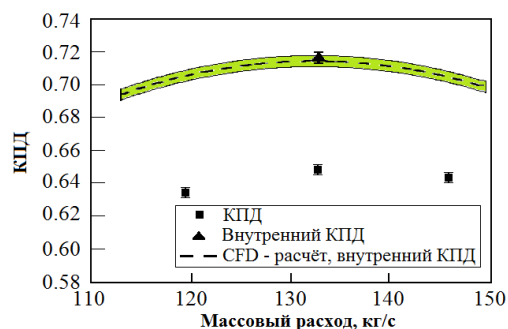


Рис. 5. Прогнозируемые значения рассчитанной эффективности

Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными позволяет признать CFD-модель вполне адекватной в пределах экспериментальной погрешности.

Положения граничных условий

Входные и выходные граничные условия (ГУ) в начале исследования находились непосредственно на геометрических границах входного и выходного устройств (рис. 6, б, без дополнительных каналов). Анализ показал колебания расчётных параметров, математические невязки были неприемлемо высокими. Причина заключается в использовании равномерных граничных параметров, которые на самом деле неравномерны. Перегородка непосредственно вблизи границы на входе во входное устройство вызывает неравномерность потока. Также правильность гипотезы подтверждается вихревым потоком на выходе диффузора (рис. 7). Моделирование показало, что вихрь имеет дли-

ну от 2 до 6 выходных диаметров в зависимости от рабочего режима насоса.

Для устранения этой ошибки созданы дополнительные цилиндрические каналы на входе и на выходе (рис. 6, а). Точность модели зависит от длины до-

полнительного насадка на выходе (рис. 8). При большом массовом расходе вихрь занимает примерно 3,7 диаметров, при высоком перепаде давления – 7 калибров. На входе необходимо ½ калибра.

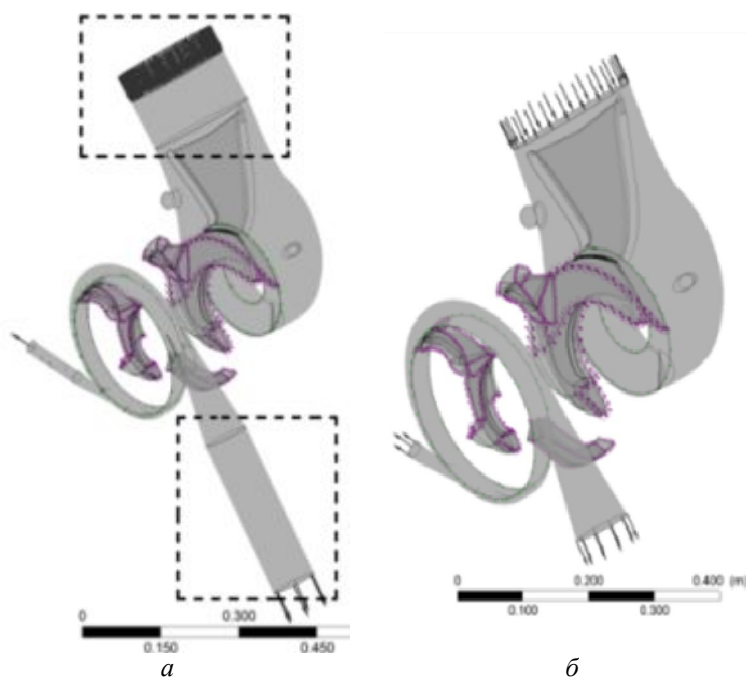


Рис. 6. Улучшение модели изменением положения граничных условий (прямоугольные области показывают различия): с дополнительными каналами (а) и без них(б)

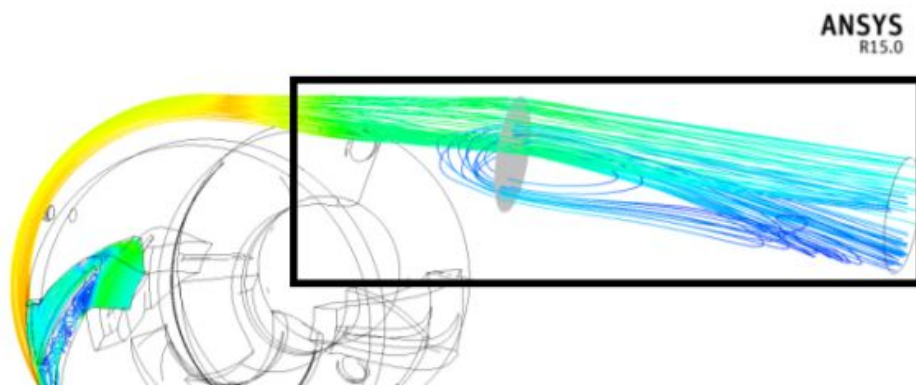


Рис. 7. Вихрь на выходе спирального сборника

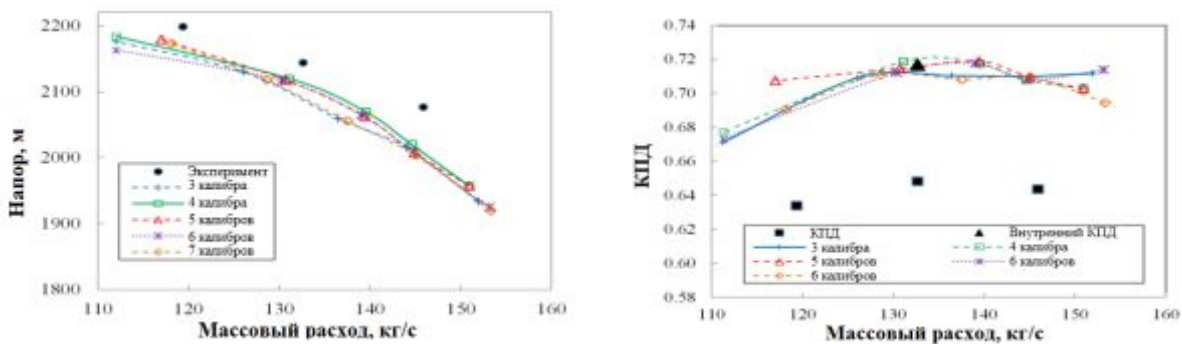
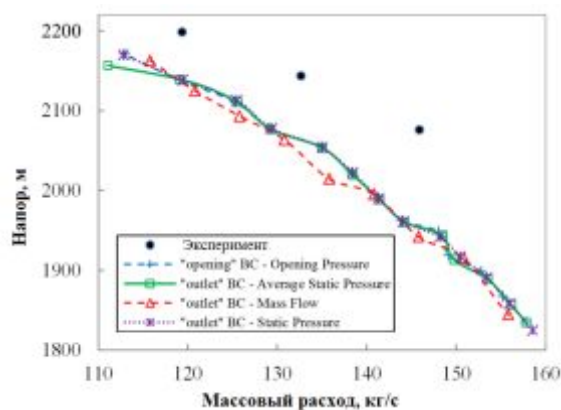


Рис. 8. Влияние положения граничных условий на точность моделирования

Выбор типа граничных условий

Исследование влияния типов ГУ проводилось на выходной границе со следующими граничными типами:

- ГУ «outlet» с Static Pressure;
- ГУ «outlet» с Average Static Pressure;
- ГУ «outlet» с mass flow;
- ГУ «opening» с Opening Pressure.



Результаты для моделей Static Pressure и Opening Pressure повторяют друг друга и хорошо соответствуют экспериментальным данным (рис. 9). Модель с ГУ «Average Static Pressure» не предсказывают корректно характеристики при высоком перепаде давлений. Модель с ГУ «Mass Flow» недооценивает как напор, так и эффективность.

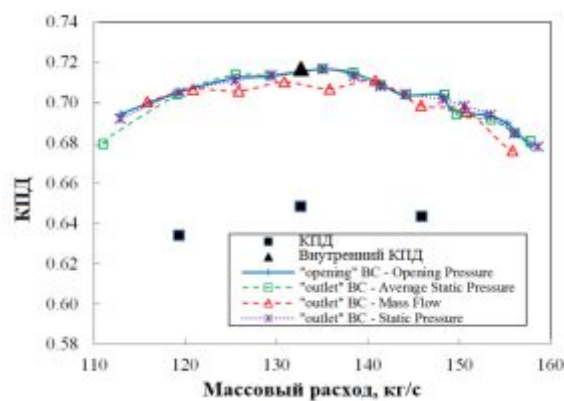


Рис. 9. Влияние типов граничных условий на точность моделирования

Было оценено влияние типов ГУ на ресурсоёмкость (ядра-часов). ГУ «Opening Pressure» было выбрано в качестве лучшего в плане ресурсоёмкости и точности расчёта (рис. 10).

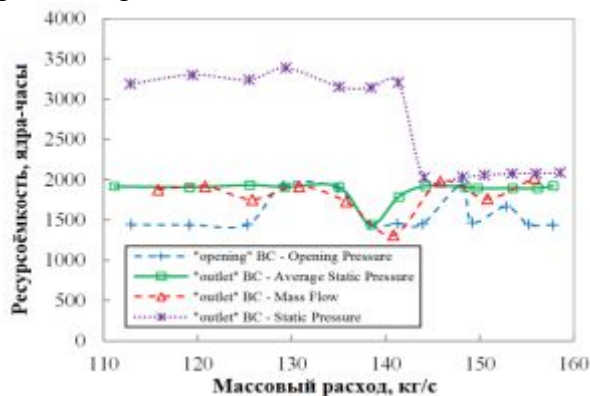


Рис. 10. Ресурсоёмкость для различных типов граничных условий

Выбор модели турбулентности и типа сеточной модели

На основе рекомендаций [9] был протестирован набор групп «сетка – модель турбулентности»:

- Сетка Mesh1 с размером первого элемента 1 мкм ($y^+ = 0.1 \dots 10$) и моделями турбулентности $k-\omega$ и $k-\epsilon$.

- Сетка Mesh2 с размером первого элемента 1 мкм ($y^+ = 0.7 \dots 70$) и моделями турбулентности $k-\epsilon$ и Spalart–Allmaras (SA).

- Сетка Mesh3 с размером первого элемента 7 мкм ($y^+ = 0.7 \dots 70$) и дважды сниженным числом элементов (300 000 элементов на ряд) и моделями турбулентности $k-\epsilon$ и SA.

Точность полученных результатов показана в табл. 3 и на рис. 11.

Таблица 3. Точность групп «сетка – модель турбулентности»

Сетка и модель турбулентности	Погрешность, %			
	Напор, левая точка	Напор, номин. режим	Напор, правая точка	КПД, номин. режим
Mesh1, $k-\epsilon$	2.73	4.38	6.11	0.13
Mesh1, $k-\omega$	1.09	1.12	2.62	1.26
Mesh2, $k-\epsilon$	2.46	2.99	4.19	0.96
Mesh2, SA	1.77	0.98	2.50	1.80
Mesh3, $k-\epsilon$	2.68	4.85	4.52	0.96
Mesh3, SA	1.09	0.19	3.71	9.72

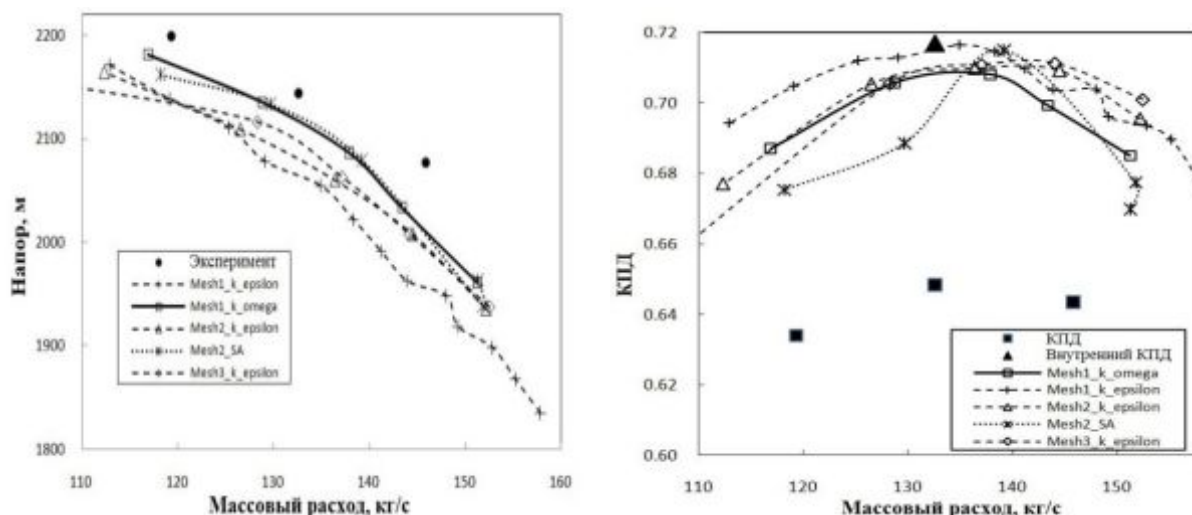


Рис. 11. Сравнение характеристик напора и КПД для различных моделей турбулентности и типов сетки

Для точных расчётов на всех режимах работы насоса необходимо использовать модель турбулентности k - ω с мелкой сеткой Mesh1, для быстрых расчётов только на номинальном режиме работы – модель турбулентности k - ϵ с «дешёвой» надёжной сеточной моделью Mesh3.

Проведены следующие улучшения модели:

- добавлены дополнительные каналы: на вход 1/2 калибра, на выходе с двумя вариантами длины: 4 калибра для номинального режима и 7 калибров для расчёта на всех остальных режимах;
- используется ГУ «Opening – Opening Pressure» вместо основного ГУ «Outlet – Static Pressure»;
- модели турбулентности и сетки в двух вариантах: «дешёвая» модель с сеткой Mesh3 и моделью турбулентности k - ϵ для расчётов на номинальном режиме и «тяжёлая» модель с сеткой Mesh1 и моделью турбулентности k - ω для расчётов на остальных режимах.

Расчёт с выбранной моделью

Расчёт на керосине проводился с более адекватной CFD-моделью с сеткой

Mesh1, моделью турбулентности k - ω и типом ГУ «Opening Pressure».

ГУ для этого моделирования были такими же, как и для воды, за исключением:

- частота вращения каскада низкого давления 4750 об/мин, высокого – 17500 об/мин;
- температура керосина на входе насоса 258 К;
- свойства керосина: плотность 855 кг/м³, молярная масса 167,3 кг/кмоль, изобарическая теплоёмкость 1880 Дж/(кг·К), динамическая вязкость 0,0015 кг/(м·с), теплопроводность 0,14 Вт/(м·К).

Вихрь был в коническом диффузоре на всех режимах работы, но расчётных трудностей с вихрем не было из-за стабилизации потока на выходе за счёт дополнительного канала.

Результаты эксперимента на воде были пересчитаны на керосин с использованием теории гидродинамического подобия. Результаты CFD моделирования согласуются с пересчитанными данными в пределах экспериментальной погрешности (рис. 12): напорная характеристика – 6,9% на номинальном режиме, внутренний КПД – 2,0%.

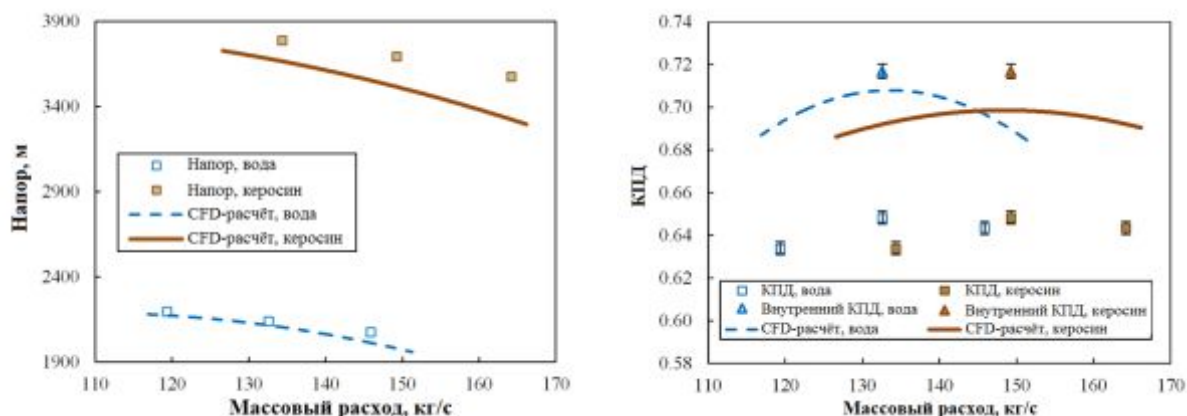


Рис. 12. Сравнение расчётных и экспериментальных результатов

Оценка радиальной нагрузки

Для дополнительной проверки рассматриваемой CFD-модели была выполнена оценка радиальной нагрузки на крыльчатку.

Использовался интерфейс Transient Rotor Stator между полноо́кружными рядами НРС, НРІ и спиральным сборником. Использовался интерфейс Stage между лопаточными ступенями ТР и НРС. Этот подход может значительно сократить время нестационарного расчёта при сохранении хорошей адекватности граничных условий. Время моделирования соответствует одному полному обороту рабочего колеса. Получено значение результирующей радиальной силы $|FR| = 2.04$ кН (рис. 13).

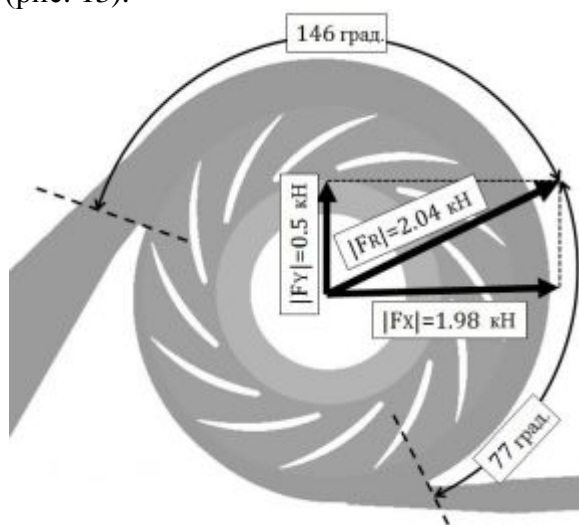


Рис. 13. Радиальная нагрузка на крыльчатку

Значение радиальной силы практически не меняется во время нестационарного расчёта, колебания менее 2%. Опорный подшипник вала по имеющимся данным может выдержать радиальную нагрузку $|FR| = 4$ кН. Причина окружной неравномерности радиальной силы кроется в двух выходных каналах спирального сборника. Их взаимное положение согласуется с рассчитанным направлением результирующей силы.

Заключение

Разработан рациональный метод CFD-моделирования насоса керосина, который даёт рекомендации по соответствующим инструментам CFD, настройке модели, типам граничных условий, моделям турбулентности и методам построения сеточных моделей. Для точных расчётов необходимо использовать модель турбулентности k - ω с мелкой сеткой, для быстрых – модель турбулентности k - ϵ с «дешёвой» надёжной сеточной моделью. Погрешности колебаний параметров CFD-модели должны быть приняты во внимание наравне с экспериментальными ошибками во время сравнения CFD-результатов с экспериментальными.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках базовой части государственного задания.

Библиографический список

1. Benigni H., Jaberg H., Yeung H., Salisbury T., Berry O., Collins T. Numerical simulation of low specific speed American petroleum institute pumps in part-load operation and comparison with test rig results // Journal of Fluids Engineering. 2012. V. 134, Issue 2. Article number 024501. doi.org/10.1115/1.4005769
2. González J., Fernández J., Blanco E., Santolaria C. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump // Journal of Fluids Engineering. 2002. V. 124, Issue 2. P. 348-355. doi.org/10.1115/1.1457452
3. Kraeva E.M. Calculation of energy parameters in high-speed centrifugal pumps of low specific speed // Russian Aeronautics. 2010. V. 53, Issue 1. P. 73-76. doi.org/10.3103/s1068799810010125
4. Sayed A.I.B., Abdus S. Improvement of Efficiency by Design Optimization of a Centrifugal Pump Impeller // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2014. V. 2D. doi.org/10.1115/gt2014-25217
5. Limbach P., Kimoto M., Deimel C., Skoda R. Numerical 3D simulation of the cavitating flow in a centrifugal pump with low specific speed and evaluation of the suction head // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2014. V. 2D. doi.org/10.1115/gt2014-26089
6. Numeca User's Guide, 2010, Numeca Int.
7. Shabliy L.S., Dmitrieva I.B. Conversion of the blade geometrical data from points cloud to the parametric format for optimization problems // ARPN Journal of Engineering and Applied Science. 2014. V. 9, Issue 10. P. 1849-1853.
8. ANSYS ICEM CFD User Guide, 2011, ANSYS Inc.
9. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2011, ANSYS Inc.

Информация об авторах

Зубанов Василий Михайлович, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: waskes91@gmail.com. Область научных интересов: лопаточные машины, моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Шаблий Леонид Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Область научных интересов: лопаточные машины, численные методы расчёта, программирование.

Кривцов Александр Васильевич, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государ-

ственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: a2000009@ramler.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Иванов Александр Иванович, заслуженный конструктор России, начальник отдела ракетных двигателей ОАО «Кузнецов». E-mail: alex_slavross@mail.ru. Область научных интересов: ракетные двигатели, турбонасосостроение.

Косицын Иван Петрович, заслуженный конструктор России, ведущий инженер ОАО «Кузнецов». Область научных интересов: ракетные двигатели, турбонасосостроение.

Батурин Николай Витальевич, ведущий инженер ОАО «Кузнецов». E-mail: nik-o-las@mail.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов лопаточных машин.

PROCEDURE OF VALIDATED CFD-MODELING OF A TWO-STAGE SCREW-CENTRIFUGAL PUMP

© 2015 V. M. Zubanov¹, L. S. Shabliy¹, A. V. Krivtsov¹,
A. I. Ivanov², I. P. Kositsin², N. V. Baturin²

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²OJSC «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation

The article presents a CFD-modeling technique of the kerosene pump work flow. Various methods of improving CFD models have been investigated in the course of work to improve the reliability of simulation results: the selection of the type of boundary conditions, the extension of inlet and outlet pump connections, the estimation of the influence of the grid size and turbulence models. The advantage of boundary conditions of the «Opening» type with the «Opening Pressure» subtype is revealed. Rational lengths of additional pipes for correct modeling are determined: $\frac{1}{2}$ of the inlet diameter size at the inlet, 4 diameters of the outlet diameter at the outlet for rated operating conditions and 7 diameters for all other conditions. The best combination of turbulence model and mesh sizing have been identified: it is better to use the *k-omega* turbulence model for a fine grid with the size of the first element equal to 1 micron and the *k-epsilon* turbulence model for coarser grids. The convergence of solutions is evaluated by the changes of integral parameters of the pump from iteration to iteration. The amplitude of efficiency fluctuations in the process of calculation amounted to 1 % even in the case of the most accurate model. The model reliability is assessed by comparing the design characteristics obtained and the experimental data. The radial load on the impeller bearing is estimated by using the verified CFD model, which also showed qualitative agreement of the calculated and experimental data. Thus, the proposed modeling technique makes it possible to create adequate CFD pump models with the lowest computational costs. CFD-models developed according to the technique can be used for optimization studies of multistage screw centrifugal pumps.

CFD, turbopump assembly, liquid rocket engine, calculation model.

References

1. Benigni H., Jaberg H., Yeung H., Salisbury T., Berry O., Collins T. Numerical simulation of low specific speed American petroleum institute pumps in part-load operation and comparison with test rig results. *Journal of Fluids Engineering*. 2012. V. 134, Iss. 2. Article number 024501. doi.org/10.1115/1.4005769
2. González J., Fernández J., Blanco E., Santolaria C. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump. *Journal of Fluids Engineering*. 2002. V. 124, Iss. 2. P. 348-355. doi.org/10.1115/1.1457452
3. Kraeva E.M. Calculation of energy parameters in high-speed centrifugal pumps of low specific speed. *Russian Aeronautics*. 2010. V. 53, Issue 1. P. 73-76. doi.org/10.3103/s1068799810010125
4. Sayed A.I.B., Abdus S. Improvement of Efficiency by Design Optimization of a Centrifugal Pump Impeller. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2014. V. 2D. doi.org/10.1115/gt2014-25217
5. Limbach P., Kimoto M., Deimel C., Skoda R. Numerical 3D simulation of the cavitating flow in a centrifugal pump with low specific speed and evaluation of the suction head. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2014. V. 2D. doi.org/10.1115/gt2014-26089
6. Numeca User's Guide, 2010. Numeca Int.
7. Shabliy L.S., Dmitrieva I.B. Conversion of the blade geometrical data from points cloud to the parametric format for optimization problems. *ARP Journal of Engineering and Applied Science*. 2014. V. 9, Issue 10. P. 1849-1853.
8. ANSYS ICEM CFD User Guide, 2011. ANSYS Inc.
9. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2011, ANSYS Inc.

About the authors

Zubanov Vasilii Mihailovich, teaching assistant, Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: waskes91@gmail.com. Area of Research: impeller machines, numerical calculations, processes of combustion, heat exchange and diffusion.

Shabliy Leonid Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Area of Research: impeller machines, numerical calculations, programming.

Krivtsov Alexander Vasilevich, teaching assistant, Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: a200009@ramler.ru. Area of Re-

search: impeller machines, numerical calculations, processes of heat exchange and diffusion.

Ivanov Alexander Ivanovich, honoured designer of the Russian Federation, head of department rocket engine OJSC «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. E-mail: alex_slavross@mail.ru. Area of research: rocket engine, turbine pumps engineering.

Kositsin Ivan Petrovich, honoured designer of the Russian Federation, leading specialist of OJSC «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. Area of research: rocket engine, turbine pumps engineering.

Baturin Nikolay Vitalievich, leading specialist of OJSC «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. E-mail: nik-olas@mail.ru. Area of research: numerical calculations of turbomachines.

УДК 621.431.75

РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТА ДЕМПФИРОВАНИЯ УПРУГИХ КОЛЕЦ С РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТЬЮ

© 2015 Д. С. Дилигенский, Д. К. Новиков

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье приведены результаты патентного поиска по теме гидродинамических демпферов и обзор научных статей по той же тематике. Дополнена существующая классификация гидродинамических демпферов. Проведённый анализ показал возрастающее количество работ, связанных с демпфированием и, в частности, с гидродинамическими демпферами, имеющими упругие кольца с выступами. Предложена методика расчёта таких демпферов. Проведён сравнительный анализ результатов расчёта, основанного на ранее известном аналитическом методе, и результатов, полученных в математическом эксперименте. Численный расчёт проведён в программной среде FLUENT. Сравнительный анализ осуществлён для динамических моделей двух типов каналов. Приведены данные по модели сложного канала, образованного упругим кольцом с дроссельными канавками. Движение, заданное в модели, имитирует поведение ротора с заранее установленным дисбалансом.

Гидродинамический демпфер, упругие кольца, дросселирующая канавка, коэффициент демпфирования, целевой демпфер, эксцентриситет, дисбаланс.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-327-335

Введение

На работу авиационного двигателя влияет огромное количество различных факторов. Одним из основных факторов при эксплуатации как авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), так и наземных газотурбинных систем, является вибрация. При высоких значениях амплитуды существует риск не только развития дефектов, но и вывода из рабочего состояния всего ГТД в целом. Большая часть вибрационных дефектов может быть успешно устранена за счёт грамотного применения демпфирования колебаний деталей и узлов двигателей летательных аппаратов (ДЛА). К таким узлам относятся роторы, трубопроводы, лопатки рабочих колёс и направляющих аппаратов компрессоров и турбин, оболочек корпусов и агрегатов. На данный момент наиболее широко применяются демпферы сухого трения и гидродинамические.

Актуальность данной тематики подтверждается возрастающим интересом со стороны наиболее развитых в технологическом отношении стран. Несмотря на широкое применение гидродинамических демпферов, теоретические модели ограничиваются небольшим количеством ва-

риантов геометрий. При этом рассматриваемые варианты каналов относительно простые, то есть используемые в настоящий момент гидродинамические демпферы сложных конструкций анализируются скорее эмпирически, нежели аналитически. Таким образом, необходимость исследования вызвана отсутствием точных аналитических моделей гидродинамических демпферов сложных конструкций, способных увеличить эффективность работы ротора и, как следствие, двигателя в целом.

Целью данной работы является разработка методики расчёта тонкостенного канала смазки в модели гидродинамического демпфера с дросселирующими канавками для определения величины коэффициента демпфирования.

Анализ состояния темы

Гидродинамические демпферы (ГДД) в настоящее время нашли широкое применение в опорах ДЛА как у нас в стране, так и за рубежом. В основе их работы лежит способность смазочного слоя поглощать энергию колебаний ротора. При вращении ротора в демпфирующем слое происходит выдавливание смазки из

зазора вследствие возникающего смещения поверхностей относительно друг друга. Таким образом, энергия колебаний рассеивается, что приводит к уменьшению амплитуды колебаний и вибрации ротора в целом.

Эффективность работы демпфера обеспечивается оптимизацией его параметров в системе «ротор – опоры». В противном случае он может ухудшить вибрационное состояние ротора. Для проведения проектных работ необходимо

иметь соответствующие средства – методологию проектирования, программное обеспечение и базу знаний о демпферах различных типов.

Мировыми лидерами по исследованиям демпферов опор роторов, в том числе гидродинамических, являются Китай (28 %), США (20 %), Индия (14 %), Япония (10 %) и Франция (6 %) – на эти страны приходится наибольшее количество публикаций (SCOPUS) по данной тематике за последние годы (рис. 1).

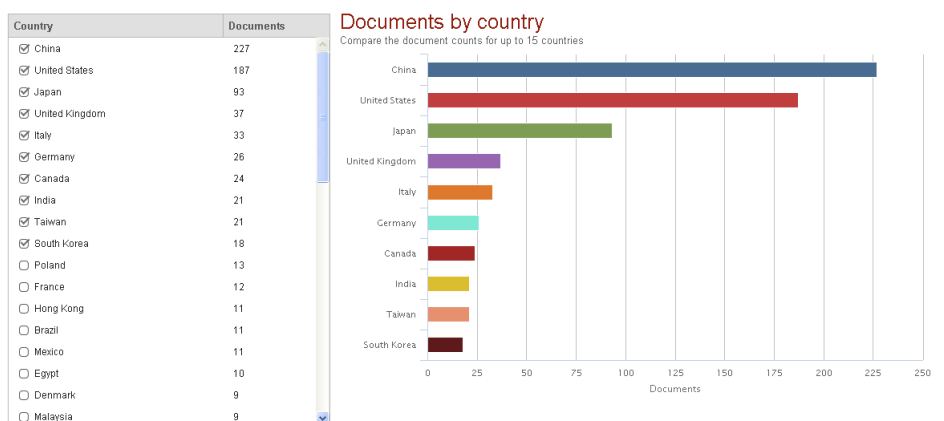


Рис. 1. Количество публикаций по странам

Анализ количества трудов, публикуемых в мире по данной теме, говорит об интересе исследователей к данной теме и её актуальности. Как легко заметить по линиям трендов, за последние 30 лет количество публикаций по теме неуклонно

возрастает. На рис. 2 приведены результаты анализа количества публикаций по годам выпуска для демпферов опор роторов (◆), демпферов сухого трения (■), гидродинамических демпферов (▲).



Рис. 2. Публикации по тематике демпферов опор в SCOPUS

Наибольший вклад в развитие теории, расчёта и проектирования гидродинамических демпферов, близких по направленности исследований к исследованиям СГАУ, принесли работы Луиса Сан Андреаса (США, Техасский А&М университет, факультет машиностроения) и Эрика Хана (Австралия, Университет Нового Южного Уэльса, факультет механики и машиностроения).

При проведении анализа патентной информации за 15 лет было обнаружено около 30 зарубежных патентов. Из фирм, занимающихся разработкой этой тематики, можно выделить General Electric Company (7 патентов), Honeywell International Inc. (4 патента), Rolls-Royce (2 патента), Florida Turbine Technologies (3 патента).

Стоит отметить, что основные направления исследований по ГДД кардинально не изменились (рис. 1), лишь слегка дополнились несколькими новыми подтипами.

Демпферы с пружинными и щёточными уплотнениями расширяют подраздел «наличие уплотнений в зазоре», со ступенчатым зазором и с ограничителем колебаний – направление «вид демпферного зазора», демпфер с тарельчатой пружиной – направление с разгрузочным устройством, демпфер с изменяемой жёсткостью – направление «регулируемые демпферы». Подраздел «с упругими элементами» может быть дополнен патентами, описывающими опоры с упругими кольцами, имеющими выступы различных видов, в том числе вариант, где в качестве упругого кольца предлагается использовать проволочную спираль, что может существенно поднять уровень демпфирования. Кроме того, был замечен высокотемпературный вариант демпфера, использующий в качестве демпферной жидкости жидкий галлий.

При рассмотрении как зарубежных, так и отечественных конструкций двигателей можно заметить большое количество различных вариантов гидродинамических демпферов щелевой конструкции

(демпфер с тонким слоем рабочей жидкости). Но при этом встречаются также гидродинамические демпферы с упругими кольцами.

В отечественных ГТД такие опоры нашли довольно широкое применение. Они использовались, например, в опорах двигателей АИ-25, ТВ2-117, АЛ-31Ф.

Следует отметить, что демпфер с канавками по выступам упругих колец, описанный в патенте US 2006/0083448 [1] (рис. 3), аналогичен отечественным разработкам, патент SU 860566 [2]. При колебаниях ротора энергия дополнительно переходит в потери на трение при перетекании через канавки, которые играют роль дросселей (рис. 4, а). Поэтому такой демпфер можно отнести к классу дроссельных.

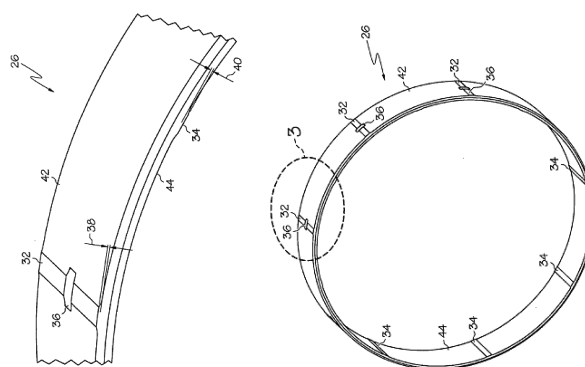


Рис. 3. Демпфер с упругими кольцами и канавками на выступах

Описание расчётной модели

Расчёт подобных демпферов до сих пор не описан ни в отечественной, ни в зарубежной технической литературе. Поэтому настоящая работа посвящена созданию расчётной модели такого демпфера. Схема дроссельного демпфера представлена на рис. 4. Для работы демпфера с дросселирующими канавками необходимо, чтобы выступы располагались с обеих сторон (внутренняя поверхность и внешняя) в шахматном порядке, соблюдая периодичность либо не соблюдая, в зависимости от постановки задачи. В общем виде демпфер может содержать два кольца, расположенных одно внутри другого,

так что полости, где располагается смазка, соединены рядами отверстий (рис. 4, а). Для получения работоспособной модели произведём ряд упрощений.

Упрощение модели производится в несколько шагов. Обобщённая модель (рис. 5, а) состоит из трёх масляных каналов, расположенных между стенками корпуса и вибратора, и двух упругих втулок. Каналы соединяются друг с другом радиальными отверстиями, которые на рис. 5, б указаны стрелками.

Схема упругого кольца с выступами показана на рис. 5, в.

На первом этапе необходимо оставить из трёх каналов один. Это делается

для простоты анализа модели и интерпретации получаемых после расчёта данных. Для этого оставляем в конструкции только одну втулку с односторонним расположением выступов (рис. 5, з). Для простоты сравнения с аналитической моделью было создано два варианта модели с различными способами подачи масла. Первый вариант – с подачей через прямоугольный ресивер, имитирующий реальную конструкцию (точечная подача), (рис. 4, в). Второй вариант – с подачей смазки через торцевой зазор (рис. 4, б). Площади входных областей подобраны равными суммарной площади ряда отверстий подачи в реальной конструкции.

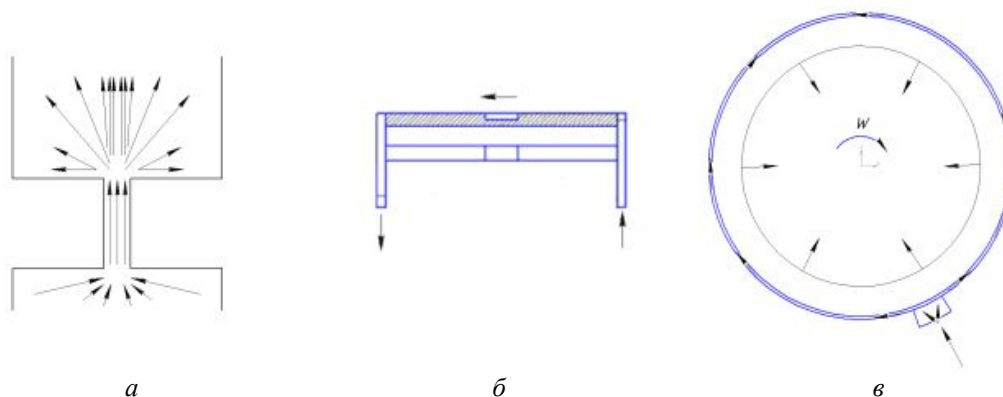


Рис. 4. Различные схемы течения смазки в конструкции дроссельного демпфера:
а – схематическое движение смазки через дроссельный канал;
б – окружной подвод; в – точечный подвод

На рис. 5, д, е приведена геометрическая модель демпферной щели, образованной дросселирующей канавкой глубиной, обозначенной «с», и торцевым зазором, обозначенным «р4». Такая модель позволяет определить величины возникающих в системе динамических давлений и, как следствие, коэффициента демпфирования и расхода через торцевые зазоры. Глубина канавки обычно принимается равной высоте выступа упругого кольца.

Расчёт и анализ результатов

Задача решалась численно – методом конечных элементов с помощью программного пакета Fluent. Движение вибратора задаётся в виде прямой синхронной прецессии, характерной для демпферов опор роторов авиационных ГТД. Такая прецес-

сия представляет собой нестационарное движение, для которого в пакете Fluent предусмотрен расчёт типа transient. Для проведения расчёта необходимо использовать функцию birth/death. Это позволит перестраивать сетку при достижении указанного качества элементов. Для обеспечения работы указанной функции необходимо иметь сетку из тетраэдров или призм. Сетка должна иметь достаточно высокое качество. Чем меньше размер элементов, тем меньший шаг требуется для анализа. Но при этом также растёт и время анализа. В данной модели с помощью метода sweep и дополнительной цилиндрической системы была создана призматическая сетка в 25 слоёв с достаточно высоким качеством – 0.38 (рис. 6).

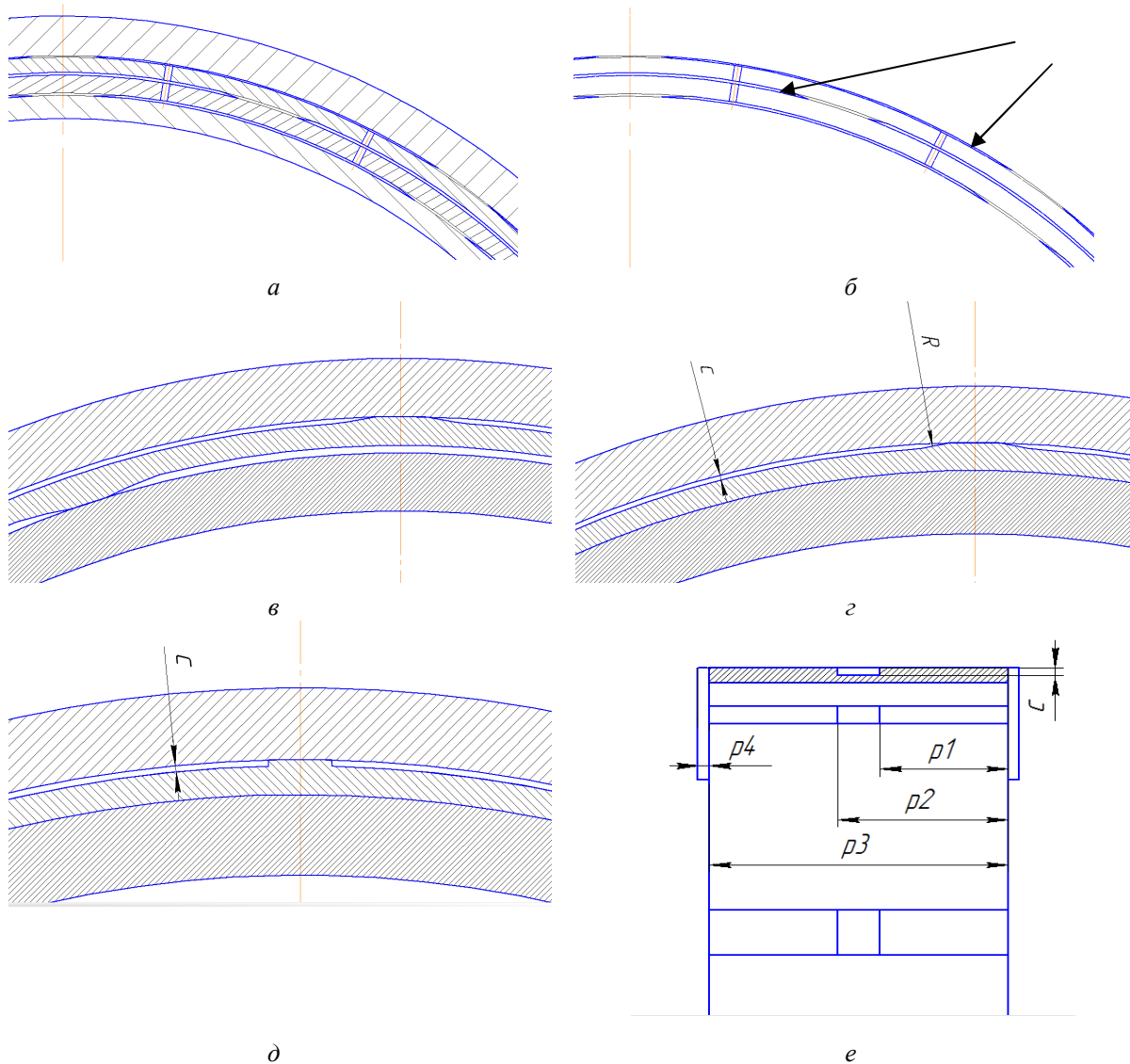


Рис. 5. Этапы упрощения модели

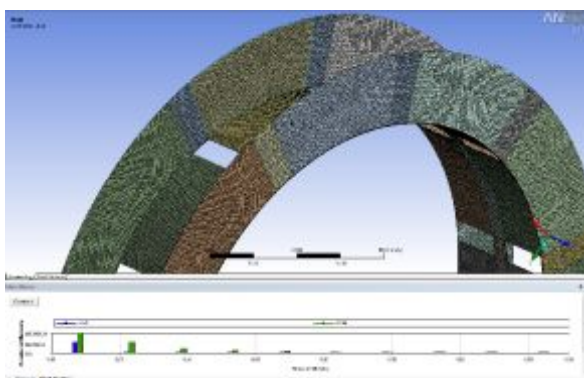


Рис. 6. Сетка рассматриваемой модели

Зададимся функцией движения эксцентриситета. Пакет Ansys Fluent позволяет использовать такую возможность с помощью функции UDF (функция, определяемая пользователем). В данном варианте прецессионное движение внутренней

поверхности (втулка вибратора) задаётся двумя уравнениями вида:

$$\begin{cases} x = \omega e \cos(\omega t) \\ y = \omega e \sin(\omega t), \end{cases}$$

где x, y – величина смещения указанной области; ω – угловая скорость; e – величина эксцентриситета; t – время.

Для обеспечения возможности верификации сначала рассчитывался целевой демпфер, который имеет известное аналитическое решение [3]. Как результат расчёта, на рис. 7 представлено распределение гидродинамического давления в зазоре по окружности втулки вибратора для срединного сечения по оси демпфера.

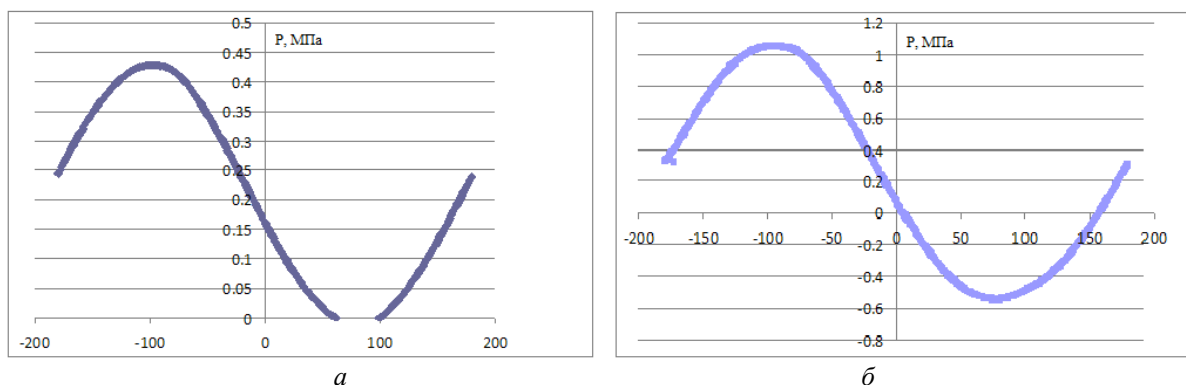


Рис. 7. Распределение давления по окружности целевого демпфера:
 а – полный охват, окружная подача; б – половинный охват, точечная подача

При движении втулки вибратора на неё действует гидродинамическая сила F , которую раскладывают на два направления: радиальное направление вдоль линии центров и тангенциальное, нормальное к ней. Сила, действующая в радиальном направлении, называется динамической жёсткостью и обозначается F_R , а нормальная к ней сила называется силой демпфирования и обозначается F_τ . Для определения радиальной и тангенциальной силы необходимо определить двойной интеграл согласно выражениям:

$$\begin{cases} F_R = -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \cdot \cos \varphi d\varphi dz, \\ F_\tau = -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \cdot \sin \varphi d\varphi dz, \end{cases} \quad (1)$$

где D – диаметр вибратора; L – длина вибратора; P – давление в смазке, z и φ – осевая и угловая координаты, соответственно.

Как уже отмечалось, тангенциальная составляющая реакции жидкостного слоя равна силе демпфирования, поскольку она пропорциональна скорости прецессии и направлена против неё. Для неё имеем выражение

$$F_\tau = dV, \quad (2)$$

где V – скорость колебаний; d – коэффициент демпфирования.

Для скорости колебаний имеем очевидное соотношение

$$V = e\omega. \quad (3)$$

Подставляя в формулу (2) выражение для скорости (3), получим следующее выражение для определения коэффициента демпфирования:

$$d = \frac{F_\tau}{e\omega}. \quad (4)$$

Таким образом, для численного расчёта коэффициента демпфирования необходимо определить тангенциальную силу как двойной интеграл от динамического давления согласно выражению (1).

Для аналитического выражения коэффициента демпфирования d_y , согласно работе [3] имеем следующую формулу:

$$d_y = 12\pi\mu_0 L(R / \delta_0)^3, \quad (5)$$

где μ_0 – динамическая вязкость смазки; δ_0 – радиальный зазор в демпфере.

В табл. 1 приведены результаты сравнительного расчёта коэффициентов демпфирования, выполненные по аналитической и численной моделям.

Таблица 1. Сравнительный анализ коэффициентов демпфирования

μ , Па·с	0,003
δ , м	0,00019
R , м	0,073
L , м	0,035
$d_{\text{аналит}}$, кг/с	$2,14 \cdot 10^5$
$d_{\text{числ}}$, кг/с	$2,31 \cdot 10^5$
Δ , %	7,33

Как видно из полученных результатов, численная модель даёт отклонение (7%) от результатов аналитического расчёта по методу, описанному в [3].

Будем считать, что полученная погрешность является удовлетворительной, и поэтому применим данный метод для определения демпфирования ГДД с дроссельными канавками.

На рис. 8 представлено распределение давления в дроссельном демпфере по основным зонам, так как, в отличие от щелевого, дроссельный демпфер разделён выступами упругого кольца на отдельные камеры, соединяющиеся канавками.

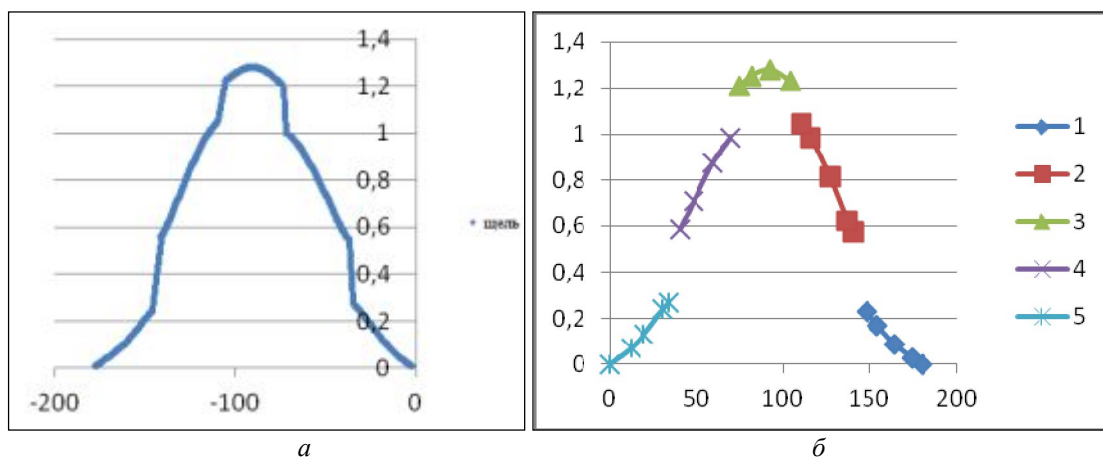


Рис. 8. Распределение давления в среднем сечении щели (а) и участках между выступами (б) ГДД с дроссельной канавкой

Оценку силы и коэффициента демпфирования будем считать как сумму реакций на отдельных участках рабочих областей, заполненных смазкой (рис. 9). Значения сил демпфирования на отдельных участках сведены в табл. 2, где зоны 1-5 и щель соответствуют участкам на рис. 8, а, б.

Сравним полученные значения со значением демпфирования простого щелевого демпфера, рассчитанным ранее. Отметим, что высота канала, диаметр и ширина кольца остаются неизменными:

$$\Delta = \frac{d_{ч.дроссельная}}{d_{ч.щелевого}} \cdot 100\% = \frac{3,38 \cdot 10^5}{2,31 \cdot 10^5} = 146\%.$$

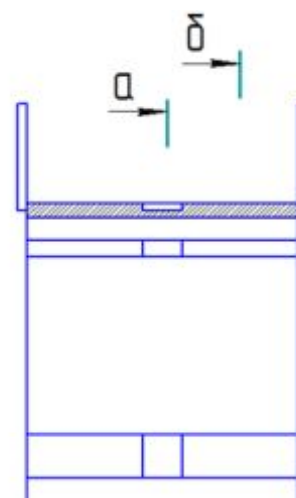


Рис. 9. Схема расположения рабочих зон демпфера с дросселирующими канавками: а – щель, б – рабочие участки между выступами

Таблица 2. Величины демпфирования на различных участках дроссельного демпфера

Зона	1	2	3	4	5	Щель	Сумма
Сила демпфирования, (Н)	2,42 10 ²	1,90 10 ³	2,84 10 ³	1,77 10 ³	3,07 10 ³	4,04 10 ³	7,10 10 ³
Коэффициент демпфирования, кг/с	1,15 10 ⁴	9,03 10 ⁴	1,35 10 ⁵	8,44 10 ⁴	1,46 10 ⁴	1,92 10 ³	3,38 10 ⁵

Из полученных данных видно, что при использовании упругого кольца с дросселирующей канавкой, при прочих равных условиях, коэффициент демпфирования возрастает почти в 1.5 раза по сравнению с простым щелевым демпфером.

Заключение

Показано, что появились конструкции демпферов, имеющих упругие кольца с дросселирующими канавками. Создана

методика определения коэффициентов демпфирования упругих колец с дросселирующей канавкой. Показано, что наличие дросселирующей канавки увеличивает демпфирование в 1.5 раза в сравнении с щелевым демпфером.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Alam M., Spencer D., Charleston Sh., Talbert P., Jankowich E., Johnson M. Compact compliant centering support for squeeze film damper. Pat. US 2006/0083448 A1. Int. CL F16C 27/00; US CL 384/99. Honeywell International, Inc., Morristown, NJ. № 10/967,979. Publ. 20.4.2006.

2. Эскин И.Д., Белоусов А.И., Новиков Д.К., Вильнер П.Д., Емельянов М.А. Сни-

гирёв В.Н. Гидродинамический демпфер: патент РФ № 860566; опубл. 20.03.2001.

3. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов. Самара: Самарский научный центр РАН, 2002. 335 с.

Информация об авторах

Дилигенский Дмитрий Сергеевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: diligen@mail.ru. Область научных интересов: колебания, гидродинамика, демпфирование.

Новиков Дмитрий Константинович, доктор технических наук, профессор

кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: novikovdk_ssau@mail.ru. Область научных интересов: колебания, гидродинамика, демпфирование.

CALCULATION OF THE DAMPING COEFFICIENT OF FLEXIBLE RINGS WITH WORKING FLUID

© 2015 D. S. Diligensky, D. K. Novikov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper presents the results of patent search on the subject of squeeze film dampers and a survey of scientific papers on the same subject. The existing classification of squeeze film dampers has been complemented. The analysis carried out shows an increase in the amount of studies associated with damping and, in particular, squeeze film dampers with elastic rings. The paper introduces a procedure of calculating the parameters of a squeeze film damper with elastic rings. Comparative analysis of the results of calculation based on the previously known analytical method and the results obtained in a mathematical experiment has been carried out. Numerical

cal calculation is carried out in the FLUENT software environment. Comparative analysis is made for dynamic models of two path types. Data on a complex path_model formed by an elastic ring with metering grooves are presented. The motion prescribed in the model simulates the behavior of a rotor with predetermined disbalance.

Squeeze film damper, flexible rings, metering groove, damping coefficient, slot-type squeeze film damper, eccentricity, disbalance.

References

1. Alam M., Spencer D., Charleston Sh., Talbert P., Jankowich E., Johnson M. Compact compliant centering support for squeeze film damper. Pat. US 2006/0083448 A1. Int. CL F16C 27/00; US CL 384/99. Honeywell International, Inc., Morristown, NJ. № 10/967.979. Publ. 20.4.2006.
2. Eskin I.D., Belousov A.I., Novikov D.K., Vil'ner P.D., Emel'yanov M.A., Snigirev V.N. *Gidrodinamicheskiy dempfer* [Squeeze film damper]. Patent RF no. 860566, 2001. (Publ. 20.03.2001)
3. Belousov A.I., Balyakin V.B., Novikov D.K. *Teoriya i proektirovanie gidrodina-micheskikh dempferov opor rotorov* [Theory and design of rotor support squeeze film dampers]. Samara: Samarskiy nauchnyy tsentr RAN Publ., 2002. 335 c.

About the authors

Дилигенский Дмитрий Сергеевич, postgraduate student, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: diligen@mail.ru. Area of Research: vibration, hydrodynamics, damping.

Novikov Dmitry Konstantinovich, Doctor of Science (Engineering), Professor

of the Department of Aircraft Engine Design, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: novikovdk_ssau@mail.ru. Area of Research: vibration, hydrodynamics, damping.

УДК 629.4.027.4

ВЛИЯНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ И ТЕПЛОВЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК НА ПРОЧНОСТЬ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЁС

© 2015 Д. Е. Керенцев¹, Ю. К. Пономарёв²¹Выксунский металлургический завод, г. Выкса Новгородской области²Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье на примере стандартной конструкции цельнокатаных вагонных колёс с плоскоконическим диском, получившей широкое распространение на сети российских железных дорог, путём проведения расчётов коэффициента запаса сопротивления усталости согласно отечественным и зарубежным нормам, рассмотрены существующие подходы к оценке прочности железнодорожных колёс и проблемы, связанные с прогнозированием реальных мест зарождения усталостных трещин в эксплуатации. Для решения обозначенных задач обоснована целесообразность и предложены методики оценки сопротивления усталости колёс с учётом влияния остаточных технологических напряжений, обусловленных термической обработкой в процессе изготовления с последующим проведением ремонтных обточек обода и тепловых эксплуатационных нагрузок, связанных с нагревом обода колеса при торможении колодками о поверхность катания. Представлена количественная оценка влияния остаточных технологических напряжений и тепловых эксплуатационных нагрузок на прочность колёс. Приведены результаты апробации описанных расчётных методик на примере колёс низконапряжённой конструкции разработки АО «Выксунский металлургический завод» с повышенными эксплуатационными характеристиками.

Цельнокатаное колесо, методики расчёта на прочность, сопротивление усталости, остаточные напряжения, термическая обработка, колодочное торможение, тепловые нагрузки.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-336-344

Практическое использование нормативных отечественных и зарубежных расчётных методов оценки прочности цельнокатаных колёс различных конструкций в настоящее время имеет ряд проблем, связанных с прогнозированием реальных мест зарождения усталостных трещин в эксплуатации и соответствующих значений запасов сопротивления усталости [1].

В качестве примера рассмотрим результаты оценки прочности стандартного вагонного колеса с плоскоконическим диском из стали марки 2, изготавливаемого по ГОСТ 10791 [2]. Данный тип колёс получил широкое распространение на сетях отечественных железных дорог с максимальной нагрузкой на ось колёсной пары 230 кН (рис. 1).

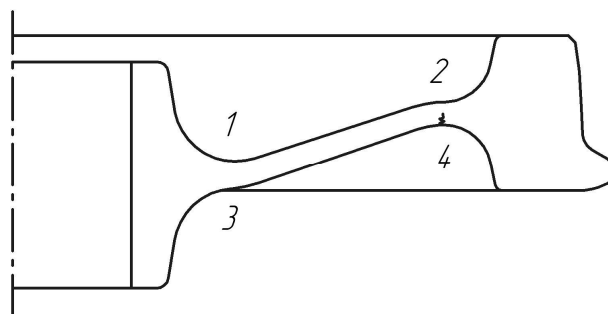


Рис. 1. Профиль цельнокатаного вагонного колеса с плоскоконическим диском по ГОСТ 10791 с типичным местом образования усталостной трещины

Известной проблемой данной конструкции колёс до введения требований обязательной дробеупрочняющей обработки являлись случаи повреждений уста-

лостными трещинами дисков с внутренней стороны на расстоянии 40÷70 мм от обода при толщине, близкой к предельному износу.

В табл. 1 приведены значения коэффициентов запаса циклической прочности колеса, определённые для нового и изношенного обода с использованием метода конечных элементов в программном комплексе ANSYS Mechanical. Расчёты проведены в соответствии с методиками ОСТ 32.83 [3] и EN 13979-1 [4] без учёта остаточных технологических напряжений от термической обработки колёс и тепловых эксплуатационных нагрузок, возни-

кающих при взаимодействии колеса с колёдкой во время торможения, а также по стандарту AAR S-669 [5], где предусмотрен учёт остаточных технологических напряжений, однако влияние тепловых нагрузок также не рассматривается. Вычисления реализованы с учётом монтажных напряжений от напрессовки колеса на ось при среднем значении допустимой величины натяга, расчётные нагрузки определялись по соответствующим методикам.

Таблица 1. Значения коэффициентов запаса прочности колеса

Обод	Зона	EN 13979-1	AAR S-669		ОСТ 32.83	
			V1+L1	V2	без учёта $\sigma_{ост}$	с учётом $\sigma_{ост}$
Новый	1	2,36	2,78	3,31	5,47	4,76
	2	2,63	4,31	85,8	2,70	2,89
	3	0,94	2,79	3,92	2,06	2,17
	4	4,50	20,5	7,60	3,54	3,32
Изношенный	1	3,87	3,03	3,58	8,23	9,77
	2	1,53	3,08	9,65	2,03	2,09
	3	0,80	3,97	3,22	2,42	2,57
	4	1,16	5,75	3,36	1,93	1,84
Минимально допустимые значения коэффициента запаса прочности		1,0	1,0		1,3	

Оценка сопротивления усталости по методике EN 13979-1 проводится для цикла напряжений, которые имеют максимальную амплитуду при сочетании трёх различных схем нагружения при взаимодействии колеса с рельсом в прямых, кривых и пересечении стрелочного перевода [1]. В этом случае, для исследуемой конструкции колеса зоной с минимальным коэффициентом сопротивления усталости является нехарактерное для зарождения усталостных трещин место перехода диска в ступицу с внутренней стороны (зона 3, рис. 1). Полученные данные согласно европейским нормам свидетельствуют об отрицательной расчётной оценке прочности конструкции колеса при действии переменного нагружения, что означает необходимость обязательного проведения стендовых испытаний на усталость по схемам изгиб или изгиб с вращением на базе 10 млн. циклов при заданной амплитуде напряжений. Данная ситуация характерна практически для всех типов цельно-

катаных вагонных колёс, эксплуатируемых на сети европейских железных дорог, для которых расчётная оценка коэффициента запаса прочности может составлять до 0,6.

Оценка прочности по AAR S-669 проводится для двух схем нагружения колеса со стороны рельса при взаимодействии в кривой (V1+L1 и V2) путём определения коэффициента запаса по нагрузке в каждом узле, на который необходимо умножить величины внешних сил, чтобы параметр Сайнса (критерий усталостного разрушения) стал равным нулю [1]. Результаты расчёта поля остаточных технологических напряжений в радиальном направлении по сечению колеса, определяющих образование и развитие усталостных трещин в диске, полученные с учётом особенностей режима термообработки по технологии ведущего производителя данного сортамента колёс АО «Выксунский металлургический завод», представлены на рис. 2.

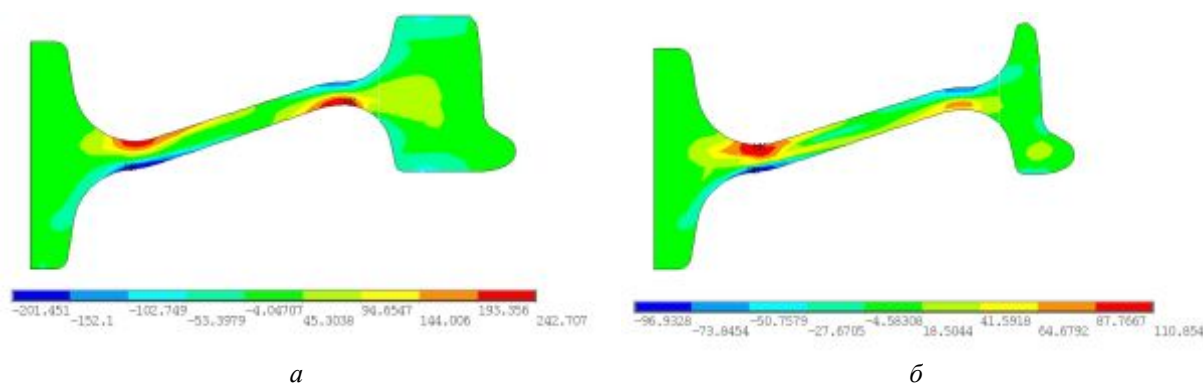


Рис. 2. Распределение технологических остаточных напряжений (МПа) в радиальном направлении: а – после термической обработки; б – после обточки на минимальный диаметр

Задача определения остаточных напряжений решалась в осесимметричной упругопластической постановке с учётом эффекта ползучести (релаксации напряжений) для моделирования процесса отпуска. Реологические свойства материала и коэффициенты теплоотдачи при взаимодействии стали с воздухом и водой во время закалки принимались в соответствии со стандартом. Процесс моделировался путём последовательного решения нестационарной задачи теплопроводности для этапов транспортировки колеса после выдачи из нагревательной печи (1 минута), закалки (160 секунд), транспортировки до отпускной печи (2 минуты), отпуска (2 часа) и охлаждения до температуры окружающей среды (10 часов). Исходная температура колеса с момента выдачи из нагревательной печи принималась равной 900°C , операции транспортировки моделировались путём приложения граничных условий естественной конвекции на воздухе для всех поверхностей.

Одним из важных условий корректного моделирования процесса термообработки является адекватное задание поверхностей обода колеса, которые взаимодействуют с водой в процессе спейрного охлаждения. В качестве таковых были выбраны поверхность катания и части боковых поверхностей обода колеса на расстоянии до 40 мм от круга катания. После определения изменения температуры в сечении колеса проводился расчёт напряжённо-деформированного состояния (НДС) для каждой операции термической

обработки. Моделирование перераспределения напряжений после механической обработки обода колеса до состояния предельного износа реализовано с использованием специальной функции программного обеспечения, позволяющей модифицировать матрицу жёсткости конечно-элементной системы.

Анализируя величину и характер остаточных напряжений в радиальном направлении, необходимо отметить высокий уровень растягивающих напряжений с внутренней стороны диска в месте его перехода в обод. Для случая нового обода колеса они составляют величину 243 МПа на диаметре 725 мм и снижаются до 80 МПа, смещаясь в подповерхностный слой на 6 мм при обточке обода до предельно допустимой в эксплуатации толщины (22 мм). Учёт остаточных технологических напряжений влияет на коэффициент асимметрии цикла переменных напряжений и, как следствие, на расчётную оценку сопротивления усталости конструкции цельнокатаного колеса. В свою очередь, оценка запасов прочности по критерию Сайнса не позволяет адекватно прогнозировать место и величину минимального запаса прочности, что также подтверждается результатами расчётов отличных от исследуемой конструкций колёс, имеющих довольно частые случаи изломов дисков.

Использование отечественной расчётно-экспериментальной методики оценки запаса сопротивления усталости колёс по ОСТ 32.83 позволяет получить наиболее достоверное расположение критиче-

ской зоны колеса [1]. В данном случае амплитуда переменных напряжений (σ_{ai}) определялась как полуразность максимального и минимального напряжений в радиальном направлении (допускается оценка по главным напряжениям) при угловом повороте радиального сечения колеса относительно точки контакта с рельсом при нагружении колеса совместным действием монтажных, вертикальной и боковой нагрузок ($\sigma_{i(0^\circ)}, \sigma_{i(180^\circ)}$):

$$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{i(0^\circ)} - \sigma_{i(180^\circ)}}{2}. \quad (1)$$

С целью уточнения результатов оценки прочности авторами предложена методика учёта составляющей остаточных технологических напряжений ($\sigma_{ост}$), вычисленных по стандарту AAR S-669, путём сложения с величиной средних напряжений цикла (σ_{mi}) от переменного нагружения:

$$\sigma_{mi} = \frac{\sigma_{i(0^\circ)} + \sigma_{i(180^\circ)}}{2} + \sigma_{ост}. \quad (2)$$

Сопоставление результатов расчёта (табл. 1) позволяет сделать вывод о том, что изменение асимметрии цикла напряжений при учёте остаточных технологических напряжений от термической обработки приводит к разнице оценок значений коэффициента запаса сопротивления усталости в наиболее нагруженных зонах диска колеса до 15%. Снижение запаса

фиксируется в местах с растягивающими остаточными напряжениями с наружной стороны в зоне сопряжения диска со ступицей и с внутренней стороны – диска с ободом. В местах сжимающих остаточных напряжений наблюдается увеличение показателей циклической прочности. Минимальный коэффициент запаса сопротивления усталости для случая колеса с изношенным ободом под влиянием исходных остаточных напряжений снижается на 5%.

В зарубежной нормативной документации особое внимание уделяется расчётной оценке прочности вагонных колёс, работающих в условиях длительного теплового нагружения при взаимодействии с колодочными тормозами по кругу катания. На рис. 3 представлены графики распределения напряжений в радиальном направлении на внутренней и наружной поверхности диска колеса для случая нового и изношенного обода при действии тепловой нагрузки. Расчёты проведены по стандарту AAR S-660 [6] с учётом линейно-упругих свойств материала (мощность торможения 26 кВт длительностью 20 минут) и согласно методике UIC ERRI RP 17 [7], где учитывается упругопластическое поведение колёсной стали в зависимости от температуры (мощность торможения 50 кВт длительностью 45 минут), а также монтажные напряжения от запрессовки на ось.

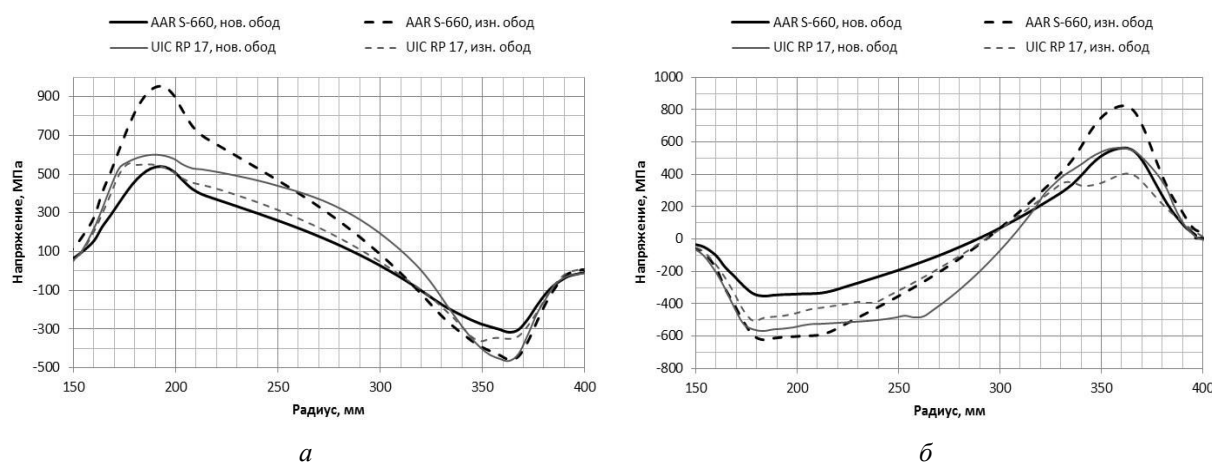


Рис. 3. Распределение напряжений в радиальном направлении (МПа) от тепловой нагрузки на поверхности диска колеса: а – наружная сторона; б – внутренняя сторона

Оценка НДС колеса от действия тепловой нагрузки по методике AAR S-660 является качественной ввиду существенного превышения расчётных значений напряжений относительно предела текучести материала при заданной длительности торможения. По результатам расчётов для случая нового обода колеса максимальная температура нагрева на поверхности катания составляет 307°C , при этом максимальные значения растягивающих напряжений величиной 562 МПа находятся в критической зоне перехода диска в ступицу с внутренней стороны. Для случая изношенного обода максимальная температура нагрева при заданной мощности торможения увеличивается до 519°C при соответствующем увеличении напряжений до значения 950 МПа в зоне перехода диска в ступицу с наружной стороны.

Расчёт по методике UIC ERRI RP 17 является математическим моделированием реальных испытаний колёс в соответствии с требованиями европейской нормативной документации. Испытания состоят из 10 циклов длительного торможения (по 45 минут) при постоянной мощности 50 кВт с последующим охлаждением до температуры обода менее 50°C . Результаты считаются удовлетворительными, если для конструкции колеса с новым и изношенным ободом выполняются критерии к допустимой величине бокового коробления обода относительно ступицы в процессе его нагрева и охлаждения при торможениях, а также к допустимому уровню остаточных растягивающих напряжений в ободу [1, 4]. С учётом решения совместной нестационарной термомеханической задачи в упруго-пластической постановке максимальные напряжения в момент окончания торможения возникают с наружной стороны колеса в месте перехода диска в ступицу. При этом, если в данной зоне в процессе нагрева температура не превышает 60°C при относительной деформации $0,4\%$, то в месте перехода диска в обод с внутренней стороны при сопоставимых величинах напряжений температура составляет $350\dots 550^{\circ}\text{C}$, а величина относительной деформации нахо-

дится в интервале $1\dots 1,5\%$ в зависимости от толщины обода. Несмотря на то, что данная методика имеет некоторые расхождения с экспериментальными данными, её использование в настоящее время позволяет наиболее точно проводить расчёт НДС колеса при торможениях.

Представленные результаты оценок с использованием описанных зарубежных методик имеют принципиальное различие, поскольку расчёт теплового поля в соответствии с AAR S-660 предполагает, что выделяемый при заданной мощности тепловой поток без потерь приходится на колесо. По этой причине расчётные температуры, напряжения и деформации имеют существенно завышенные значения в сравнении с экспериментальными данными. Расчёты в соответствии с UIC ERRI RP 17 ведутся в предположении отвода части тепла трения в колодку и в зависимости от их количества, размеров, степени износа и материала (чугун, композит). С другой стороны, выбор указанной мощности и длительности торможения, установленные европейскими нормами, при проведении испытаний являются крайне экстремальными. Не каждый тип стандартных композиционных колодок может выдержать описанный режим торможения, реализация которого возможна только при штатной ситуации, например, заклинивании тормозов при неисправности тормозной системы, либо длительного спуска вагона в условиях горной местности.

Анализ статистических данных эксплуатации нагруженности тормозов грузового вагона [8] показывает, что в условиях реальной эксплуатации колёс наиболее частыми являются режимы торможения длительностью не более 5 минут. Стоит отметить, что при сопоставимых в эксплуатации средних значениях длительности торможений (75 секунд) и пауз между ними (111 секунд), расчётный термодинамический баланс для колеса с изношенным ободом в соответствии с европейской методикой при мощности 30 кВт наступает только после 20 циклов, реализуемых в течение 1 часа. Тепловой баланс

заключается в том, что установившаяся максимальная температура обода при торможении составляет 275°C, а после охлаждения перед следующим циклом 200°C. Температура в месте перехода обода в диск с внутренней стороны при этом практически не изменяется и составляет 150°C. Максимальные в радиальном направлении растягивающие напряжения в этой зоне циклически изменяются в диапазоне 300...330 МПа.

Использование описанной методики с целью оценки влияния установившегося напряжённого состояния от действия циклических тепловых нагрузок при торможениях на усталостную прочность является достаточно трудоёмкой задачей. При её решении рациональным является проведение расчётов согласно стандарту AAR S-660 с заданием эквивалентной мощности, в рассматриваемом случае величиной 11 кВт, которая в течение 20 минут воспроизводит аналогичное поле температур и напряжений для описанного режима циклических торможений. Проведённая оценка циклической прочности, по аналогии с учётом технологических напряжений, показывает, что эксплуатационные тепловые нагрузки, создаваемые при мощности торможения 30 кВт с учётом среднестатистических значений длительности торможений и пауз между ними, приводит к резкому (на 41%) снижению минимального коэффициента запаса сопротивления усталости в месте перехода из обода в диск с внутренней стороны, что с учётом дополнительного 5% снижения от действия технологических напряжений составляет минимально допустимое нормами значение коэффициента 1,3.

Таким образом, анализ прочности стандартной конструкции цельнокатаных вагонных колёс с плоскоконическим диском по ГОСТ 10791 позволяет сделать вывод о целесообразности использования подходов ОСТ 32.83 при оценке коэффициентов запаса сопротивления усталости. Учёт влияния технологических напряжений, рассчитанных по методике AAR S-669, даёт возможность уточнения оценок

циклической прочности. При этом определяющими являются тепловые нагрузки, образующиеся при взаимодействии колеса с колодками в процессе торможения. Ввиду значительной сложности описанных при исследовании методов учёта тепловых нагрузок проведение сравнительного анализа результатов расчёта НДС в соответствии с AAR S-660 представляется оправданным и рекомендуется к обязательному рассмотрению.

Результатом использования описанных подходов при проектировании является сертифицированная низконапряжённая конструкция цельнокатаных колёс производства АО «Выксунский металлургический завод». Отличительные особенности формы диска конструкции (рис. 4) позволяют, в отличие от стандартных колёс по ГОСТ 10791, значительно повысить их циклическую прочность [9]. Данный эффект достигается в первую очередь за счёт низконапряжённого состояния при действии тепловых и различного сочетания механических нагрузок. Кроме этого, смещение зоны с максимальными растягивающими напряжениями в диске, которые образуются вследствие теплового взаимодействия обода колеса с колодкой при торможении, от зоны, где возникают максимальные сжимающие напряжения при качении по рельсу, способствует снижению амплитуды переменных напряжений.

Минимальные коэффициенты запаса сопротивления усталости для низконапряжённой конструкции колёс, определяемые по описанным выше методикам, в расчёте на повышенную осевую нагрузку 245 кН составляют 1,60 при учёте остаточных технологических напряжений и 1,41 – при оценке влияния напряжений от среднестатистических в эксплуатации тепловых нагрузок в процессе торможений, что отвечает установленным нормативным требованиям, предъявляемым к циклической прочности, наряду с обеспечением минимальной конструкционной массы изделия.

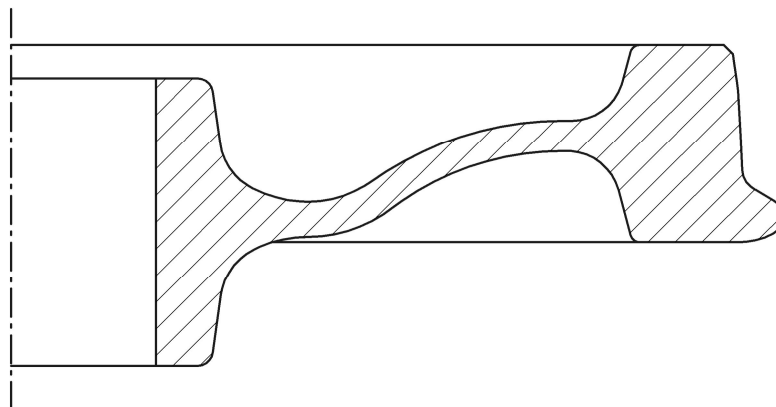


Рис. 4. Профиль низконапряжённой конструкции цельнокатаного вагонного колеса

Коэффициент запаса сопротивления усталости стандартных колёс с криволинейной формой диска по ГОСТ 10971-2011 аналогичного назначения в расчёте для минимальной толщины обода с учётом тепловых нагрузок составляет 0,62...0,94, что указывает на их низкую термостойкость в сравнении с низконапряжённой конструкцией.

Высокие эксплуатационные характеристики колёс новой конструкции подтверждены результатами проведения стендовых испытаний по определению предела выносливости диска при верти-

кальной нагрузке. В качестве объекта исследований выступило колесо низконапряжённой конструкции, изготовленное из марки Т без механической обработки и упрочнения диска дробью. По результатам испытаний минимальный предел выносливости диска колеса составил 1200 кН, что на 65 % превышает аналогичный показатель для стандартных колёс с плоскоконическим диском. Полученный предел выносливости удовлетворяет требованиям нормативной документации для колёс, эксплуатирующихся в подвижном составе с осевой нагрузкой до 294 кН.

Библиографический список

1. Волохов Г.М., Керенцев Д.Е. Развитие методов оценки прочности конструкций цельнокатаных железнодорожных колёс и критериев их допуска к эксплуатации // Вестник ВЭЛНИИ. 2013. № 2(66). С. 138 – 154.
2. ГОСТ 10791-2011. Колёса цельнокатаные. Технические условия. М.: Стандартиформ, 2011. 27 с.
3. ОСТ 32.83-97. Колёса с дисковыми и спицевыми центрами тягового подвижного состава. М.: МПСРоссии, 1997. 49 с.
4. EN 13979-1:2003+A2. Railway applications – Wheelsets and bogies – Monobloc wheels – Technical approval procedure – Part 1: Forged and rolled wheels: 2011. 50 p.
5. AAR Standard S-669. Analytic Evaluation of Locomotive Wheel Designs: 2011. 17 p.
6. AAR Standard S-660. Wheel Designs, Locomotive and Freight Car – Analytic Evaluation: 2009. 6 p.
7. UIC B 169/RP 17. Standardization of Wheelsets. Definition of parameters for the thermomechanical calculation of wheels. Correlation between calculations and tests: 2006. 26 p.
8. Кеглин Б.Г., Киницкая А.П. Эксплуатационная нагруженность тормозов грузового вагона // Вестник ВНИИЖТ. 1978. № 4. С. 30-32.
9. Голышков Р.А., Керенцев Д.Е. Железнодорожное колесо: патент РФ № 2010113648; опубл.10.09.11; бюл. № 25.

Информация об авторах

Керентцев Дмитрий Евгеньевич, главный специалист по проектированию железнодорожных колёс Инженерно-технологического центра, АО «Выксунский металлургический завод». E-mail: kerentsev@bk.ru. Область научных интересов: теория и практика сопротивления усталости материалов, железнодорожная техника, исследование нагруженности и прочности железнодорожных колёс.

Пономарёв Юрий Константинович, доктор технических наук, профессор, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ponomarev-ssau@yandex.ru. Область научных интересов: теория и практика виброударозащиты в технике, конструкционное демпфирование, исследование упругогистерезисных систем.

THE INFLUENCE OF RESIDUAL TECHNOLOGICAL STRESS AND SERVICE HEAT LOADS ON THE STRENGTH OF RAILWAY WHEELS

© 2015 D. E. Kerentcev¹, Ju. K Ponomarev²

¹Vyкса Steel Works, Nizhny Novgorod Region, Russian Federation

²Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The article deals with the existing approaches to assessing the strength of railway wheels and the problems associated with forecasting actual spots of fatigue crack origination in operation. Solid-rolled railway wheels with a flat cone disk of standard design that have become a frequent practice in the Russian railway system are taken as an example. Calculations of the safety factor of fatigue resistance according to domestic and foreign standards have been carried out. The authors propose a procedure for assessing the wheel fatigue resistance to solve the above problems, taking into account the impact of residual technological stresses caused by heat treatment in the manufacturing process, followed by the repair of the rim, and service heat loads associated with the heating of the rim during braking, when the wheel interacts with blocks. Quantitative assessment of the impact of residual technological stresses and service heat loads on the strength of the wheels is presented. In conclusion the results of testing the computational methods described are presented, wheels of low-stress design with improved performance characteristics developed by the JSC «Vyкса Steel Works» taken as an example.

Solid-rolled wheel, procedures of strength calculation, fatigue resistance, residual stresses, heat treatment, braking blocks, thermal loads.

References

1. Volohov G.M., Kerentcev D.E. Development of strength evaluation methods for solid-rolled railway wheels construction and criteria of their release to service. *Vestnik VELNII*. 2013. No. 2 (66). P. 138-154. (In Russ.)
2. GOST (State Standard) 10791-2011. Solid-rolled wheels. Specifications. Moscow: Standartinform Publ., 2011. 27 p. (In Russ.)
3. OST 32.83-97. Traction equipment wheels with plate and spoke centers. Moscow: MPS Rossii Publ., 1997. 49 p. (In Russ.)
4. EN 13979-1:2003+A2. Railway applications – Wheelsets and bogies – Monobloc wheels – Technical approval procedure – Part 1: Forged and rolled wheels: 2011. 50 p.
5. AAR Standard S-669. Analytic Evaluation of Locomotive Wheel Designs: 2011. 17 p.
6. AAR Standard S-660. Wheel Designs, Locomotive and Freight Car – Analytic Evaluation: 2009. 6 p.
7. UIC B 169/RP 17. Standardization of Wheelsets. Definition of parameters for the thermomechanical calculation of wheels.

Correlation between calculations and tests: 2006. 26 p.

8. Keglın B.G., Kınıtskaya A.P. Ekspluatatsionnaya nagruzhenost tormozov gruzovogo vagona // Vestnik VNIIZhT. Moscow: 1978. No. 4. P. 30-32. (In Russ.)

9. Pat. 2428319 Rossiyskaya Federatsiya, MPK⁷ B 60 B 17/00, B 60 B 3/02, B 61 A

13/00, B 21 H 1/04. Zheleznodorozhnoe koleso / Golyishkov R.A., Kerentsev D.E.; zayavitel i patentoobladatel JSK «Vyik-sunskiy metallurgicheskiy zavod». No. 2010113648; zayavl. 07.04.10; opubl. 10.09.11. Byul. No. 25. 18 p.

About the authors

Kerentsev Dmitrii Evgenovich, Chief Designer of railway wheels, Engineering and Technology Center of JSC «Vyksa Steel Works», Nizhny Novgorod Region, Russian Federation. E-mail: kerentsev@bk.ru. Area of Research: theory and practice of fatigue resistance of materials, railway equipment, research of loading and strength of railway wheels.

Ponomarev Yury Konstantinovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: ponomarev-ssau@yandex.ru. Area of Research: theory and practice of vibration and impact protection in engineering, structural damping, research of elastic hysteresis systems.

УДК 621.452.3

ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ РАДИАЛЬНО-ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ОПОР РОТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2015 С. В. Фалалеев¹, П. В. Бондарчук¹, И. Д. Ибатуллин², Р. Р. Бадыков¹¹Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)²Самарский государственный технический университет

В статье представлено перспективное радиально-торцовое контактное уплотнение повышенного ресурса. Высокая эффективность радиально-торцового уплотнения обеспечивается за счёт совместного применения принципов гидростатической и гидродинамической смазки. Гидродинамический эффект достигается за счёт нанесения структуры микроканалов на вращающейся втулке. Представлена зависимость значения гидродинамической силы в щели для фиксированной величины зазора от частоты вращения ротора. Изготовлен опытный образец и проведены испытания на динамическом стенде, предназначенном для реализации условий эксплуатации уплотнений опор в составе авиационного двигателя. Представлены результаты расчётных и экспериментальных исследований. Предложены пути повышения надёжности уплотнения за счёт улучшения механических свойств поверхностей материалов. Представлена схема развития функционального отказа уплотнительного узла. Указаны наиболее неблагоприятные режимы работы уплотнения и основные причины повышенного износа уплотнительных поверхностей. Предложены способы достижения высоких антифрикционных характеристик контактирующих поверхностей при помощи наноструктурированных беспористых хром-алмазных покрытий. Рассмотрены вопросы создания перспективных покрытий с положительным градиентом механических свойств по глубине на основе антифрикционных, антизадирных серебряно-алмазных покрытий и использования технологии диффузионного молекулярного армирования. Указана важность содержания в масле антифрикционных и антизадирных присадок.

Радиально-торцовое контактное уплотнение, гидродинамические канавки, утечки, ресурс, защитное покрытие.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-345-353

Введение

Разработка новых авиационных двигателей с улучшенными характеристиками вызывает необходимость увеличения основных параметров цикла работы двигателя: степени повышения давления воздуха в компрессоре, температуры газа перед турбиной и частот вращения роторов [1,2]. Эти факторы приводят к повышению силовых и температурных нагрузок на узлы двигателя, в том числе и на уплотнения.

Основным средством герметизации масляных полостей компрессорных опор газотурбинного двигателя по-прежнему служат контактные уплотнения, в том числе и радиально-торцовые контактные уплотнения (рис. 1). Главный элемент конструкции уплотнения – графитовое поршневое кольцо. Оно выполняется с разрезом (вид С), устанавливается с натя-

гом внутрь статора, центрируясь по наружной радиальной поверхности А и прижимаясь к ней за счёт сил упругости.

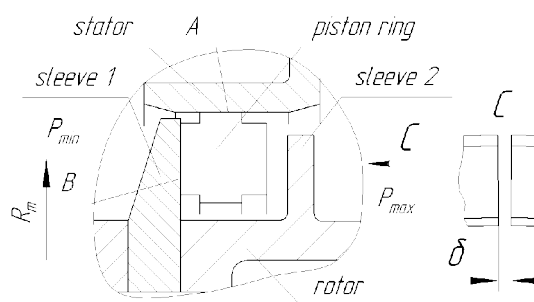


Рис. 1. Схема радиально-торцового контактного уплотнения

Со стороны вала кольцо находится между двух втулок 1 и 2. При работе двигателя за счёт разности давлений в уплотняемой полости P_{max} и в масляной полости P_{min} графитовое кольцо прижимается к торцу втулки 1 (поверхность В) и к статору

ру (поверхность А). Конструкция поршневого кольца проектируется таким образом, чтобы сила трения по поверхности А была больше силы трения по поверхности В. При выполнении этого условия поршневое кольцо не вращается и износ происходит только в контакте по поверхности В. В случае, когда силы трения по этим поверхностям имеют близкие значения, кольцо начинает вращаться. Частота вращения графитового кольца определяется соотношением этих сил трения. Для обеспечения гарантированного прижима кольца к поверхности В, особенно на переходных режимах работы двигателя, в конструкцию уплотнения иногда вводится тарельчатая пружина.

Поверхности А и В должны быть перпендикулярны друг другу. В случае нарушения перпендикулярности контактных поверхностей графитовое кольцо сохраняет контакт по плоскости с поверхностью А. При этом контакт по поверхности В становится линейным.

Контактное давление при этом возрастает, одновременно растёт температура в зоне контакта. Происходит изнашивание рабочих поверхностей как вращающейся втулки, так и графитового кольца с одновременным ростом коэффициента трения. Наступает момент, когда сила трения по поверхности В будет преобладать и кольцо уплотнения начинает вращаться вместе с валом. Процесс этот носит хаотический характер и при переходе с режима на режим меняется как перекося поверхностей, так и скорость вращения кольца. Причиной перекося, как правило, являются температурные деформации втулок и корпуса [3]. Большая часть утечек уплотнения обусловлена наличием разреза в кольце. При изнашивании графитового кольца по поверхности А зазор δ (рис. 1) увеличивается, вследствие чего возрастают утечки воздуха в масляную полость.

Конструктивное совершенство контактных уплотнений оценивается по параметру нагрузки «давление-скорость $P \cdot V$ », который суммирует факторы нагрева поверхности, средней скорости и ин-

тенсивности изнашивания [4,5]. В настоящее время для традиционных конструкций достигнута величина 50 МПа·м/с при максимальной скорости скольжения 100 м/с и температуре 700 К [6]. В условиях роста как скоростей вращения, так и диаметров роторов (исходя из потребности сохранять ротор двигателя жёстким), этой достигнутой величины недостаточно. Для двигателя Trent 1000 частота вращения ротора высокого давления составляет 13500 об/мин. В случае применения радиально-торцового уплотнения при среднем радиусе уплотнения (рис. 1) $R_m = 100$ мм линейная скорость скольжения составит 141 м/с. Необходимо отметить, что в уплотнительной технике накоплен потенциал, позволяющий эффективно использовать гидродинамическую смазку в уплотнениях [7-12]. Поэтому можно сделать вывод о том, что создание двигателя следующего поколения невозможно без наличия высокоэффективных уплотнений масляных полостей, работоспособных при высоких скоростях вращения и повышенном давлении. Также необходимо отметить, что для двигателей и энергетических установок, находящихся в эксплуатации, всегда актуальна проблема повышения межремонтного ресурса, который ограничивается, в том числе, и уплотнениями. Поэтому повышение надёжности применяемых уплотнений и расширение их диапазона работы является задачей, решение которой позволит сократить расходы за счёт увеличения межремонтного ресурса и уменьшения количества аварий двигателей.

Постановка задачи

На рис. 2 показана опора ротора авиационного двигателя с установленным радиально-торцовым контактным уплотнением.

Уплотнительный узел разделяет воздушную полость компрессора и масляную полость опоры. В зону контакта уплотнения по поверхности А принудительно подаётся масло. Несколько струйных форсунок подают масло под козырёк втулки, где

за счёт центробежных сил образуется масляная ванна и масло под давлением поступает в зазор.

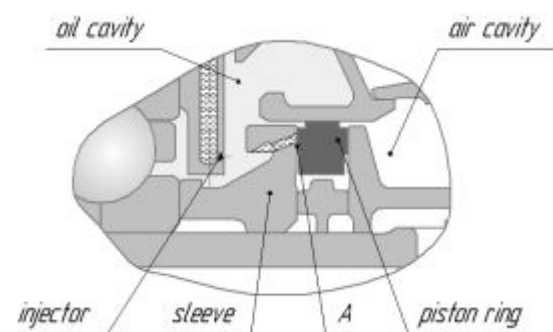


Рис. 2. Продольный разрез узла опоры авиационного двигателя

Этот эффект обеспечивает гидростатическую смазку зоны контакта. Поршневое кольцо уплотнения изготовлено из пирографита, на контактную поверхность стальной втулки нанесено хром-молибденовое покрытие.

Для обеспечения гидродинамической смазки на поверхность А вращающейся втулки было предложено нанести структуру микроканалов (рис. 3).



Рис. 3. Вид на поверхность вращающейся втулки

Для равномерной подачи масла вокруг отверстия делается фаска (снимается материал на глубину 120 мкм) и выполняется специально спрофилированная структура подачи масла в кольцевую канавку глубиной 50 мкм. Кольцевая канавка переменной глубины 20 и 40 мкм служит для равномерной подачи масла в гидродинамические канавки глубиной 10 мкм. Необходимо провести численное исследование уплотнения, выбрать оптимальные его параметры, разработать технологию изготовления гидродинамических канавок, изготовить опытный образец и провести его испытание.

Численное исследование

Для проведения численного исследования необходимо пояснить механизм функционирования предлагаемой конструкции уплотнения. Масло, попадающее под козырёк вращающейся втулки, имеет повышенное давление из-за действия центробежных сил. Под действием этого давления оно выдавливается через дросселирующие отверстия втулки в кольцевую камеру на торцевой поверхности. И далее, в том числе и под действием центробежных сил, протекает через зазор в наружную полость, то есть назад в масляную полость опоры. Это обеспечивает гидростатический принцип образования смазки в зазоре уплотнения. Величина давления масла в кольцевой канавке определяется соотношением гидравлических сопротивлений дросселирующих отверстий и зазора уплотнения. Расчётным путём выбираются такие параметры уплотнения, чтобы величина давления масла в кольцевой камере не превышала давление уплотняемого воздуха. Это исключает попадание масла в полость с уплотняемым воздухом. Для повышения гидравлической силы в щели от кольцевой камеры наружу в радиальном направлении выполняются гидродинамические канавки. Это обеспечивает генерирование гидродинамической силы в зазоре, то есть уплотнение является гибридным.

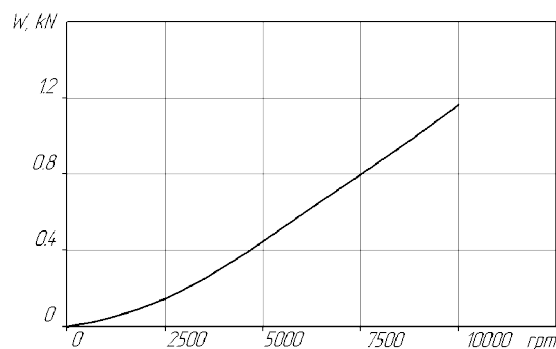


Рис. 4. Зависимость несущей способности от частоты вращения ротора

В этом случае возрастает и жёсткость смазочного слоя, что обеспечивает удовлетворительные динамические свойства уплотнения.

Размеры спроектированной микро-структуры были рассчитаны и оптимизированы с помощью метода конечных объёмов [4, 8].

Зависимость рассчитанного значения гидродинамической силы в щели для фиксированной величины зазора в зависимости от частоты вращения ротора показана на рис. 4.

Проведение такого расчётного исследования позволяет определить оптимальные параметры элементов радиально-торцового уплотнения, которые обеспечат эффективную его работу в составе опоры авиационного двигателя.

Техническая реализация и экспериментальные исследования

Изготовление канавок произведено на лазере EV15DS фирмы Telesys.

Такая технология изготовления гидродинамических канавок позволяет обеспечить требуемую их глубину с точностью 0,5 мкм. При этом шероховатость дна микроканавки составляет 0,4 мкм.

Проведены тесты на динамическом стенде, предназначенном для реализации условий эксплуатации уплотнений опор в составе авиационного двигателя. Вначале проводилась проверка работоспособности уплотнения на переходных режимах работы.

Величина утечки воздуха в масляную полость не превышала 2 г/с. После разборки узла было зафиксировано отсутствие износа уплотнительных поверхностей.

На динамическом стенде также проведены длительные испытания в условиях $n = 8000$ об/мин, $T_{\text{air}} = 210 \dots 230^\circ\text{C}$, $P = 0.3$ МПа длительностью 3 часа. При данных испытаниях также не зафиксировано наличие износа уплотнительных поверхностей графитового кольца и вращающейся втулки.

Актуальные проблемы и перспективные разработки по повышению надёжности уплотнений

Анализ патентов и разработок различных фирм показал, что идёт непрерывный поиск технических решений, позволяющих обеспечить высокие герметичность и ресурс уплотнений опор роторов двигателей. Предлагаемая концепция нового радиально-торцового уплотнения соответствует современным тенденциям развития уплотнительной техники. Оригинальное техническое решение для внедрения гидродинамической смазки в уплотнительный узел авиационного двигателя позволит повысить ресурсные показатели радиально-торцового контактного уплотнения.

Первой проблемой является необходимость обеспечения запаса надёжности узла трения при работе в условиях граничного трения. Суть проблемы сводится к тому, что часть времени (при малых скоростях скольжения в процессе запуска и остановок двигателя, а также при форсированных режимах эксплуатации) поверхности трения уплотнительного узла вынуждены работать в режиме неблагоприятного граничного трения, характеризующегося высокими значениями коэффициента трения и повреждением поверхностей в зонах фактических пятен касания. Повышение потерь на трение вызывает ускоренный нагрев поверхностей, а накопление повреждений вызывает изнашивание поверхностей трения. На практике, если не удастся применить организационные меры (сокращение количества циклов «запуск-остановка», сокращение времени на разгон и остановку), проблема граничного трения гидродинамических узлов решается за счёт конструктивно-технологических мер по обеспечению фрикционной совместимости используемых материалов по критерию устойчивости узла трения к недопустимым видам трения и катастрофическим формам изнашивания в условиях высоких температур.

Для проведения испытаний на фрикционную совместимость разработан универсальный триботехнический комплекс «Универсал-1Б» [13]. Методика испытаний включает оценку несущей способности узла трения в режиме ступенчато-возрастающей нагрузки на контакт вплоть до возникновения недопустимых видов трения и изнашивания.

Вторая проблема заключается в необходимости снижения последствий граничного трения, т.е. уменьшения скорости изнашивания поверхностей, снижения фрикционного разогрева и загрязнения уплотнительного узла продуктами разложения смазочного масла. Для этого поверхности трения должны обладать высокими антифрикционными и противозносными характеристиками, а также плохой адгезией к различным загрязнениям. Указанным комплексом свойств обладают наноструктурированные беспористые хром-алмазные покрытия. Последние исследования показали также перспективность создания покрытий с положительным градиентом механических свойств по глубине. Примером таких покрытий могут служить градиентные антифрикционные, антизадирные серебряно-алмазные покрытия, разработанные в лаборатории наноструктурированных покрытий Самарского государственного технического университета [14]. Преимущество серебряно-алмазных покрытий по сравнению с хром-алмазными заключается в том, что серебро выполняет роль твёрдой смазки при форсированных режимах нагружения, обеспечивает теплоотвод, хорошую прирабатываемость и низкий коэффициент трения. К недостаткам относятся чувствительность к содержанию серы в смазочной среде и необходимость нанесения подслоя при обработке стальных поверхностей. Повышение микротвёрдости материала покрытия по мере приближения к основному металлу обеспечивается за счёт управления размерами зёрен путём ступенчатого изменения режимов рабочего асимметричного переменного тока при осаждении покрытий из электролитов, со-

держащих ультрадисперсные алмазы детонационного синтеза. Дальнейшее повышение эксплуатационных свойств поверхностей трения может быть связано с использованием технологии диффузионного молекулярного армирования [15], в которой поверхностный слой упрочняется за счёт внедрения в него фрагментов молекул радикалообразующей жидкости. Данный процесс связан с уменьшением свободной энергии металлической поверхности, что обеспечивает её пассивацию. Мероприятия по повышению стойкости поверхностей трения к изнашиванию, безусловно, должны рассматриваться в совокупности с мерами по снижению уровня разрушающих воздействий, включая снижение тепловых нагрузок, предотвращению появления концентраторов напряжений в стыке, уменьшению уровня удельных статических и динамических нагрузок на поверхности трения. Последнее особенно важно учитывать при создании узлов трения для высокооборотной техники. В случае возбуждения в стыке резонансных частот будет наблюдаться аномальное снижение трения, сопровождаемое, тем не менее, повышенным износом поверхностей трения.

Третья проблема заключается в необходимости подачи в уплотнительный узел смазочного масла с гарантированными показателями качества. До сих пор в авиационном двигателестроении основное внимание уделялось только одному параметру качества – чистоте масла, которую можно контролировать при помощи известных устройств («Фотон», АЗЖ-955 и др.) [16] и поддерживать на необходимом уровне методом фильтрации (в этом направлении актуальными являются разработки эффективных компактных динамических фильтров). Однако данную проблему следует рассматривать несколько шире. При всей важности отсутствия механических примесей в масле главными параметрами состояния масла являются антифрикционные свойства (коэффициент трения, момент трения), антизадирные свойства (несущая способность) и вяз-

кость, которые указывают на способность масла защищать поверхности трения как в условиях граничного, так и жидкостного трения. Если в масле (даже очищенном от загрязнений) будет наблюдаться дефицит и тем более отсутствие антифрикционных и антизадирных присадок, то в условиях эксплуатации может произойти разрыв масляной плёнки с резким увеличением коэффициента трения и, как следствие, перегревом и закоксовыванием поверхностей трения. Учитывая, что данные присадки в процессе эксплуатации масла постепенно вырабатываются, то непрерывный контроль масла по всем значимым параметрам становится необходимым условием обеспечения работоспособности уплотнения. Для решения данной проблемы разработаны новые способ и устройство для оперативного контроля качества смазочных масел, используемых в двигателях [17]. Диагностическое устройство содержит модули оценки степени загрязнения масла, антифрикционных свойств, антизадирных свойств, температуры и вязкости. По полученным характеристикам делают заключение о пригодности масла к дальнейшему использованию.

Выводы

Создание авиационных двигателей нового поколения невозможно без обес-

печения надёжной работы радиально-торцовых контактных уплотнений в условиях высоких давлений и температур. Установлено, что высокую эффективность уплотнения обеспечивает гидродинамический слой масла, создаваемый за счёт формирования специального профиля (в виде кольцевой канавки переменной глубины) на поверхности трения подвижной втулки. Для этого разработана методика расчёта геометрии канавки, а также освоена лазерная технология её получения.

На основе построения и анализа схемы развития процесса повреждаемости существующей конструкции уплотнительного узла предложен комплекс перспективных разработок, в которых заложен потенциал дальнейшего совершенствования уплотнения, включая создание оборудования для проведения триботехнических испытаний на фрикционную совместимость, нанесение на рабочие поверхности наноструктурированных градиентных противоизносных антифрикционных покрытий, а также разработку средств оперативной диагностики качества масла.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Steinetz B.M., Hendricks R.C., Munson J. Advanced seal technology role in meeting next generation turbine engine goals // NASA/TM-1998-206961, 1998.
2. Zhdanov I., Staudacher S., Falaleev S. An advanced usage of meanline loss systems for axial turbine design optimisation // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2013. V. 6A. doi: 10.1115/GT2013-94323.
3. Vinogradov A.S. Seal design features for systems and units of aviation engines // Life Science Journal. 2014. V. 11, Iss. 8. P. 575-580.
4. Lebeck A. Principles and Design of Mechanical Face Seals. John Wiley & Son, Inc., NY, 1991.
5. Lebeck A. How much do we know about mechanical seals? // Sealing Technology. 2006. Iss. 9. P. 11-12. doi: 10.1016/S1350-4789(06)71357-5
6. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: Авиа-двигатель, 2006. 1204 с.
7. Belousov A.I., Falaleev S.V., Vinogradov A.S., Bondarchuk P.V. Problems of application of face gasodynamic seals in aircraft engines // Russian Aeronautics. 2007.

V. 50, Iss. 4. P. 390-394. doi: 10.3103/S1068799807040083

8. Belousov A.I., Falaleev S.V., Demura A.S. On application of the theory of face seals with microgrooves to high-speed FV engine rotors // Russian Aeronautic. 2009. V. 52, Iss. 3. P. 335-339. doi: 10.3103/S106879980903012X.

9. Müller H.K., Nau B.S. Fluid Sealing Technology: Principles and Applications. M. Dekker Inc., New York, 1998. 485 p.

10. Falaleev S.V. Hydrodynamic characteristics of the face seal taking into account lubricant film breakdown, inertial forces and complex clearance form // Life Science Journal. 2014. V. 11, Iss. 9. P. 337-343.

11. Lebeck A. Experiments and modeling of zero leakage backward pumping mechanical face seals // Tribology Transactions. 2008. V. 51, Iss. 4. P. 389-395. doi.org/10.1080/10402000802121650

12. Handbook of Lubrication and Tribology. V. 2. Theory and Design, Second Edition / ed. by R.W. Bruce. CRC Press Taylor & Francis Group, 2012. 1169 p.

13. Ибатуллин И.Д. Триботехнические испытания на фрикционную совместимость. Самара: Самарский научный центр РАН, 2014. 217 с.

14. Gallyamov A.R., Ibatullin I.D. New technology, properties and application of nanostructured antifriction electrochemical coatings // Life Science Journal. 2014. V. 11, Iss. 12s. P. 586-591.

15. Ибатуллин И.Д. Кинетика усталостной повреждаемости и разрушения поверхностных слоев. Самара: Самарский государственный технический университет, 2008. 387 с.

16. Логвинов Л.М. Техническая диагностика жидкостных систем технологического оборудования по параметрам рабочей жидкости: уч. пособие. М.: ЦНТИ «Поиск», 1992. 90 с.

17. Ненашев М.В., Ибатуллин И.Д., Марков А.С., Марков В.С., Емельянов С.Г. Диагностическая система для контроля качества моторных масел // Известия Самарского научного центра РАН. 2014. Т. 16, № 1(2). С. 464-467.

Информация об авторах

Фалалеев Сергей Викторинович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kipdla@ssau.ru. Область научных интересов: конструкция авиационных двигателей и их систем, разработка уплотнений с газовой и жидкостной смазкой.

Бондарчук Петр Владимирович, ассистент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kipdla@ssau.ru. Область научных интересов: гермотехника и расчёты на прочность.

Ибатуллин Ильдар Дугласович, доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения», Самарский государственный технический университет. E-mail: tribo@rambler.ru. Область научных интересов: трибология, методы и приборы контроля качества поверхностей, гальванические и детонационные покрытия, механика разрушения твёрдых тел.

Бадыков Ренат Раисович, ассистент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kipdla@ssau.ru. Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей.

IMPROVING THE RELIABILITY OF RADIAL FACE SEALS OF AIRCRAFT ENGINE ROTOR SUPPORTS

© 2015 S. V. Falaleev¹, P. V. Bondarchuk¹, I. D. Ibatullin², R. R. Badykov¹

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²Samara State Technical University, Samara, Russian Federation

The article presents an advanced radial face contact seal with increased operational life. High efficiency of the radial mechanical seal is ensured by the joint application of the hydrostatic and hydrodynamic lubrication principles. The hydrodynamic effect is achieved by applying the structure of fine grooves on the rotor hub. The dependence of the flow force value in the slot for a fixed-size gap on the rotor speed is presented. A prototype has been made and tested on a dynamic test bed intended for the realization of operating conditions of support seals making up a part of an aircraft engine. The results of theoretical and experimental studies are presented. Ways of improving the seal reliability due to improving the surface mechanical properties are proposed. A pattern of the development of a functional failure of the seal assembly is presented. The most adverse operating conditions and the main reasons of increased wear of the sealing surfaces are indicated. Methods of achieving high anti-friction characteristics of contact surfaces by applying nanostructured nonporous chrome-diamond coatings are proposed. Issues concerning the creation of advanced coatings with a positive gradient of depth mechanical properties are discussed. Anti-friction, anti-seize silver-diamond coatings and the use of diffusion molecular reinforcement technology are at the basis of the production of advanced coatings. The paper indicates the importance of anti-friction and extreme-pressure additives contained in the oil.

Radial face contact mechanical seal, hydrodynamic grooves, leaks, resource, protective coating.

References

1. Steinetz B.M., Hendricks R.C., Munson J. Advanced seal technology role in meeting next generation turbine engine goals. *NASA/TM—1998-206961*, 1998.
2. Zhdanov I., Staudacher S., Falaleev S. An advanced usage of meanline loss systems for axial turbine design optimisation. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2013. V. 6 A. doi: 10.1115/GT2013-94323.
3. Vinogradov A.S. Seal design features for systems and units of aviation engines. *Life Science Journal*. 2014. V. 11, Iss. 8. P. 575-580.
4. Lebeck A. Principles and Design of Mechanical Face Seals. John Wiley & Son, Inc., NY, 1991.
5. Lebeck A. How much do we know about mechanical seals. *Sealing Technology*. 2006. Iss. 9. P. 11-12. doi: 10.1016/S1350-4789(06)71357-5
6. Inozemtsev A.A., Sandratskiy V.L. *Gazoturbinnyye dvigateli* [Gas turbine engines]. Perm: Aviadvigatel' Publ., 2006. 1204 p.
7. Belousov A.I., Falaleev S.V., Vinogradov A.S., Bondarchuk P.V. Problems of application of face gasodynamic seals in aircraft engines. *Russian Aeronautics*. 2007. V. 50, Iss. 4. P. 390-394. doi: 10.3103/S1068799807040083
8. Belousov A.I., Falaleev S.V., Demura A.S. On application of the theory of face seals with microgrooves to high-speed FV engine rotors. *Russian Aeronautics*. 2009. V. 52, Iss. 3. P. 335-339. doi: 10.3103/S106879980903012X.
9. Müller H.K., Nau B.S. Fluid Sealing Technology: Principles and Applications. M. Dekker Inc., New York, 1998. 485 p.
10. Falaleev S.V. Hydrodynamic characteristics of the face seal taking into account lubricant film breakdown, inertial forces and complex clearance form. *Life Science Journal*. 2014. V. 11, Iss. 9. P. 337-343.
11. Lebeck A. Experiments and modeling of zero leakage backward pumping mechanical face seals. *Tribology Transactions*. 2008. V. 51, Iss. 4. P. 389-395. doi.org/10.1080/10402000802121650
12. Handbook of Lubrication and Tribology. V. 2. Theory and Design, Second Edition.

tion / ed. by R.W. Bruce. CRC Press Taylor & Francis Group, 2012. 1169 p.

13. Ibatullin I.D. *Tribotekhnicheskie ispytaniya na friktsionnuyu sovmestimost'* [Friction compatibility tribotechnical tests]. Samara: Samarskiy nauchnyy tsentr RAN Publ., 2014. 217 p.

14. Gallyamov A.R., Ibatullin I.D. New technology, properties and application of nanostructured antifriction electrochemical coatings. *Life Science Journal*. 2014. V. 11, Iss. 12s. P. 586-591.

15. Ibatullin I.D. *Kinetika ustalostnoy povrezhdaemosti i razrusheniya poverkhnostnykh sloev* [Kinetics of fatigue damage and fracture of surface layers: monograph]. Sa-

mara: Samara State Technical University Publ., 2008. 387 p.

16. Logvinov L.M. *Tekhnicheskaya diagnostika zhidkostnykh sistem tekhnologicheskogo oborudovaniya po parametram rabochey zhidkosti* [Technical diagnostics of process equipment fluid systems by the parameters of the working fluid: study guide]. Moscow: CSTI «Poisk» Publ., 1992. 90 p.

17. Nenashev M.V., Ibatullin I.D., Markov A.S., Markov V.S. Emelyanov S.G. Diagnostic system for engine oils quality control // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2014. V. 16, no. 1(2). P. 464-467. (In Russ.)

About the authors

Falaleev Sergey Victorinovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: kipdla@ssau.ru. Area of Research: design of aircraft engines and systems, development of gas and liquid-lubricated seals.

Bondarchuk Pyotr Vladimirovich, assistant of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: kipdla@ssau.ru. Area of Research: air tightness and strength calculations.

Ibatullin Ildar Duglasovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of Samara State Technical University, Samara, Russian Federation. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of Research: tribology, methods and devices of controlling the quality of surfaces, galvanic and detonation coatings, solid-body fracture mechanics.

Badykov Renat Raisovich, assistant of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: kipdla@ssau.ru. Area of Research: end seal system, aircraft engine design.

УДК 621.431.75

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВТОРЯЕМОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСЛОЙНЫХ ГОФРИРОВАННЫХ ДЕМПФЕРОВ АВИАЦИОННЫХ И РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МЕТОДОМ МОНТЕ-КАРЛО

© 2015 Ю. К. Пономарёв

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Целью работы является исследование повторяемости упругодемпфирующих свойств многослойных гофрированных опор авиационных и ракетных двигателей в условиях неточного изготовления деталей в серийном производстве. Исследование выполнено расчётным методом Монте-Карло с использованием экспериментально подтверждённых законов распределения допусков на изготовление деталей, входящих в конструкцию опор. Созданы математическая модель виртуального серийного производства опор с многослойными гофрированными демпферами, математическая модель одноосного статического нагружения опоры и на их основе – модель разброса упругогистерезисных характеристик. Исследованы поля разброса характеристик опор при разных параметрах точности изготовления деталей, влияющих на вышеуказанные характеристики. Выяснено, что статистические законы распределения упругофрикционных характеристик многослойных демпферов в опорах не подчиняются нормальному закону. Наиболее вероятные значения этих характеристик на 20-30% меньше среднеарифметических, подсчитанных для всего объёма выборки. Расчёты показали, что при сложившейся в производстве практике сочетания допусков на изготовление деталей демпферов в серийном производстве разброс их характеристик довольно значителен, что приводит к необходимости селективного подбора некоторых деталей из серии.

Двигатели летательных аппаратов, конструкционное демпфирование, многослойные опоры, рассеяние энергии, гистерезис, жёсткость опор, виброзащита, стабильность характеристик.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-354-364

Введение

Задача снижения вибраций авиационных и ракетных двигателей тесно связана с проблемой обеспечения повторяемости расчётных характеристик упругодемпфирующих опор при серийном производстве двигателей. На практике вследствие неточности изготовления деталей, образующих демпфирующее устройство, отклонений от технологии изготовления и сборки реальные характеристики демпфирующих опор могут существенно отличаться от расчётных.

Это обстоятельство совместно с разбросом остаточных дисбалансов роторов приводит к разбросу значений критических скоростей роторов и уровня вибраций турбомашин в серии. В случае близкого расположения расчётных критических скоростей к рабочим режимам увеличивается вероятность повышенных вибраций в рабочем диапазоне оборотов у отдельных турбомашин.

Таким образом, мало рассчитать (или подобрать) для данной турбомшины оптимальную настройку демпфера, необходимо ещё предусмотреть, чтобы эта настройка реализовывалась в опорах двигателей при их серийном производстве. Иначе весь труд по оптимизации демпфера может быть сведён к нулю.

В настоящей работе расчётным путем проанализирован разброс упругофрикционных характеристик (УФХ) многослойных гофрированных демпферов серийных турбомашин и предложена методика сокращения этого разброса на стадии проектирования.

УФХ многослойного гофрированного демпфера (рис.1) зависят от большого числа геометрических и физических параметров. Часть этих параметров в условиях серийного производства являются случайными величинами, изменяющимися в пределах полей допусков. Возникает вопрос: как влияют отклонения случайных параметров от номинальных значе-

ний на УФХ? Можно попытаться оценить пределы изменения УФХ демпфера, выбирая для каждого параметра «худшие» значения. Однако далеко не всегда известно, какой набор параметров будет «худшим». К тому же, если число параметров велико, такая оценка может оказаться сильно завышенной: на самом деле

маловероятно, чтобы все параметры одновременно оказались наихудшими.

Поэтому разумнее считать часть параметров демпфера и его УФХ случайными величинами и попытаться оценить их математические ожидания и соответствующие им дисперсии.

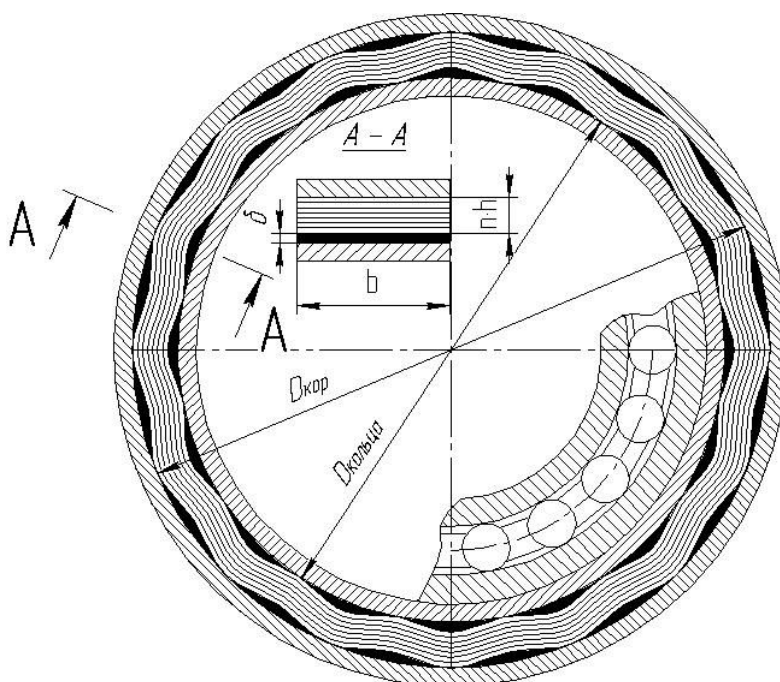


Рис. 1. Схема исследуемой опоры с многослойным гофрированным демпфером

Решить эту задачу аналитически для многослойного гофрированного демпфера практически невозможно ввиду сложности его математической модели. Можно изучить разброс характеристик экспериментально, исследовав большую партию готовых изделий. Однако экспериментальное исследование УФХ демпфера является чрезвычайно трудоёмким. К тому же это возможно далеко не всегда, например, на стадии проектирования.

Известен ещё один метод исследования, применяющийся в экономике [1], сейсмологии [2], статистике [3], в расчётах качества и надёжности изделий [4-5], материаловедении [6], энергетике [7], робототехнике [8], физике полимеров [9,10] – метод Монте-Карло [3]. Суть метода: с помощью ЭВМ разыгрываются случайные значения параметров, характеризующих

данное явление, и затем с помощью математической модели вычисляются значения искомой функции. Повторив опыты достаточное количество раз, по известным формулам можно определить математическое ожидание и дисперсию искомой функции. Таким образом, исследование разброса УФХ многослойных демпферов целесообразно осуществить расчётным путём с помощью метода Монте-Карло.

Постановка задачи

Для успешного применения метода Монте-Карло необходимо иметь:

- а) вероятностные характеристики распределения всех параметров, от которых зависят УФХ демпфера;
- б) математическую модель УФХ демпфера;

в) данные о допусках на все определяющие параметры.

Вероятностные характеристики распределения большинства геометрических параметров весьма точно подчиняются нормальному закону, что было выяснено на предварительном этапе исследований. Поэтому в настоящей работе в основном

использовался этот закон распределения случайных величин. Для одного из параметров был использован равномерный закон распределения. Математическая модель демпфера принята в виде, приведённом в работе [11]. Данные о номинальных параметрах и допусках приведены в табл. 1.

Таблица 1. Значения параметров исследуемого демпфера и полей допусков на них

Наименование размера	Обозначение	Номинальная величина размера	Допуск
Диаметр корпуса, мм	$D_{кор}$	162,02	$\pm 0,02$
Число пластин в пакете	n	17	± 1
Толщина одной пластины, мм	h	0,39	$\pm 0,01$
Ширина пакета, мм	b	23,28	$\pm 0,26$
Высота гофров в свободном состоянии, мм	h^*	1,1	$\pm 0,1$
Средний шаг гофров, мм	t	31,8	—
Число пролётов	m	16	—
Угловой шаг гофров, град.	φ	$22^\circ 30'$	—
Радиальный зазор, мм	δ	0,125	$\pm 0,025$
Модуль упругости материала лент, Н/м ²	E	2·1011	—
Коэффициент трения гофров о вибратор	f	0,1	$\pm 0,02$
Диаметр кольца*, мм	$D_{кольца}$	145,74...146,55	$\pm 0,05$

* Истинный диаметр кольца подбирается селективно из комплекта 9 колец, изготавливаемых с шагом 0,1 мм, из условия обеспечения заданного радиального зазора $\delta = 0,125 \pm 0,05$.

На рис. 2 представлена укрупнённая блок-схема программы, разработанной для ЭВМ и моделирующей процесс серийного изготовления и испытания (циклического нагружения) многослойных гофрированных демпферов. Программа включает четыре основных блока:

- блок 1 – задание номинальных исходных данных (геометрических и физи-

ческих параметров демпфера) и допусков на эти данные;

- блок 2 – генерация случайных значений исходных данных в пределах полей допусков на них;

- блок 3 – математическая модель демпфера;

- блок 4 – вывод результатов, получаемых с помощью математической модели.

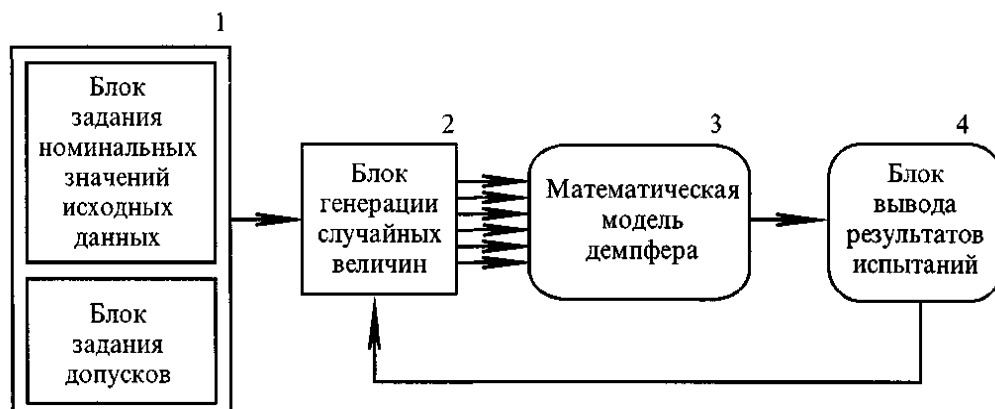


Рис. 2. Блок-схема моделирования серийного изготовления многослойных гофрированных демпферов

Часть исходных данных в блоке 1 (рис. 2) может задаваться точно. В этом случае они передаются в математическую модель без преобразований. К таким данным отнесено число пролётов демпфера m , модуль упругости E , шаг гофров t , угловое положение пролётов φ_i .

Остальные параметры (число пластин в гофрированном пакете n , коэффициент трения в контакте гофров с вибратором f , ширина пластин b , толщина одной пластины h , выгиб гофров в свободном состоянии h^* , радиальный зазор в собранном демпфере δ , поджатие гофров при сборке y_n) при выходе из блока 2 становятся случайными параметрами в пределах полей допусков на них. Сформированные таким образом исходные данные поступают на вход в математическую модель демпфера, выходом которой является совокупность случайных значений упруго-фрикционных характеристик. После вывода результатов управление передаётся на вход блока 2 и весь цикл расчётов повторяется.

Рассмотрим особенности алгоритма генератора случайных значений исходных данных. В программном обеспечении ЭВМ имеются специальные датчики псевдослучайных величин, которые вырабатывают последовательность случайных чисел с заданным законом распределения. Как правило, есть датчики с равномерным и нормальным законами распределения. Датчик случайных чисел с нормальным законом распределения вырабатывает числа из диапазона $(-\infty, +\infty)$ с математическим ожиданием, равным нулю, и дисперсией, равной единице. Датчик случайных чисел с равномерным законом распределения вырабатывает числа из диапазона от нуля до единицы. Покажем, как с помощью этих датчиков организовано генерирование случайных значений исходных данных в пределах их полей допусков.

Анализ чертежей на изготовление демпферов показал, что любой геометрический размер можно представить в виде суммы его номинального значения $x_{ном}$ и

отклонения от последнего $\Delta\tilde{x}$, которое является случайным:

$$\tilde{x} = x_{ном} + \Delta\tilde{x}. \quad (1)$$

Для простоты примем, что отклонение $\Delta\tilde{x}$ расположено в диапазоне $-D \leq \Delta\tilde{x} \leq D$,

$$(2)$$

где D – допуск на размер.

Исследование, проведённое автором по материалам паспортных данных на детали опор, показало, что при серийном производстве отклонения геометрических размеров от номинального значения подчинены нормальному закону распределения, если нет особых причин, нарушающих его. Обозначим величину безразмерного случайного числа, вырабатываемого датчиком случайных чисел, через \tilde{y} . Будем пользоваться в расчётах только теми числами, которые расположены в диапазоне

$$-3\sigma \leq \tilde{y} \leq +3\sigma. \quad (3)$$

Поскольку датчик случайных чисел генерирует числа с дисперсией $\sigma = 1$, то условие (3) преобразуется к виду

$$-3 \leq \tilde{y} \leq +3. \quad (4)$$

Введём некоторую промежуточную переменную \tilde{z} , связанную с \tilde{y} соотношением

$$\tilde{z} = \tilde{y}/3. \quad (5)$$

Тогда случайное отклонение $\Delta\tilde{x}$ можно представить в виде

$$\Delta\tilde{x} = \tilde{z}D. \quad (6)$$

Поскольку случайная величина \tilde{z} благодаря условиям (4) и (5) всегда меньше или равна единице, отклонение $\Delta\tilde{x}$ будет являться случайной величиной, значение которой не выходит за пределы поля допуска на эту величину.

Некоторые особенности имеет вопрос о генерировании случайного числа пластин в пакете n . Согласно чертежам на изготовление и сборку демпферов этот параметр может иметь вариацию в пределах ± 1 пластины:

$$n = n_{ном} \pm 1. \quad (7)$$

Опросы работников серийных заводов показали, что величина этого параметра, по-видимому, является безразлич-

ной для работников сборочного цеха: они стремятся обеспечить главным образом допустимую величину радиального зазора в демпфере. С этой точки зрения число пластин в пакете является второстепенным параметром. Поэтому в настоящей работе был принят равномерный закон распределения числа пластин в пакетах серийных демпфирующих опор.

Воспользовавшись соответствующим датчиком случайных чисел, можно смоделировать последовательность демпферов с числами пластин, подчиняющимися равномерному закону распределения. Для этого диапазон вырабатываемых датчиком случайных чисел (0 ... 1) был разбит на три интервала: (0...0,333), (0,333...0,666), (0,666... 1,0).

Если вырабатываемое датчиком число попадает в первый интервал, то числу пластин присваивается минимально допустимое число n_{\min} . Если случайное число попадает во второй интервал, то число пластин равно номинальному значению $n_{\text{ном}}$, в противном случае – максимально допустимому числу пластин n_{\max} .

Математически это можно выразить в виде:

$$n = \left\{ \begin{array}{l} n_{\min}, \text{ если } 0 \leq \tilde{y} < 0,333, \\ n_{\text{ном}}, \text{ если } 0,333 \leq \tilde{y} < 0,666, \\ n_{\max}, \text{ если } 0,666 \leq \tilde{y} \leq 1. \end{array} \right\} \quad (8)$$

Таким образом, с помощью двух датчиков, вырабатывающих случайные последовательности чисел, можно смоделировать случайное сочетание геометрических параметров демпферов, каждый из

которых подчиняется заданному (равномерному или нормальному) закону распределения. Аналогичным образом можно смоделировать случайные (в пределах полей допусков) значения параметров любого демпфирующего устройства и выявить повторяемость его УФХ в условиях серийного производства.

Результаты исследования

По разработанному алгоритму и программе, созданной на языке FORTRAN, проведено исследование повторяемости упругофрикционных характеристик серийных многослойных гофрированных демпферов, эксплуатирующихся на газотурбинных двигателях семейства "НК" [12], в турбонасосных агрегатах жидкостных ракетных двигателей РД-120 [13], на объектах народного хозяйства [14].

На рис. 3 в качестве примера приведены результаты расчётов рассеянной циклической энергии ΔW , подсчитанной у демпферов с различными сочетаниями параметров, распределённых по указанным законам. Расчёты проведены при относительной амплитуде смещения вибратора $\bar{A} = A/\delta = 0,45$. На рис. 4 и 5 показаны разбросы значений коэффициента поглощения ψ и зависимости среднециклической жёсткости C_{cp} от условного номера реализации демпфера в серийном производстве N , полученные для той же относительной амплитуды ($\bar{A} = 0,45$).

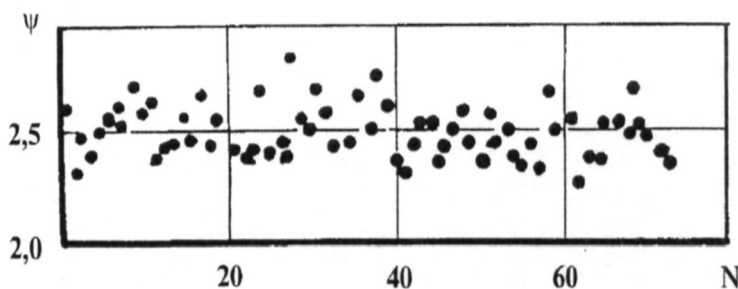


Рис. 3. Зависимость рассеянной за цикл энергии от условного номера реализации демпфера в серийном производстве

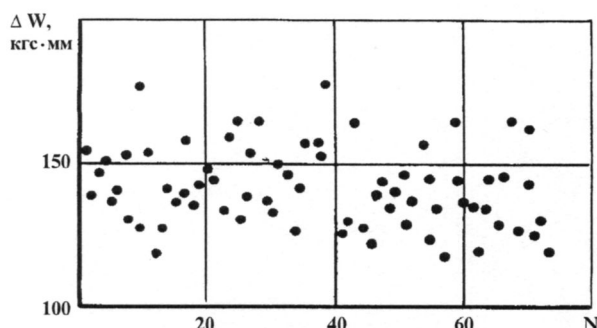


Рис. 4. Зависимость коэффициента поглощения от условного номера реализации демпфера в серийном производстве

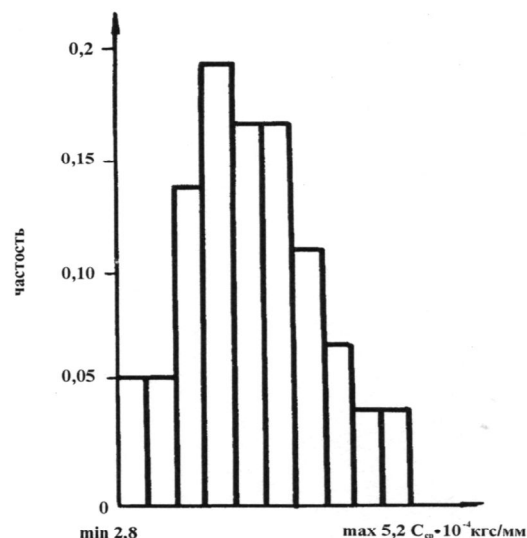


Рис. 5. Типичная диаграмма распределения среднециклической жёсткости опоры по диапазону разброса в серийном производстве

Для количественной оценки разброса УФХ в работе были использованы известные параметры:

1. Среднеарифметическое значение параметра

$$M_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i. \quad (9)$$

2. Абсолютный разброс параметра

$$\theta_x = X_{\max} - X_{\min}. \quad (10)$$

3. Относительный разброс параметра

$$\bar{\theta} = \frac{\theta_x}{M_x}. \quad (11)$$

Расчёты показали, что при сложившемся сочетании допусков на изготовление деталей демпфера в серийном производстве разброс УФХ довольно значителен и составляет для среднециклической жёсткости C_{cp} 58-70 %; для циклической рассеянной энергии ΔW - 40-43 %; для коэффициента поглощения ψ - 14-28% (в зависимости от амплитуды). Выяснено также, что статистические законы распределения УФХ многослойных демпферов не подчиняются нормальному закону. Наиболее вероятные значения этих характеристик на 20-30% меньше среднеарифметических, подсчитанных для всего объёма выборки. На рис. 5 в качестве примера показано распределение среднецикли-

ческой жёсткости опоры по диапазону разброса.

Для сокращения разброса характеристик демпферов предлагается:

а) пересмотреть некоторые допуски на геометрические размеры демпфера. Так, например, допуск на ширину пакета b является, по нашему мнению, явно завышенным. Его можно без ущерба для производства уменьшить на 40...50 %. Допуски на высоту гофра в свободном состоянии h^* и на радиальный зазор δ также являются значительными (см. табл. 1), влияние же их на УФХ существенно;

б) ввести в рабочие чертежи демпферов операцию контроля конусности наружного диаметра внутреннего кольца, так как в настоящее время эта величина не контролируется. Поскольку конусность этой детали определяет величину радиального зазора, очевидно её значительное влияние на характеристики опор двигателя;

в) ввести в технологический процесс сборки демпферов операцию селективного подбора внутренних колец (из комплекта, включающего 10-20 штук) под заданные размеры пакета и корпуса опоры. При этом необходимо исходить из условия обеспечения заданных упругофрикционных характеристик опоры, а не значения радиального зазора, как в существ-

вующей практике. Реализовать такую сборку можно следующим образом:

- измерить в цехе фактические размеры опор, демпфирующих пакетов и комплекта внутренних колец демпфера;
- используя разработанную программу, рассчитать всё возможное число вариантов сборки демпфера с разными внутренними кольцами;
- выбрать варианты, имеющие наименьшие отклонения упругофрикционных характеристик от заданных.

Внедрение разработанных предложений в производство может значительно увеличить стабильность вибрационных

характеристик двигателей и их надёжность.

С целью отработки предлагаемой технологии селективного подбора демпферов в опоры серийных двигателей была создана программа, моделирующая этот процесс на ЭВМ. Блок-схема программы представлена на рис. 6. С помощью этой программы удалось доказать, что при наличии на поточной линии 5...10 собираемых двигателей, даже не изменяя допуски на основные размеры опор, за счёт целенаправленной селективной сборки удаётся сократить разброс УФХ до 7...10 % (рис.7).

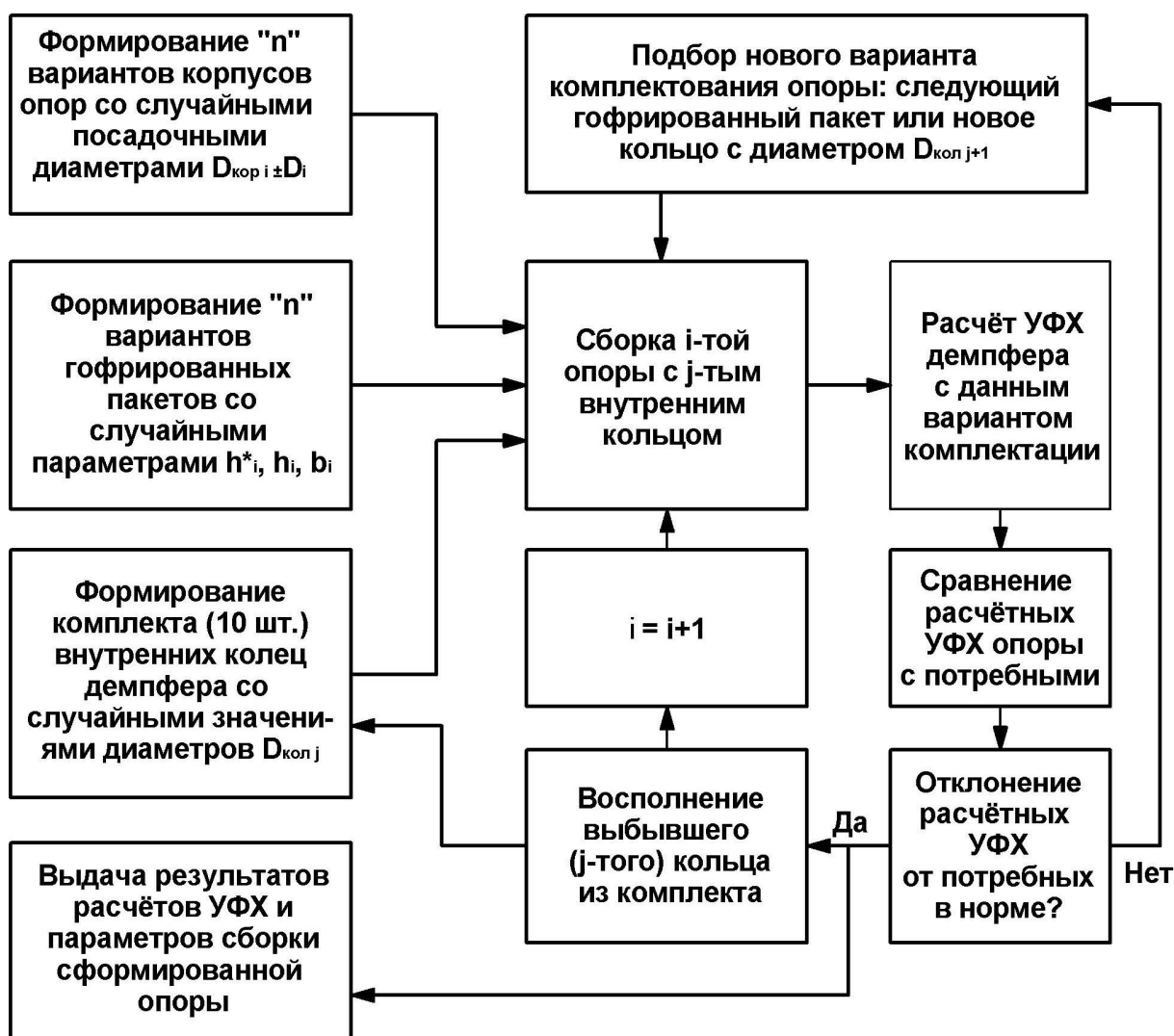


Рис. 6. Алгоритм программы, моделирующей серийное производство упругодемпферных опор с селективным подбором внутренних колец под требуемые характеристики демпфирующих гофрированных пакетов

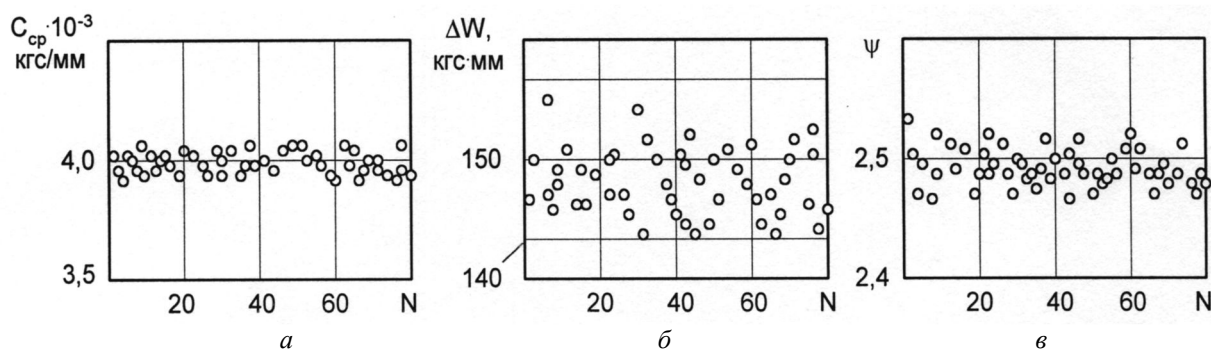


Рис. 7. Разбросы среднециклической жёсткости (а), рассеянной энергии (б) и коэффициента поглощения (в), полученные при моделировании серийного производства опор с гофрированными демпферами и внедрении селективного подбора внутренних колец по предложенному алгоритму

Обсуждение результатов

На базе созданных математических моделей многослойных гофрированных демпферов, виртуального серийного производства опор и обработки статистического материала, показано, что:

- при сложившемся сочетании допусков на изготовление деталей гофрированных демпферов в серийном производстве разброс УФХ довольно значителен и составляет для среднециклической жёсткости C_{cp} 58...70 %; для циклической рассеянной энергии ΔW – 40...43 %; для коэффициента поглощения ψ – 14...28%. Выяснено также, что статистические законы распределения УФХ многослойных демп-

феров не подчиняются нормальному закону. Наиболее вероятные значения этих характеристик на 20...30% меньше среднеарифметических, подсчитанных для всего объёма выборки;

- применением целенаправленной селективной сборки с введением в технологический процесс промежуточных расчётов упругофрикционных характеристик можно добиться высокой степени повторяемости параметров опор в серийном производстве, что в дальнейшем обеспечит стабильно низкий уровень вибрационного состояния двигателей при их серийном производстве.

Библиографический список

1. Glasserman P. Monte Carlo methods in financial engineering. New York: Springer, 2004. 596 p.
2. Иванов А.В., Саньков В.А., Смекалин О.П., Чипизубов А.В. Оценка периода повторяемости сильных землетрясений в зонах главного Саянского и Тункинского разломов по данным радиоуглеродного датирования и статистического анализа // Вопросы инженерной сейсмологии. 2009. Т. 36, № 2. С. 70-80.
3. Metropolis N., Ulam S. The Monte Carlo Method // Journal of the American Statistical Association. 2012. V. 44, Iss. 247. P. 335–341. doi: 10,1080/01621459.1949.10483310
4. Зубарев Ю.М., Косаревский С.В. Распространение ошибки методом Монте-Карло для анализа неопределённости расчёта соответствия позиционным допускам // Технология машиностроения. 2009. № 9. С. 42-45.
5. Ермаков В.В., Козловский В.Н. Прогнозирование стабильности технических характеристик стартер-генераторного устройства на стадии проектирования // ЭЭТ: Электроника и электрооборудование транспорта. 2009. № 1. С. 40-42.
6. Винокуров Г.Г., Плотникова Т.Н. Разработка метода Монте-Карло для описания формирования структуры порошковых материалов и покрытий // Фундамен-

тальные проблемы современного материаловедения. 2007. Т. 4, № 3. С. 21-25.

7. Хоанг Дык Туан., Герман Г.В. Имитационное моделирование нагрузки судовых электростанций на основе различных законов распределения // Морской вестник. 2009. № 2. С. 55-57.

8. Peralta-Babizas J.L., Torres-Torriti M., Guarini-Hermann M. A comparison of Bayesian prediction techniques for mobile robot trajectory tracking // Robotica. 2008. V. 26, Iss. 05. P. 571-585. doi.org/10.1017/s0263574708004153

9. Sai Preeti G., Vijay Kumar V., Sastry V.S.S., Murthy K.P.N. Monte Carlo study of radial and axial ordering in cylindrical films of liquid crystal // Computational Materials Science. 2008. V. 44, Iss. 1. P. 180-184. doi.org/10.1016/j.commatsci.2008.01.036

10. Munkel C., Heermann D.W. The folding transitions of polymerized membranes. Heidelberg, 1994. 8 p.

11. Белоусов А.И., Пономарев Ю.К., Проничев Ю.Н., Крыпаев Д.Г. Теория кольцевого гофрированного демпфера при прецессионном движении вибратора //

Известия Вузов. Авиационная техника. 2009. № 2. С. 46-49.

12. Зрелов В.А., Карташов Г.Г. Двигатели «НК». Самара: Самарский дом печати, 1999. 288 с.

13. Белоусов А.И., Пономарев Ю.К. Прочностные и упругодемпфирующие характеристики многослойного гофрированного демпфера водородного насоса // Труды I международной науч.-техн. конференции «Разработка, производство и эксплуатация turbo-, электронасосных агрегатов и систем на их основе». Воронеж: ООО РИФ «Кварта», 2001. С. 272-279.

14. Проничев Ю.Н., Пономарев Ю.К. Опыт борьбы с шумом и вибрацией, генерируемых полировальными станками типа Ш-15 // Международный научно-технический форум, посвященный 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ. Сборник трудов в 3 томах. Том 2. «Международная научно-техническая конференция с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин». Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2012. С. 126–127.

Информация об авторе

Пономарёв Юрий Константинович, доктор технических наук, профессор кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследователь-

ский университет). E-mail: ponomarev-ssau@yandex.ru. Область научных интересов: теория и практика виброзащиты, математическое моделирование гистерезисных систем, конструкционное демпфирование.

RESEARCH OF REPEATABILITY OF CHARACTERISTICS OF MULTILAYERED CORRUGATED DAMPERS OF AIRCRAFT AND ROCKET ENGINES USING THE MONTE - CARLO METHOD

© 2015 Yu. K. Ponomaryov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The purpose of the work is to analyze the repeatability of elastic damping properties of multilayered corrugated supports of aircraft and rocket engines in the conditions of out-of-tolerance production of component parts in mass production. The research is carried out by the calculation Monte-Carlo method with the use of ex-

perimentally confirmed laws of distribution of tolerances on the production of parts constituting the structure of a support. A mathematical model of virtual mass production of supports with multilayered corrugated dampers, a mathematical model of uniaxial static loading of a support, and, on their basis, a model of elastic hysteresis characteristics spread have been developed. Fields of dispersion of characteristics of supports have been investigated for different parameters of accuracy of production of the parts influencing the above characteristics. It has been found that statistical laws of distribution of elastic friction characteristics of multilayered dampers in supports are not subject to the normal law. The most probable values of these characteristics are 20-30% less than the arithmetic mean values calculated for the whole amount of sampling. The calculations showed that in common production practice of combination of tolerances on the production of damper component parts in mass production the variation of their characteristics is not unconsiderable, which results in the need of selection of parts with the required characteristics.

Aircraft engines, structural damping, multilayered support, energy dispersion, hysteresis, rigidity of support, vibroprotection, stability of characteristics.

References

1. Glasserman P. Monte Carlo methods in financial engineering. New York: Springer, 2004. 596 p.
2. Ivanov A.V., Sankov V.A., Smekalin O.P., Chipizubov A.V. Estimation of the Recurrence Period of Strong Earthquakes in Zones of the Main Sayan and Tunka Faults according to the Data of Radiocarbon Dating and Statistical Analysis. *Seismic Instruments*. 2010. V. 46, Iss. 4. P. 363-371. doi.org/10.3103/s0747923910040067
3. Metropolis N., Ulam S. The Monte Carlo Method. *Journal of the American Statistical Association*. 2012. V. 44, Iss. 247. P. 335-341. doi: 10.1080 / 01621459.1949.10483310
4. Zubarev Yu.M., Kosarevsky S.V. Error propagation by Monte-Carlo method to analyse calculation uncertainty of correspondence to positional tolerance. *Tekhnologiya Mashinostroeniya*. 2009. No. 9. P. 42-45. (In Russ.)
5. Ermakov V.V., Kozłowski V.N. Predicting the stability of the technical characteristics of the starter-generator device at the design stage. *Electronics and electrical equipment of transport*. 2009. No. 1. P. 40-42. (In Russ.)
6. Vinokurov G.G., Plotnikova T.N. Development of the Monte-Carlo method for the description of formation of structure of powder materials and Coverings. *Basic Problems of Material Science*. 2007. V. 4, no. 3. P. 21-25. (In Russ.)
7. Hoang Dyk Tuan, Hermann G.W. Simulation of ship power plant load on the basis of various distribution laws. *Morskoy Vestnik*. 2009. No. 2. P. 55-57. (In Russ.)
8. Peralta-Babizas J.L., Torres-Torriti M., Guarini-Hermann M. A comparison of Bayesian prediction techniques for mobile robot trajectory tracking. *Robotica*. 2008. V. 26, Iss. 05. P. 571-585. doi.org/10.1017/s0263574708004153
9. Sai Preeti G., Vijay Kumar V., Sastry V.S.S., Murthy K.P.N. Monte Carlo study of radial and axial ordering in cylindrical films of liquid crystal. *Computational Materials Science*. 2008. V. 44, Iss. 1. P.180-184. doi.org/10.1016/j.commatsci.2008.01.036
10. Munkel C., Heermann D.W. The folding transitions of polymerized membranes. Heidelberg, 1994. 8 p.
11. Belousov A.I., Ponomarev Yu.K., Pronichev Yu.N., Krypayev D.G. Theory of an annular corrugated damper in the vibrator precession motion. *Russian Aeronautics*. 2009. V. 52, Iss. 2. P. 201-207. doi.org/10.3103/s1068799809020111
12. Zrelov V.A., Kartashov G.G. *Dvigateli «NK» [NK engines]*. Samara: Samarskiy dom pechati Publ., 1999. 288 p.
13. Belousov A.I., Ponomarev Yu.K. Prochnostnye i uprugodempfiruyushchie kharakteristiki mnogoslownogo gofrirovannogo dempfera vodorodnogo nasosa. *Trudy I mezhdunarodnoy nauch.-tekhn. konferentsii «Razrabotka, proizvodstvo i ekspluatatsiya turbo-, elektronasosnykh agregatov i sistem*

na ikh osnove». Voronezh: Kvarita Publ., 2001. P. 272-279. (In Russ.)

14. Pronichev Yu.N., Ponomarev Yu.K. Practical experience of controlling noise and vibration generated by polishing machines of the SH-15 type. *International scientific and technical forum devoted to the 100th anniversary of JSC Kuznetsov and the 70th anniversary*

of SSAU. Collection of papers in 3 volumes. Volume 2. The international scientific and technical conference with the participation of young scientists «Dynamics and vibroacoustics of machines». Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2012. P. 126-127. (In Russ.)

About the Author

Ponomaryov Yury Konstantinovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Engine Design, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: [ponomarev-](mailto:ponomarev-ssau@yandex.ru)

ssau@yandex.ru. Area of Research: theory and practice of vibroprotection, mathematical modeling of hysteresis systems, structural damping.

УДК 621.452.3

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТОРЦОВЫХ ИМПУЛЬСНЫХ УПЛОТНЕНИЙ СО СТРУКТУРАМИ ОБРАТНОГО НАГНЕТЕНИЯ

© 2015 А. С. Виноградов¹, Р. Р. Бадыков¹, Д. В. Анохин²¹Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)²Открытое акционерное общество «Кузнецов»

В статье рассматриваются характеристики торцовых импульсных уплотнений, анализируется их рабочий процесс и оцениваются параметры работоспособности уплотнения. Приводится опыт исследования уплотнений ведущими предприятиями и институтами. Проведены экспериментальные исследования на воде с измерением утечек и момента трения при различных перепадах давления рабочей среды, частотах вращения ротора и усилиях пружин. Также проведены расчётные исследования для случая, когда в качестве рабочей среды уплотнения рассматривался воздух. Было произведено сравнение зависимостей момента трения от частоты вращения ротора для уплотнений с различным взаимным расположением структур обратного нагнетания (на одном кольце, на разных кольцах) на основе экспериментальных данных Штуттгартского университета. Проанализировано изменение величины давления в структуре обратного нагнетания для случаев: удалённых структур, совпадения структур, близкого расположения структур. Для оценки надёжности импульсного уплотнения проведена серия испытаний, в результате которых получены экспериментальные зависимости момента трения при различных частотах вращения, перепадах давления и усилиях пружин. Установлено, что оптимальное значение усилия пружин является необходимым условием, обеспечивающим требуемые характеристики уплотнения.

Импульсное уплотнение, пара трения, структура обратного нагнетания, момент трения.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-365-374

Введение

Одним из главных параметров, определяющих совершенство авиационного двигателя или другой энергетической установки, является величина КПД, которая, в свою очередь, в значительной степени определяется совершенством конструкций применяемых уплотнений. С другой стороны, торцовое уплотнение должно обладать значительной величиной ресурса.

Этим противоречивым требованиям удовлетворяют уплотнения, сочетающие газостатические и газодинамические эффекты, которые создаются с помощью специально профилированных камер на торцовой поверхности уплотнительного кольца. Такими камерами могут быть камеры Рэлея, спиральные канавки, микроклинья и т.д. В книге [1] В.А. Марцинковским описано высокоэффективное торцовое уплотнение с импульсным уравновешиванием. В обычных гидростатических уплотнениях для увеличения жёсткости приходится делать капиллярные внутренние дроссели, характеристики которых не обладают требуемой стабильно-

стью из-за эрозионного изнашивания или засорения. Изменение характеристик дросселей в процессе эксплуатации может привести к потере уплотнением статической или динамической устойчивости, особенно в условиях, когда уплотняемое давление изменяется в широком диапазоне. При работе в установившемся режиме в малых зазорах вторичных уплотнений происходит залипание, затрудняющее осевые перемещения подвижного элемента и снижающее его чувствительность к регулирующему воздействию. Наконец, характеристики гидростатических уплотнений не зависят от частоты вращения ротора, что ухудшает температурный режим на повышенных частотах и требует дополнительных стояночных уплотнений, чтобы исключить утечки во временно остановленных машинах.

Некоторые из перечисленных недостатков устранены в уплотнениях, использующих динамический эффект (например, уплотнения со спиральными канавками). Такие уплотнения обладают большей жёсткостью, зависящей от частоты вращения ротора. Однако профилирование торцо-

вых поверхностей таких уплотнений является сложной операцией [1], трудоёмкость которой возрастает от того, что уплотняющие пары нужно изготавливать из твёрдосплавных материалов, трудно поддающихся обработке.

Компромиссным вариантом, сочетающим преимущества обоих рассмот-

ренных типов уплотнений, являются импульсные уплотнения, в которых увеличение жёсткости достигается за счёт дискретных импульсов давления, создаваемых в момент сообщения питающих камер 1 со структурами обратного нагнетания 2 (рис. 1).

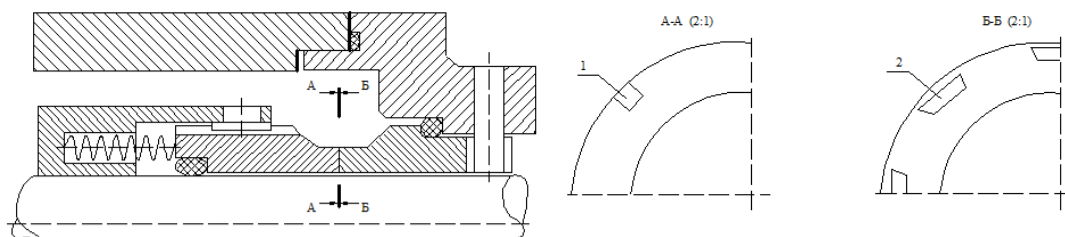


Рис. 1. Схема исследуемого уплотнения

Саморегулирование торцового зазора обусловлено в данном случае зависимостью величины импульсов от величины зазора и частоты вращения ротора.

1. Рабочий процесс импульсного уплотнения

На рис. 1 подводящие структуры 1 соединяются с полостью высокого давления и при вращении в моменты сообщения их с замкнутыми структурами 2. В последних давление временно возрастает, превышая давление в уплотняемой полости. Газ (или жидкость), попадающий в зазор, под действием образовавшегося перепада давления возвращается обратно. Таким образом, при работе в зазоре образуется плёнка рабочего тела, обладающая достаточной жёсткостью, чтобы предотвратить поверхности от контакта. Осреднённое давление в возвращающей структуре тем больше, чем меньше торцовый зазор и чем больше частота вращения ротора. Увеличение зазора приводит к уменьшению осреднённого давления в структурах и нарушению баланса сил, действующих на уплотнительное кольцо. В результате этого торцовый зазор уменьшается и осреднённое давление возрастает до тех пор, пока не восстановится равновесие действующих сил. Когда ротор не вращается, давление сохраняется лишь в тех структурах, которые совпали с подводящими каналами; раскрывающее

усилие в этом случае мало и уплотнение закрывается, выполняя тем самым функции стояночного уплотнения.

2. Анализ опыта исследования и применения импульсных уплотнений

Импульсные уплотнения рассматриваются в качестве одного из перспективных типов уплотнений. В работе [2] описывается опыт разработки импульсного уплотнения для турбонасосного агрегата (ТНА) жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) специалистами Научно-производственного объединения (НПО) «ЭНЕРГОМАШ» (г. Химки). В качестве штатного уплотнения вала между газовой турбиной и насосом окислителя применяется стояночное торцовое уплотнение. В процессе разгона ротора ТНА происходит повышение перепада давления на уплотнении, торцовая пара раскрывается. При этом торцовый зазор на номинальном режиме работы турбонасоса составляет величину 2...3 мм, а утечка криогенного окислителя из полости насоса в турбину достигает 9...10 л/с. С ростом величины утечки снижается расход генераторного газа и КПД турбины. Уменьшение величины утечки через уплотнение позволит повысить надёжность всего ТНА. Для этого было предложено импульсное уплотнение. Схема уплотнения показана на рис. 2.

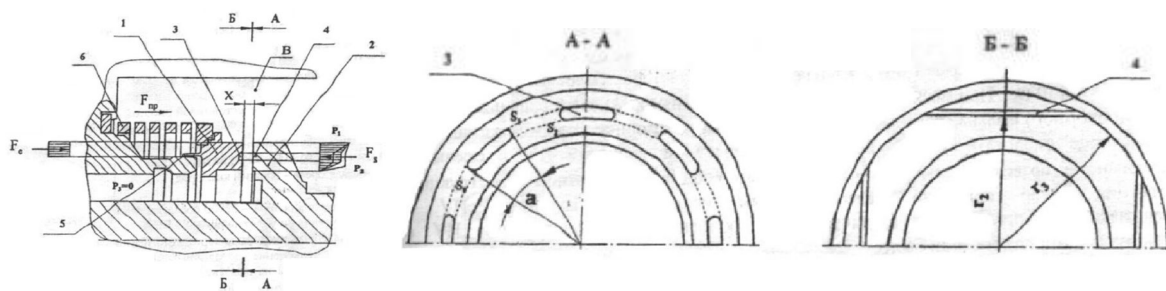


Рис. 2. Схема импульсного уплотнения ТНА ЖРД разработки НПО «ЭНЕРГОМАШ»

Основными элементами уплотнения являются невращающееся аксиально-подвижное кольцо 1 и вращающееся вместе с валом опорное кольцо 2. На рабочем пояске кольца 1 выполнены замкнутые камеры 3, а на торце вращающегося кольца 2 – подводящие каналы 4, открытые в сторону уплотняемой полости В. В качестве вторичного уплотнения для герметизации криогенной рабочей среды применён металлический элемент 5, выполненный зацело с аксиально-подвижным кольцом 1. Такая конструкция уплотнительного кольца 1 в сочетании с прорезной пружиной 6 позволила сократить количество деталей до минимума.

Проведённый комплекс исследований подтвердил работоспособность такого типа уплотнений при частоте вращения $n = 8400 \dots 27000$ об/мин и перепаде давления $p = 0,8 \dots 12,2$ МПа. Утечка жидкого кислорода при диаметре вала 65 мм, $n = 27000$ об/мин, $p = 4,0$ МПа составила величину менее 100 г/с.

Исследованиями импульсных уплотнений занимаются также специалисты Балтийского государственного технического университета (г. Санкт-Петербург). Схема уплотнения для ТНА ЖРД, описанного в работах [3, 4], приведена на рис. 3.

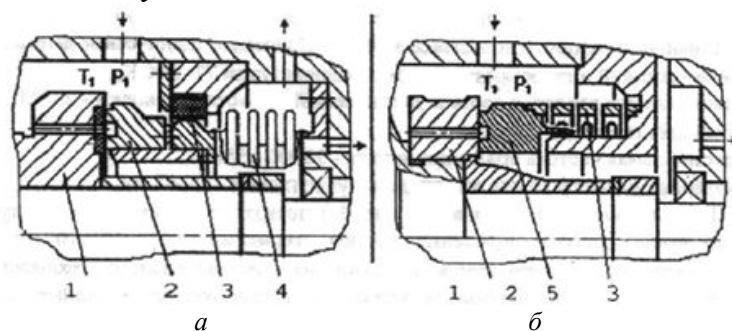


Рис. 3. Схема уплотнения ТНА ЖРД с использованием сальфона (а) и манжеты (б)

Узел уплотнения состоит из вращающегося кольца 1, установленного на упругой втулке 4, и неподвижного кольца 2 с упругим элементом 3. Объектами исследования были два варианта конструкции уплотнения, которые отличались исполнением вторичного уплотнения. Первой исследовалась конструкция с сальфоном 3 (рис. 3, а), в которой за счёт изменения давления в полости над сальфоном происходит изменение баланса сил, что позволило регулировать в допустимом диапазоне изменение торцевого зазора уплотнения. Во втором варианте конструкции в качестве вторичного уплотнения использовалась металлическая

манжета, выполненная как одно целое с вращающимся кольцом (рис. 3, б). Исследование работоспособности проводилось для жидкого и газообразного азота при $p = 2,0$ МПа, $n = 30000$ об/мин, наружном диаметре уплотнительных колец 35...65 мм, глубине камер 0,7 мм. Величина утечек составила величину 2...4 г/с [5].

Анализ литературы [6 - 8] показывает, что интенсивные исследования работоспособности импульсных уплотнений различного назначения проводятся и за рубежом.

Периодические изменения давления в импульсных уплотнениях могут повлечь за собой волновые процессы в системе,

что может влиять на устойчивость работы всего уплотнения в целом. Так как рабочий зазор составлял значительную величину, то недостатком такого уплотнения являются высокие утечки рабочей среды. В последние годы в Штутгартском университете было создано малорасходное торцовое уплотнение со структурами обратного нагнетания глубиной несколько микрометров [8]. В данном уплотнении замкнутые камеры определённой формы, обеспечивающие обратное нагнетание утечек в уплотняемую полость, и подводящие каналы выполняются на одном кольце. В процессе сотрудничества учёных Штутгартского университета и Самарского государственного аэрокосмического университета возникла идея объединить преимущества этих двух типов уплотнений и оценить работоспособность нового уплотнения при работе на жидкости и газе. Схема функционирования уплотнения описана ниже. Были проведены экспериментальные исследования на воде с измерением утечек и момента трения при различных перепадах давления рабочей среды, частоты вращения ротора и усилий пружин. Кроме того, были проведены расчётные исследования для случая, когда в качестве рабочей среды уплотнения рассматривался воздух.

Экспериментальные данные, позволяющие сравнить уплотнения, в которых подводящие структуры и структуры обратного нагнетания расположены либо на одном кольце, либо на разных кольцах, приведены на рис. 4.

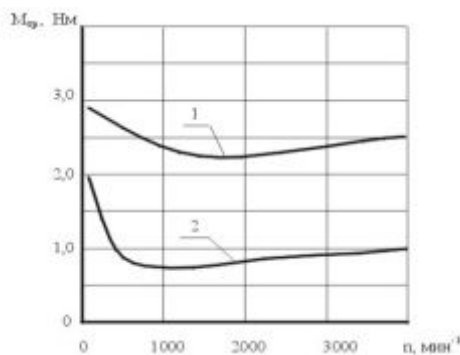


Рис. 4. Зависимость момента трения от частоты вращения ротора для уплотнений с различным взаимным расположением структур: 1 – структуры расположены на одном кольце; 2 – структуры расположены на разных кольцах

В первом случае момент трения в несколько раз превышает величину момента для второго случая во всём исследуемом диапазоне частот вращения ротора. Это означает, что пара трения, в которой канавки выполнены только на одном из колец, работает с меньшими величинами зазора, с повышенным тепловыделением и, как следствие, с повышенным уровнем деформаций. Строго говоря, такое уплотнение уже не может рассматриваться как бесконтактное и структуры (как подводящие, так и отводящие) осуществляют подвод смазки в зону трения, но не способны обеспечить создание гарантированного зазора для всех режимов работы. Результаты эксперимента показывают, что хотя уплотнение первого типа более герметично даже в отсутствие вращения, тем не менее, оно значительно уступает второму типу по ресурсу.

3. Расчётное исследование изменения величины давления

В традиционных импульсных уплотнениях [1-4] вследствие значительной глубины камер давление по площади камеры практически не изменяется. В исследуемых же уплотнениях глубина камер сравнима с величиной зазора, поэтому это допущение неприменимо. Для анализа изменения величины давления в структуре обратного нагнетания был проведён ряд расчётов с помощью программного комплекса FLUENT. Схема исследуемого в данной работе уплотнения показана на рис. 1. Распределение давления в зазоре в относительных величинах для случая совпадения структур показано на рис. 5.

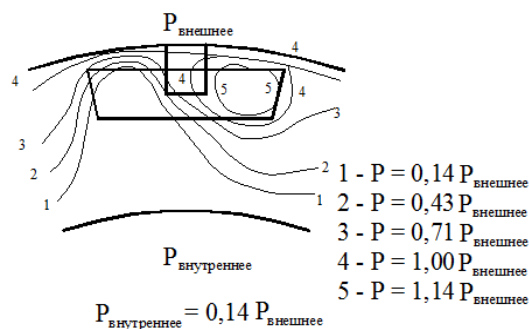


Рис. 5. Распределение давления для случая совпадения структур

Было проведено расчётное исследование влияния взаимного положения канавок на распределение давления по площади щели. Исследование проводилось для двух различных сред: воды и воздуха. Эпюры распределений давления на дуге окружности, проходящей через центр отводящих структур, показаны на рис. 6. Если в качестве рабочего тела рассматривается воздух, давление в отводящих структурах увеличивается только в тот

момент времени, когда оно сообщается с подводящей структурой. И даже в этом случае в центре структуры давление не достигает величины уплотняемого давления (в диапазоне рассматриваемых перепадов давлений от 0.1 до 2.0 МПа).

Результаты расчёта распределения давления методом конечных элементов для случаев, когда в качестве уплотняемой среды рассматриваются воздух или вода, приведены на рис. 7.

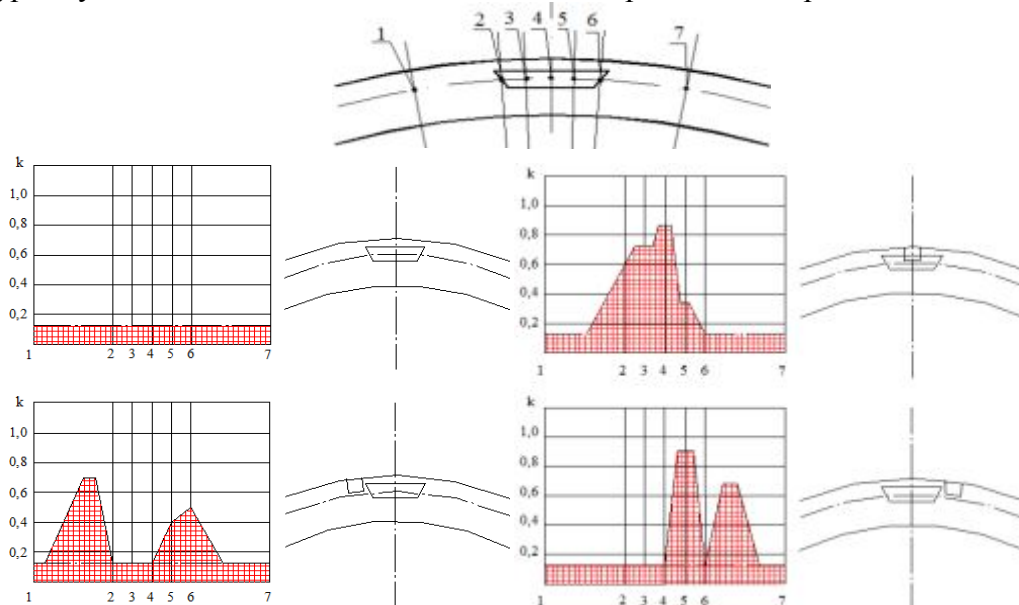


Рис. 6. Схема расположения расчётных точек и эпюры распределения давления в зазоре, определённые для дуги окружности, проходящей через центр отводящих структур (воздух)

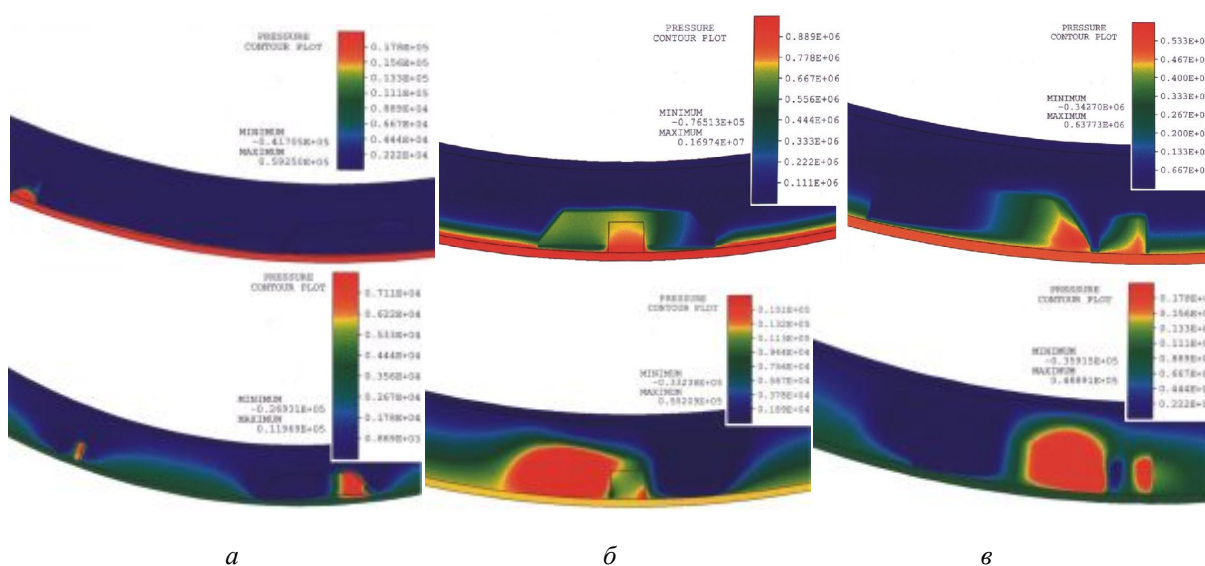


Рис. 7. Распределения давления для воздуха (сверху) и воды (снизу) в случае удалённых структур (а), в случае совпадения структур (б) и для близкого расположения структур (в)

Проведённые расчётные исследования пары трения, использующей в качестве рабочего тела воду, показали, что для исследуемых условий такое уплотнение вполне работоспособно. Даже в случае удалённых канавок средняя величина давления в отводящей структуре на среднем радиусе близка к величине уплотняемого давления. Это означает, что между уплотнительными кольцами существует гарантированный зазор. В случае же совпадения структур отчётливо видны две образовавшиеся зоны повышенного и пониженного давления. Вместе с тем следует отметить, что рассматриваемый тип уплотнения имеет один серьёзный недостаток при работе с жидкими средами: в зонах с пониженным давлением возможно появление кавитации, сопровождающееся нестабильной работой всего уплотнения.

Чтобы избежать подобного явления, следует выбирать геометрию структур таким образом, чтобы свести размеры зон пониженного давления к минимуму, не нарушая при этом заданного ограничения по герметичности.

4. Экспериментальные исследования работоспособности уплотнения

Для оценки надёжности импульсного уплотнения была проведена серия испытаний, в результате которой были получены экспериментальные зависимости момента трения при различных частотах вращения, перепадах давления и усилиях пружин. Величина уплотнительного зазора оценивалась косвенно, по величине момента трения. Установлено, что минимальный зазор сохраняется при всех рабочих значениях частот вращения (работа осуществляется без контакта). С увеличением усилия пружин происходит снижение величины зазора. Таким образом, анализируя полученные зависимости, можно выбрать то необходимое усилие, которое бы обеспечивало требуемую герметичность и устойчивость работы уплотнения. Не менее важной характеристикой является величина несущей способности, т.е. усилия, раскрывающего стык (рис. 8).

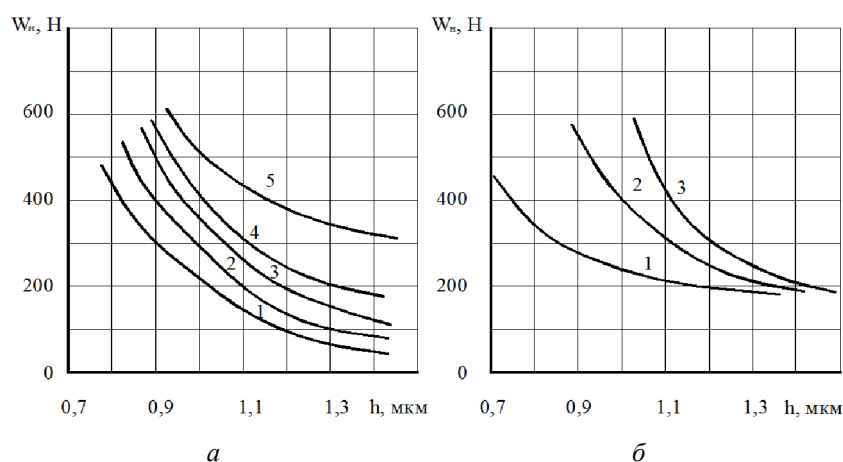


Рис. 8. Зависимость несущей способности от величины уплотняющего зазора при постоянной частоте вращения и переменных перепадах давления (а) и при постоянном перепаде давления и разных частотах вращения (б)

Зависимость несущей способности от величины уплотняющего зазора показана при постоянной частоте вращения 3000 об/мин и переменных перепадах давления (1–1,0 МПа, 2–0,5 МПа, 3–0,3 МПа, 4–0,2 МПа, 5–0,1 МПа) (рис. 8, а) и при постоянном перепаде давления 0,5 МПа и разных частотах вращения (1–2000 об/мин, 2–3000 об/мин, 3–4000 об/мин) (рис. 8, б). При этом сумма действующих внешних сил (сил давления и усилия пружин)

равна несущей способности смазочного слоя.

Проводилось экспериментальное исследование влияния количества подводящих структур на герметичность уплотнения (рис. 9). Здесь сравнивались две пары трения при одинаковых геометрических размерах, усилия пружин ($F_{\text{пр}}=0.2 \text{ Н/мм}^2$) числе отводящих структур ($n=12$), но изготовленных из разных материалов: одна пара трения имела оба кольца, изготов-

ленные из карбида кремния, в другой невращающееся кольцо было выполнено из графита, а вращающееся – из карбида

кремния, и имеющих разное число подводящих структур: в первом случае их число равнялось восьми, а во втором – четырём.

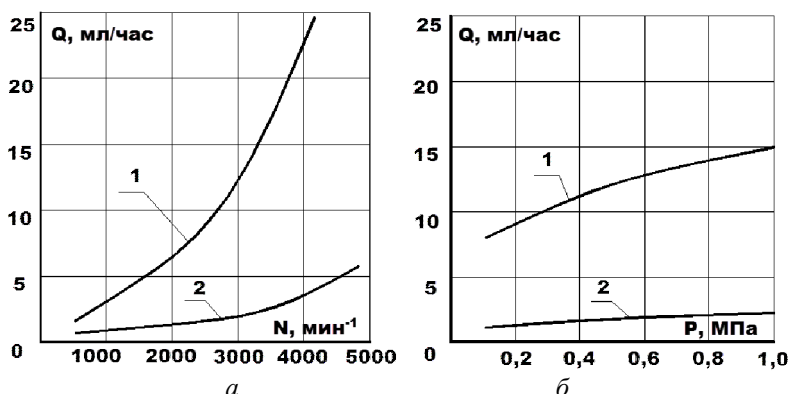


Рис. 9. Сравнение двух пар трения, проведённое для случаев при постоянном уплотняемом давлении $P=0.5$ МПа и разных частотах вращения ротора (а) и при постоянной частоте вращения ротора 4000 мин^{-1} и различном уплотняемом давлении (б)

Несмотря на то, что большее число подводящих структур должно было способствовать большим утечкам вследствие большей величины зазора, расход во втором случае был в несколько раз меньше. Это может быть объяснено только влиянием деформации кольца, имеющего меньшую жёсткость поперечного сечения. Важно учитывать истинную форму зазора при проектировании, без чего все проекторочные расчёты не могут быть признаны правильными.

Как уже отмечалось, в традиционных импульсных уплотнениях глубина структур составляет несколько миллиметров (или доли миллиметра) и поэтому форма этих структур не оказывает влияния на работу уплотнения и ей можно пренебречь. В исследуемых уплотнениях это допущение не действует. Результаты эксперимента, приведённые на рис. 10, в которых исследовались почти идентичные пары трения, убедительно свидетельствуют в пользу выдвинутого утверждения. Разница между парами трения заключалась только в том, что в первом случае отводящие структуры имели постоянную глубину 2 мкм, а во втором глубина изменялась от 1 до 5 мкм, постепенно уменьшаясь в направлении к внешнему радиусу.

Во всём исследуемом диапазоне перепадов давления утечки в первом случае были на 30 – 40% больше, чем во втором. Таким образом, при проектировании импульсного торцевого уплотнения следует

уделять внимание выбору формы и размеров как подводящих, так и отводящих структур.

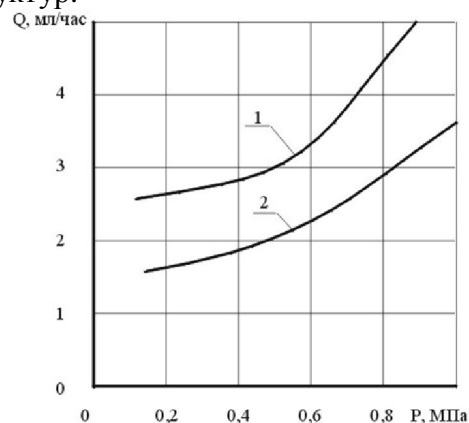


Рис. 10. Сравнение двух пар трения с различной конфигурацией структур обратного нагнетания

На рис. 11 представлено экспериментальное исследование пары трения, имеющей 4 подводящих структуры и 12 отводящих структур. Стационарное кольцо выполнено из графита, а вращающееся – из карбида кремния. Целью исследования являлось определение степени влияния усилия пружин на герметичность уплотнения. Усилие пружин изменялось от 0,2 до 2,0 Н/мм^2 . При малом усилии пружин ($F_{\text{пр}}=0,2 \text{ Н/мм}^2$) уровень утечек значительно превышал значения, соответствующие усилиям пружин, находящимся в диапазоне от 0,5 до 2,0 Н/мм^2 . Несущая способность превысила нагружающую силу и уплотнительный зазор имел повышенное нерасчётное значение. Напротив,

в случаях высоких значений усилий пружин ($1,0 - 2,0 \text{ Н/мм}^2$) уплотнение пропускало настолько незначительные утечки,

что можно предположить обратное нарушение баланса и контакт между двумя уплотнительными кольцами.

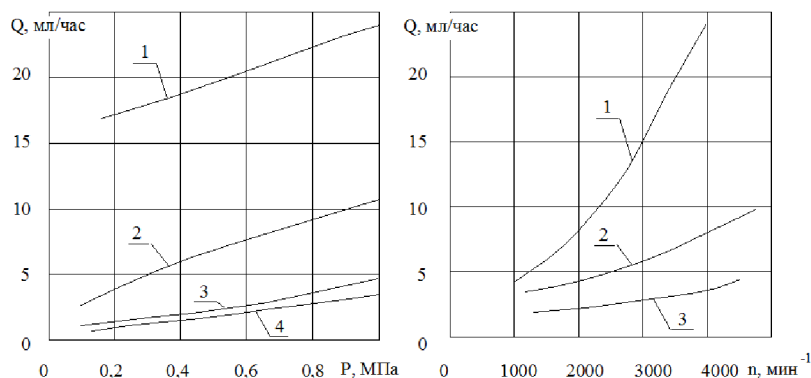


Рис. 11. Результаты испытаний пары трения для различных усилий пружин: 1 – $0,2 \text{ Н/мм}^2$, 2 – $0,5 \text{ Н/мм}^2$, 3 – $1,0 \text{ Н/мм}^2$, 4 – $2,0 \text{ Н/мм}^2$, проведённых при условии постоянной частоты вращения 4000 мин^{-1} , различных перепадах давления (а), постоянном перепаде давления $0,5 \text{ МПа}$ и различных частотах вращения (б)

Установлено, что выбор оптимального значения для усилия пружин является необходимым условием, обеспечивающим требуемые характеристики уплотнения.

В результате проведённой работы было показано, что импульсное торцовое уплотнение со структурами обратного нагнетания в достаточной мере обладает герметичностью, устойчивостью и надёжностью, что делает его перспективным для промышленного применения и дальнейших исследований.

Выводы

1. В результате теоретических и экспериментальных исследований торцовых импульсных уплотнений доказана их работоспособность в жидкой и газообразной средах при величине камер в несколько микрометров. При рассматриваемых перепадах давления от $0,1$ до $2,0 \text{ МПа}$ для уплотнения, работающего на воздухе, расчётным путём была доказана возмож-

ность появления контакта уплотнительных поверхностей, появляющегося вследствие сжимаемости уплотняемой среды. Уплотнения, работающие на воде, при данных расчётных условиях будут работать с гарантированным зазором.

2. Проведённые эксперименты с торцовыми импульсными уплотнениями позволили сформулировать ряд рекомендаций по выбору конструкции уплотнительных колец, в частности, по количеству камер, их расположению и конфигурации. Была обоснована необходимость обязательного учёта деформаций при проектировании уплотнений.

3. В результате экспериментальных исследований было установлено влияние глубины и формы газодинамических структур на герметичность импульсного уплотнения. Величина расхода через уплотнение с постоянной глубиной структуры 2 мкм была на 40% больше величины расхода через уплотнение, имеющее переменную глубину структур.

Библиографический список

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.

2. Громыко Б.М., Колпаков А.В., Чернов А.Е. Опыт разработки импульсных

торцовых уплотнений для быстроходных турбонасосов // Труды IX международной научно-технической конференции «Герметичность, вибронадёжность и экологическая безопасность насосного и компрес-

сорного оборудования». Т. 1. Сумы: СумГУ, 1999. С. 151-159.

3. Герасимов А.А., Пономарёв Ю.Н., Иванов Р.Г., Громыко Б.М. Экспериментальные исследования импульсного торцового уплотнения в криогенной среде // Труды IX международной научно-технической конференции «Герметичность, виброндёжность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования». Т. 1. Сумы: СумГУ, 1999. С. 207-212.

4. Герасимов А.А., Пономарёв Ю.Н., Иванов Р.Г., Валюхов С.Г., Наугольнов В.П. Принципы проектирования импульсного торцового уплотнения // Труды IX международной научно-технической конференции «Герметичность, виброндёжность и экологическая безопасность на-

сосного и компрессорного оборудования». Т. 1. Сумы: СумГУ, 1999. С. 213-222.

5. Фалалеев С.В., Виноградов А.С. Создание работоспособных в условиях деформаций торцовых уплотнений // Труды VIII Международной научно-технической конференции «НАСОСЫ-96». Т. 2. Сумы: ИПП «Мрія» ЛТД, 1996. С. 53-60.

6. Mueller H.K., Nau B.S. Fluid sealing technology. New York: Marcel Dekker Inc., 1998. 485 p.

7. Gas lubricated Mechanical Seals. Feodor Burgmann GmbH (Germany), 1997. 75 p.

8. Mueller H.K., Schefzik C., Wallace N., Evans J. Laserfase sealing technology: analysis and application // 15th International conference on Fluid Sealing. 1997. Iss. 26. P. 13-26.

Информация об авторах

Виноградов Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей, надёжность машин.

Бадыков Ренат Раисович, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей.

Анохин Денис Вячеславович, инженер-конструктор, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара. Область научных интересов: конструкция авиационных двигателей.

RESEARCH OF SERVICEABILITY OF PULSED FACE SEALS WITH PUMPBACK STRUCTURES

© 2015 A. S. Vinogradov¹, R. R. Badykov¹, D. V. Anokhin²

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²Joint-Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation

The article discusses characteristics of pulsed face seals, analyzes their work process, and investigates the parameters of seal working efficiency. The experience of investigating seals by leading companies and institutions is presented. Experimental studies on the measurement of water leaks and the frictional torque at various pressure differentials, rotor speed and spring rates have been conducted. Computational research for the case of air used as the seal working fluid has also been carried out. The dependences of the frictional moment on the rotor speed for seals with different mutual arrangement of pumpback structures have been compared on the basis of the experimental data provided by Stuttgart university. The change of pressure in a pumpback structure is analyzed for the following cases: remote structures, coincidence of structures, proximity of structures. A series of

tests has been carried out to estimate the reliability of a pulsed seal. The test results are used for the investigation of experimental frictional torque dependences at different rotation speeds, pressure differentials and spring rates. It has been established that the optimum value of the spring rate is a prerequisite for ensuring the required sealing characteristics.

Pulsed face seal, friction pair, pumpback structure, frictional torque.

References

1. Martsinkovsky V.A. *Beskontaktnye uplotneniya rotornykh mashin* [Contactless seals of rotary machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 200 p.
2. Gromyko B.M., Kolpakov A.V., Chernov A.E. Experience in the development of pulse face seals for high-speed turbopumps. *Proceedings of IX International Scientific Conference «Tightness, vibro-reliability and environmental safety of pump and compressor equipment»*. V. 1. Sumy: Sumy State University Publ., 1999. P. 151-159. (In Russ.)
3. Gerasimov A.A., Ponomarev Y.N., Ivanov R.G., Gromyko B.M. Experimental investigations of pulsed mechanical seal in a cryogenic environment. *Proceedings of IX International Scientific Conference «Tightness, vibro-reliability and environmental safety of pump and compressor equipment»*. V. 1. Sumy: Sumy State University Publ., 1999. P. 207-212. (In Russ.)
4. Gerasimov A.A., Ponomarev Y.N., Ivanov R.G., Valyuh S.G., Naugolnykh V.P. The principles of pulse mechanical seal designing. *Proceedings of IX International Scientific Conference «Tightness, vibro-reliability and environmental safety of pump and compressor equipment»*. V. 1. Sumy: Sumy State University Publ., 1999. P. 213-222. (In Russ.)
5. Falaleev S.V., Vinogradov A.S. Creating a reliable gas face seals under deformation. *Proceedings of the VIII International Scientific Conference «PUMP - 96»*. V. 2. Sumy: «Mriya» LTD Publ., 1996. P. 53-60. (In Russ.)
6. Mueller H.K., Nau B.S. Fluid sealing technology. New York: Marcel Dekker Inc., 1998. 485 p.
7. Gas lubricated Mechanical Seals. Feodor Burgmann GmbH (Germany), 1997. 75 p.
8. Mueller H.K., Schefzik C., Wallace N., Evans J. Laserface sealing technology: analysis and application. *15th International conference on Fluid Sealing*. 1997. Iss. 26. P. 13-26.

About the authors

Vinogradov Alexandr Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: fdla@ssau.ru. Area of Research: face seals, aircraft engine design, reliability of machines.

Badykov Renat Raisovich, engineer, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: renatbadykov@gmail.com. Area of Research: face seals, aircraft engine design.

Anokhin Denis Vjacheslavovich, design engineer, «Kuznetsov» open joint-stock company, Samara, Russian Federation. Area of Research: aircraft engine design.

УДК 621.822.1 + 621.431.75

АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ НАДЁЖНОСТИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2015 Е. Ф. Паровай¹, И. Д. Ибатуллин²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

²Самарский государственный технический университет

Эксплуатация подшипниковых и уплотнительных узлов газотурбинных двигателей связана с неблагоприятным явлением изнашивания рабочих поверхностей трущихся деталей. Режиму граничного трения, возникающему при пуске – останове и экстремальных режимах работы двигателя, свойственны высокие значения коэффициента трения и повреждение поверхностей в зонах касания пар трения. При этом происходит накопление повреждений, изнашивание и изменение геометрии поверхностей трения, что ведёт к ухудшению эксплуатационных свойств изделия и возникновению функционального отказа. При этом в подшипниках и уплотнениях роторов турбомашин требования к постоянству геометрии являются очень жёсткими, так как любое нежелательное изменение формы или размера рабочего зазора ведёт к снижению КПД узла и двигателя в целом. Помимо режима граничного трения эффективность работы подшипниковых и уплотнительных узлов снижают потери мощности на трения, повышающиеся при неоптимальном режиме работы узла, в том числе при неправильном выборе смазочного материала и режиме турбулентного течения в рабочем зазоре. Ряд данных проблем решается изменением формы рабочих поверхностей, использованием специальных материалов, перспективных покрытий, а также своевременным контролем чистоты используемой смазки.

Износ, покрытие, сегментный подшипник скольжения, требования надёжности, уплотнение.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-375-383

Введение

Выполнение постоянно ужесточающихся требований к характеристикам газотурбинных двигателей (ГТД) невозможно без обеспечения надёжной работы подшипниковых и уплотнительных узлов. Современные подшипники и уплотнения ГТД работают в схожих с точки зрения трибологии условиях:

- высокие скорости вращения;
- высокие температуры рабочего тела;
- режимы граничного и жидкостного трения, обуславливающие различные типы износа рабочих поверхностей.

Таким образом, требования надёжности данных узлов укрупнённо можно разделить на следующие:

1. Допустимый для назначенного ресурса износ (абразивный, эрозионный, коррозионный, кавитационный), имеющий место при жидкостном трении при работе на основных эксплуатационных режимах.

2. Работоспособность и допустимый

для назначенного ресурса контактный износ на режимах запуска и останова двигателя (на режиме граничного трения).

3. Сохранение работоспособности в экстремальных аварийных ситуациях при повышенных нагрузках, ограниченном маслоснабжении, расцентровке и т.д.

Эффективность узлов трения ГТД определяется их ресурсными характеристиками, экономичностью, технологичностью и функциональными возможностями. Основной тенденцией совершенствования данных узлов, в первую очередь, является снижение трения. Обеспечение высоких показателей эффективности в условиях выхода двигателестроения на более высокие скорости вращения роторов подразумевает решение задач надёжности при повышенных динамических нагрузках.

Анализ последних технических разработок в области уплотнительных систем и подшипниковых узлов позволил выделить главные направления их развития:

1. Поиск перспективных конструкторских и технологических решений.

2. Обеспечение гидродинамического режима смазки.

3. Применение радиально-торцовых контактных уплотнений (РТКУ) повышенной эффективности (герметичность, высокий ресурс).

4. Использование самоустанавливающихся сегментных подшипников скольжения как решение целого ряда проблем, связанных с эксплуатацией подшипников традиционных конструкций [1].

5. Комплексный подход к проектированию, при этом техническое решение перспективных высокоэффективных узлов трения должно включать выбор оптимальной конструкции, геометрических размеров, используемых материалов, рабочего тела (типа смазки), требований к качеству изготовления подшипника или

уплотнения и масляной / воздушной системы двигателя.

Повышение надёжности узлов трения

Изнашивание рабочих поверхностей подшипников и уплотнений происходит на всех режимах работы двигателя. На рис.1 показана схема развития функционального отказа, возникающего в процессе износа трущихся деталей. Данная схема позволяет сформировать комплекс мероприятий по повышению надёжности уплотнительных и подшипниковых узлов. Для повышения ресурсных характеристик подшипника и уплотнения требуется подавить активность процессов развития повреждаемости, указанных на схеме.



Рис. 1. Схема развития функционального отказа

Важно отметить, что чем выше процесс находится в цепочке развития повреждаемости, тем более эффективными являются мероприятия по управлению ресурсными характеристиками узла.

Режимы повышенных нагрузок

Запуск–останов двигателя характеризуется повышенными нагрузками на узлы трения при малой частоте вращения

ротора. Помимо запуска – останова экстремальные нагрузки на подшипники и уплотнения роторов ГТД возникают при выполнении самолётом фигур высшего пилотажа (военная авиация) и при возникновении нерасчётных режимов работы. При работе в таких условиях обеспечение запаса надёжности сводится к преодолению негативного влияния граничного трения, которому свойственны высокие значения коэффициента трения. Рост потерь на трение форсирует нагрев рабочих поверхностей, а затем и всего узла. Накопление повреждений, вызванных граничным трением, приводит к интенсивному изнашиванию контактирующих поверхностей.

Таким образом, можно выделить основные негативные последствия граничного трения в подшипниках и уплотнениях ГТД:

- повреждение поверхностей в зонах касания;
- повышенная скорость изнашивания поверхностей трения;
- повышенный фрикционный разогрев;
- загрязнение узла продуктами разложения смазочного масла.

Очевидно, что сокращение числа циклов запуска (останова и длительности экстремальных режимов) для эксплуатируемого ГТД в большинстве случаев невозможно. Таким образом, негативное влияние граничного трения в ГТД можно ослабить только за счёт конструктивно-технологических мер:

- подбор материалов;
- подбор покрытий;
- современные конструкторские решения.

В качестве примера перспективного конструкторского решения можно привести *сегментный гидродинамический подшипник*. Высокая несущая способность подшипника и оптимальная эпюра давлений достигаются за счёт наличия гибких вкладышей, либо вкладышей, закреплённых на подвижных шарнирах, что

позволяет им самоустанавливаться. Такой подшипник может функционировать при высоких частотах вращения, а высокая эффективность работы обеспечивается гидродинамическим слоем смазки.

Одним из эффективных конструктивных решений в области сегментных подшипников скольжения является расточка вкладышей в радиус вала, благодаря которой функционирование подшипника на режиме граничного трения может быть сведено к минимуму ввиду обеспечения практически мгновенного выхода на клин (всплытия вала) на режимах пуска – останова двигателя. В результате расточки вкладышей подшипника в радиус вала жидкостное трение реализуется сразу с началом вращения, поскольку в гидроклине сразу реализуется полноценная наполненная эпюра давлений. В традиционных подшипниках из-за различной кривизны поверхностей скольжения «выход на клин» происходит при условии возможности реализации гидроклина с толщиной $H_{\min} > 5 \dots 10$ мкм. В противном случае подшипник работает в режиме полужидкостного контактного трения, экстремальном для сохранения целостности подшипника – это определяет пониженную несущую способность традиционных подшипников скольжения. Схема работы и эпюры давлений при запуске (раскрутке) ротора для различных типов подшипников показаны на рис. 2.

Решение применить подшипник с ограниченным маслоснабжением (отсутствием «масляной ванны» / условием «сухого картера») является следствием постоянно повышающихся требований к экономичности, экологичности и многоцелевой эффективности ГТД. Масляное голодание характеризуется низкими значениями минимальной толщины рабочего зазора (до 10 мкм в зависимости от типа смазки) [2]. В этом случае для повышения ресурсных характеристик узла трения необходимо снизить влияние трибологических процессов, происходящих в двигателе, в особенности в период запуска и останова, а также на форсированных режи-

мах работы. Основным является вопрос о том, каким образом снизить негативное влияние граничного трения для условий недостаточного маслоснабжения узла трения (величин рабочего зазора – слоя смазки в несколько микрон).

Функциональная приработка рабочих поверхностей перспективных подшипников скольжения. Реальная несущая

способность («выход на клин») сегментных подшипников скольжения с расточкой вкладышей в радиус вала определяется погрешностями при изготовлении поверхностей скольжения, включающими несоответствие радиусов кривизны вкладышей и вала, погрешности формы и шероховатость поверхностей скольжения.

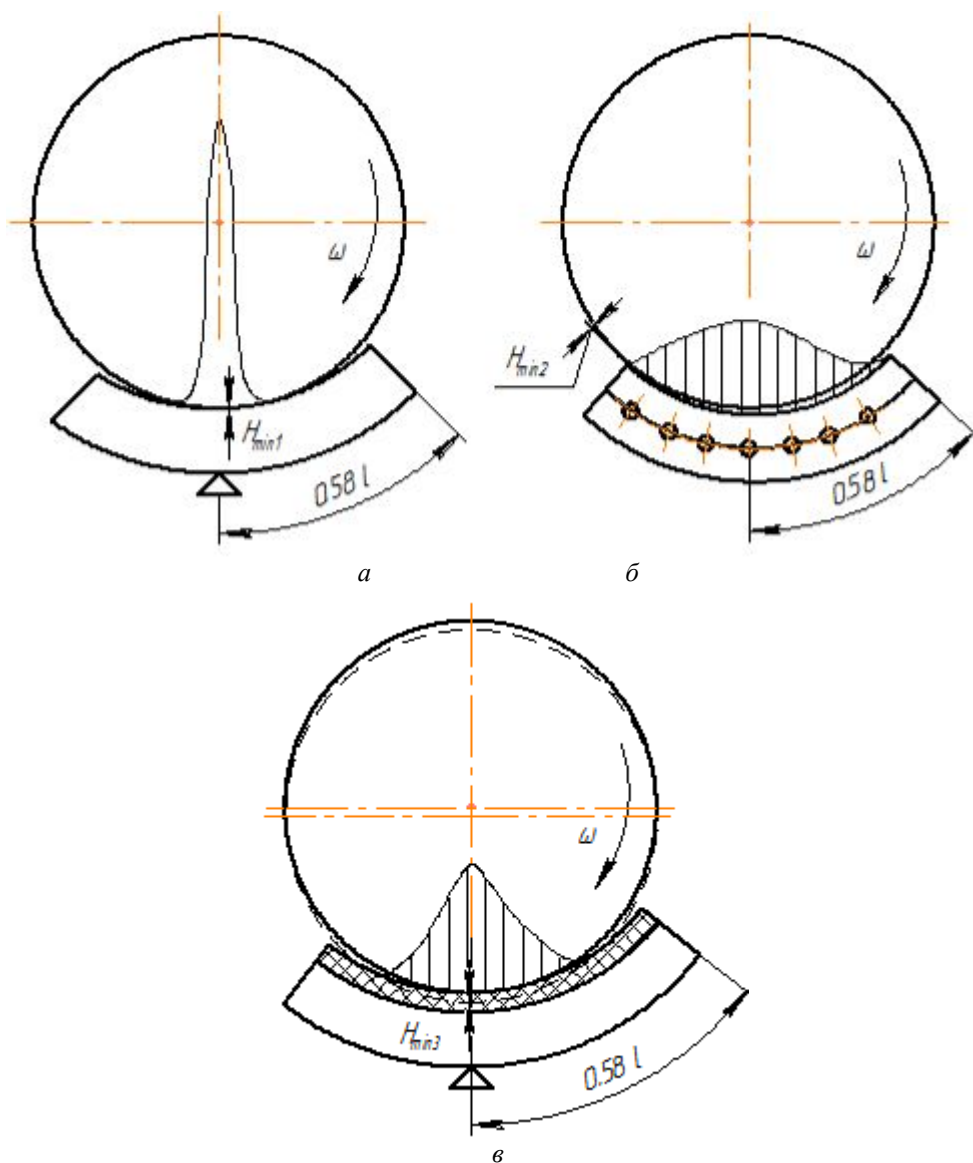


Рис. 2. Эпюры давлений при запуске для различных типов подшипников (точка крепления вкладыша к шарниру $0,58l$, где l – длина вкладыша) с аксиальной расточкой вкладышей (традиционный) (а), с расточкой вкладышей в радиус вала (б), эластогидродинамического подшипника (в)

В процессе эксплуатации таких подшипников происходит функциональная приработка поверхностей вкладышей к поверхности вала, в результате которой

«выход на клин» реализуется при толщинах гидроклина, измеряемых долями микрона. В таком подшипнике контактное трение поверхностей скольжения имеет

место только при самых низких окружных скоростях. Это снижает требования к антифрикционным свойствам материала поверхностей скольжения, что расширяет возможности использования материалов с другими высокими качествами (конструкционные, технологичные, эрозионно-стойкие).

В случае расточки рабочих поверхностей вкладышей подшипника в радиус вала (и обязательно при этом силовом замыкании рабочего зазора) переход на режим жидкостного трения происходит при минимальной величине рабочего зазора $H_{\min} \sim 1$ мкм и запас по несущей способности при назначенных выше значениях $|H_{\min}|$ оказывается более чем достаточным:

$$k = \frac{W_{\text{экстр}}}{W_{\text{ном}}} = \frac{|H_{\min}|^2}{(< 1 \text{ мкм})^2} > 100,$$

где k – запас по несущей способности подшипника; $W_{\text{экстр}}$ – несущая способность при экстремальных условиях работы подшипника; $W_{\text{ном}}$ – несущая способность при номинальном режиме работы. Для сравнения: в традиционных опорных сегментных подшипниках с жёстким шарнирным опиранием и аксиальной расточкой вкладышей значение $|H_{\min}| = 15$ мкм не является достаточным. Для своевременного выхода на режим жидкостного трения и обеспечения достаточного запаса несущей способности для таких подшипников оправданным представляется значение $|H_{\min}| = 30$ мкм.

Нормальные эксплуатационные режимы

При правильном проектировании подшипникового и уплотнительного узлов потери мощности на трение являются определяющими и приводят к потерям рабочего тела. Следствием неоправданно высоких потерь мощности на трение являются повышенный потребный расход масла / воздуха / газовой смеси и преждевременное старение (окисление) масла.

Вследствие излишнего трения возникает необходимость отвода тепла. Тепловые эффекты и шероховатость рабочих поверхностей значительно влияют на эксплуатационные характеристики пар трения. Важным является и обеспечение допустимого для назначенного ресурса износа, имеющего место при жидкостном трении (абразивный, эрозионный, коррозионный, кавитационный) при работе на основных режимах.

Конструктивные меры по снижению трения. Повышение эффективности работы подшипниковых и уплотнительных узлов может быть достигнуто за счёт текстурирования рабочих поверхностей, которое позволяет снизить трение, возникающее в контакте. Немецким исследователям Д. Брауну и К. Грейнеру удалось снизить трение в модельном подшипнике скольжения на 80 % путём текстурирования рабочих поверхностей (для некоторых скоростей скольжения, при оптимальном диаметре канавок, нанесённых на рабочую поверхность) [3]. Наличие микроуглублений на рабочих поверхностях ведёт к снижению трения, которое, в свою очередь, существенно зависит от температуры масла. В настоящее время текстурирование успешно применяется для повышения трибологических свойств РТКУ – на рабочие поверхности наносятся микроканавки специальной формы, способствующие существенному снижению трения в уплотнении.

Конструктивные меры по снижению трения в упорных подшипниках скольжения. Главным мероприятием, устраняющим саму причину контактного износа упорных подшипников скольжения, является повышение эффективности выравнивающего устройства, которое предназначено для устранения дополнительных нагрузок, возникающих во вкладышах подшипника в связи с взаимными перекосами несущих поверхностей. Однако в связи с невозможностью создания идеального выравнивающего устройства возникает необходимость повышения запаса несущей способности вкладышей.

Покрyтия. Если избежать граничного трения на высоких режимах невозможно, то сохранить работоспособность подшипника могут высокие антифрикционные свойства покрытий, такие как низкий коэффициент трения, высокая теплопроводность, термостойкость, контактная износостойкость. Таким комплексом свойств обладают, например, металлофторопластовые покрытия. Более того, их высокие антифрикционные свойства полезны при значительных динамических перекосах и нарушении маслоснабжения вкладышей, что особенно важно для условий «сухого картера» и в случае экстремальных ситуаций (отказ маслосистемы, ошибки при проектировании маслосистемы и самого подшипника). Высокими антифрикционными свойствами, плохой адгезией к загрязнениям и стабильной работой в условиях высоких температур обладают наноструктурированные беспористые хром-алмазные покрытия, например, градиентные антифрикционные антизадирные серебряно-алмазные покрытия. Серебро обладает низким коэффициентом трения, высокой теплопроводностью, обеспечивая качественное отведение тепла из зоны контакта, а также свойством самосмазываемости (твёрдая смазка) [4]. В качестве достойного аналога по самосмазываемости серебряным покрытиям служит специальный антифрикционный материал фирмы BELZONA.

Турбулентность и кавитация. Турбулентное течение в гидроклине свойственно для подшипников, работающих на воде и на маслах с низкой динамической вязкостью μ . С ростом турбулентности резко увеличивается гидравлическое сопротивление в клине, что ведёт к росту энергетических потерь в подшипнике и росту температуры смазки. Однако основным негативным следствием турбулентности представляется повышенный износ рабочих поверхностей подшипника и вала.

Возможны два механизма интенсивного износа при турбулентности:

- абразивная эрозия;
- кавитационная эрозия.

Эрозия абразивными микрочастичами, меньшими по размеру толщины гидроклина, при ламинарном течении минимальна, поскольку частицы движутся параллельно стенкам и потоку. При этом отсутствует какая-либо сила, прижимающая частицу к стенке, что могло бы привести к повреждению рабочей поверхности абразивной частицей. При интенсивном турбулентном течении имеет место столкновение абразивных микрочастиц с рабочей поверхностью, при этом происходит эрозионный износ поверхности, механизм которого аналогичен механизму гидropескоструйной обработки. В случае невозможности исключения интенсивной турбулентности (например, в упорном подшипнике паровой турбины, где окружная скорость достигает 125 м/с) при выборе материала для рабочих поверхностей подшипника предпочтительнее материалы с высокими антиэрозионными свойствами (высокой твёрдостью), при этом их антифрикционные свойства имеют второстепенное значение.

Кавитация в гидроклине имеет место в том случае, когда давление в некоторых участках потока снижается до давления, близкого давлению насыщения паров [5]. В общем случае образование зон с достаточно низким давлением возможно при интенсивном турбулентном течении жидкости. В частном случае, когда давление окружающей среды близко к давлению насыщения паров, кавитация возможна и при ламинарном течении – такие условия имеются, например, в опорах компрессоров холодильников и турбонасосных агрегатов. Кавитационная эрозия возникает при достаточно «жёсткой» высокоэнергетической кавитации, которая связывается с интенсивной турбулентностью и высоким давлением в гидроклине.

Наличие и интенсивность кавитационной эрозии существенно зависит от материала подшипника и вала. Наибольшей стойкостью к кавитационной эрозии

обладает алюминиевая бронза, являющаяся при этом хорошим антифрикционным материалом. Относительно материала вала или упорного гребня конкретная информация отсутствует – известно, что высоким сопротивлением кавитационной эрозии обладают нержавеющие мартенситные стали.

Подбор смазочных материалов

Для защиты контактной пары в условиях граничного и жидкостного трения необходимо применение качественных смазочных материалов, характеризующихся:

- отсутствием механических примесей;
- достаточными антифрикционными и антизадирными свойствами, вязкостью смазки;
- гарантированными показателями качества.

Традиционно принятая тонкость очистки масла в авиационных ГТД составляет: 10 мкм – при заправке масло-системы; 16 мкм – внутри масло-системы перед подачей масла потребителю.

Важнейшей характеристикой состояния смазки, наряду с чистотой, являются *антифрикционные свойства*, которые указывают на способность масла защищать рабочие поверхности в условиях граничного и жидкостного трения.

Важно отметить, что при эксплуатации двигателя антифрикционные присадки в масле постепенно вырабатываются, что говорит о том, что необходимость обеспечения постоянного контроля масла по всем значимым параметрам становится необходимым условием обеспечения работоспособности узла трения. Следствием недостатка антифрикционных присадок является возможность разрыва смазывающей плёнки, который приводит к резкому увеличению коэффициента трения (частичному переходу на режим граничного трения). В этом случае вероятен перегрев смазки и трущихся деталей, а

также закоксовывание рабочих поверхностей.

Основные мероприятия по обеспечению качества используемых смазочных материалов:

- оперативный контроль чистоты;
- фильтрация;
- контроль температуры;
- контроль вязкости;
- контроль антифрикционных свойств смазки;
- контроль антизадирных свойств смазки.

Правильный выбор смазывающего материала особенно важен для подшипников скольжения. Сегментные гидродинамические подшипники с упругим подвесом вкладышей и расточкой вкладышей в радиус вала обладают повышенной несущей способностью, при которой обеспечивается переход на жидкостное трение при самых низких частотах вращения и практически неограниченный запас по несущей способности на рабочих частотах вращения при малых толщинах масляного клина. Эти характеристики достижимы при вязкости, которой обладает вода или синтетические авиационные масла. В связи с малой вязкостью малы потери на жидкостное трение и малый расход через подшипник оказывается достаточным для обеспечения теплоотвода. Силовое замыкание рабочего зазора ненагруженных вкладышей позволяет устранить турбулентное течение в масляном клине. В случае использования в таких подшипниках вязких минеральных масел типа ТП-22 существенно возрастают потери на трение, что ведёт к необходимости многократного увеличения расхода масла для обеспечения теплоотвода. Минеральные масла не допускают значительного перегрева, поэтому их теплопередающие свойства ограничены. При рассмотрении вопроса о выборе оптимальной смазки выявляется ещё одно преимущество подшипников с упругим беззазорным подвесом вкладышей, расточенных в радиус вала. Они способны при скоростях и нагрузках,

свойственных ГТД, работать на авиационном масле (или воде) с малой вязкостью, что значительно (пропорционально μ) снижает потери на трение и потребный для теплоотвода расход масла. Для работоспособности подшипника при граничном и полужидкостном трении важное значение имеет смазочная способность («маслянистость») масла. Вода имеет низкие смазочные свойства и для подшипников, работающих на воде, безальтернативными являются конструкции с расточкой вкладышей в радиус вала, обеспечивающие «выход на клин» при минимальных окружных скоростях.

Заключение

В работе на основе построения и анализа схемы развития процесса повреждения уплотнительных и подшипниковых узлов обозначены актуальные вопросы надёжности узлов трения и представлены их возможные решения, в которых заложен потенциал дальнейшего совершенствования.

Обозначенные проблемы узлов трения ГТД:

– трение на форсированных режимах работы двигателя и режим граничного трения на малых оборотах;

– потери мощности на трение, вызванные, в том числе, турбулентностью и кавитацией рабочего тела;

– выбор смазывающего материала и постоянный контроль параметров смазки.

Меры по решению данных проблем включают:

– конструктивные новшества, в том числе текстурирование рабочих поверхностей пар трения;

– использование перспективных антифрикционных покрытий;

– правильный выбор смазывающего материала.

Помимо рассмотренных мер эффективными являются:

– разработка и использование средств оперативной диагностики качества масла;

– создание оборудования для проведения триботехнических испытаний.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Dimond T., Younan A., Allaire P. A Review of Tilting Pad Bearing Theory // *International Journal of Rotating Machinery*. 2011. V. 2011. 23 p. doi:10.1155/2011/908469.

2. Паровой Е.Ф. Проектирование малорасходных подшипников скольжения роторов турбомашин // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. 2014. № 5(47), ч. 2. С. 75-81.

3. Braun D., Greiner, C., Schneider J.,

Gumbusch P. Efficiency of laser surface texturing in the reduction of friction under mixed lubrication // *Tribology International*. 2014. V. 77. P. 142–147. doi.org/10.1016/j.triboint.2014.04.012

4. Gallyamov A.R., Ibatullin I.D. New technology, properties and application of nanostructured antifriction electrochemical coatings // *Life Science Journal*. 2014. V. 11, Iss. 12s. P. 586-591.

5. Пирсол И. Кавитация. М.: Мир, 1975. 96 с.

Информация об авторах

Паровой Елена Фёдоровна, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail:

selena_pa@mail.ru. Область научных интересов: подшипники скольжения, смазка, вычислительная гидродинамика.

Ибатуллин Ильдар Дугласович, доктор технических наук, профессор ка-

федры «Технология машиностроения», антифрикционные покрытия, надёжность Самарский государственный технический технологических, энергетических и университет. E-mail: tribo@rambler.ru. Об- транспортных машин. ласть научных интересов: трение и износ,

TOPICAL ISSUES OF GAS TURBINE ENGINE FRICTION UNIT RELIABILITY

© 2015 Ye. F. Parovay¹, I. D. Ibatullin²

¹ Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

² Samara State Technical University, Samara, Russian Federation

Operation of bearings and seals of gas turbine engines (GTE) is associated with adverse wear effects of friction parts. Boundary friction occurring in startup - shutdown and extreme engine operating modes is characterized by high values of the friction ratio and damage of friction surfaces in the contact zone. This results in damage accumulation, wear and changes in the geometry of the friction surfaces, which leads to degraded performance properties of the product and functional failure. In this case the requirements for fixed geometry in turbomachinery bearings and seals are very strong, since any undesirable change in the shape or size of the working gap leads to a decrease in unit efficiency and engine efficiency as a whole. In addition to the boundary friction regime, the efficiency of bearing and sealing units is decreased due to power friction losses. These losses are always present in friction units, but they can have a significant effect on the unit performance in off-optimum operation (including the turbulent flow regime in the working gap and the wrong choice of lubricant). Some of these problems are solved constructively by changes in the shape of working surfaces, use of special materials and advanced coatings, as well as timely control of the lubricant purity.

Wear, coating, segmental journal bearings, requirements of reliability, seal.

References

1. Dimond T., Younan A., Allaire P. A Review of Tilting Pad Bearing Theory. *International Journal of Rotating Machinery*. 2011. V. 2011. 23 p. doi:10.1155/2011/908469.
2. Parovay Ye.F. Designing of low-rate journal bearings for turbomachinery rotors. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No. 5(47), part 2. P. 75–81. (In Russ).
3. Braun D., Greiner, C., Schneider J., Gumbsch P. Efficiency of laser surface texturing in the reduction of friction under mixed lubrication. *Tribology International*. 2014. V. 77. P. 142–147. doi.org/ 10.1016/j.triboint.2014.04.012
4. Gallyamov A.R., Ibatullin I.D. New technology, properties and application of nanostructured antifriction electrochemical coatings. *Life Science Journal*. 2014. V. 11, Iss. 12s. P. 586-591.
5. Pirsol I. *Kavitatsiya* [Cavitation]. Moscow: Mir Publ., 1975. 96 p.

About the authors

Parovay Elena Fedorovna, postgraduate student of the Department of Aircraft Engine Design, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: selena_pa@mail.ru. Area of Research: journal bearings, lubrication, CFD.

Ibatullin Il'dar Duglasovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Samara State Technical University, Samara, Russian Federation. E-mail: tribo@rambler.ru. Area of Research: friction and wear, anti-friction coatings, reliability of technological, energy-converting and transport machines.

УДК621.91

ФОРМИРОВАНИЕ МОДЕЛИ РЕОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПРОЦЕССЕ ИНТЕНСИВНОЙ ДЕФОРМАЦИИ РЕЗАНИЕМ

© 2015 А. И. Хаймович, А. В. Балякин, Н. В. Галкина

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Повышение эффективности высокоскоростной обработки (ВСО) требует углублённого изучения физических явлений, сопровождающих процесс резания. Основными отличиями ВСО от традиционной механической обработки с физической точки зрения являются преобладание быстротекущих динамических процессов как в зоне резания, так и в системе «станок – приспособление – инструмент – изделие» и ярко выраженная нелинейность законов развития этих процессов. В этой связи исследование физических явлений, сопровождающих процесс ВСО, и установление их взаимосвязи с устойчивостью процесса резания и качеством обработанной поверхности является актуальной задачей. В статье рассмотрена методика определения параметров реологических свойств материала титанового сплава ВТ6, применяемого в авиационном двигателестроении, при торцевом фрезеровании. Расчёты проводились в САЕ-системе Deform с использованием FEM-модели.

Температура резания, силы резания, реологические свойства, модель напряжённо-деформированного состояния Джонсона–Кука.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-384-390

Введение

Материалы и методы их обработки, используемые в авиадвигателестроительной, авиационной, космической и машиностроительной отраслях постоянно совершенствуются. Появляются новые материалы и методы обработки [1]. Понимание физических явлений и выявление поведения материала при обработке являются основным вопросом для моделирования и оптимизации технологических процессов резания [2].

Исследование температуры резания при механической обработке, в том числе и при торцевом фрезеровании, играет важную роль [3]. Нагрев режущей кромки инструмента в процессе резания вызывает изменение структуры и механических свойств материала, а при достижении определённых значений температур способствует интенсификации адгезионных и диффузионных явлений. Всё это способствует ускорению износа инструмента и снижению его стойкости. Кроме того, тепло, выделяющееся в процессе резания, влияет на характер и степень деформации, величину сил деформации и трения, на качество обработанной поверхности.

Температура резания зависит как от режимов резания, так и от механических и теплофизических свойств материала заготовки и инструмента. Определение температурных и стойкостных зависимостей для титанового сплава [4] и сопоставление полученных данных с их механическими и теплофизическими свойствами и свойствами материала инструмента позволяют использовать температуру резания как один из критериев обрабатываемости новых материалов.

Были разработаны различные методы для решения тепловой задачи отображения режущего инструмента, заготовки и стружки, например: аналитические методы [5], экспериментальные и численные (моделирование) методы [6], гибридные методы и методы теплового источника. Некоторые аналитические модели были ранее предложены Merchant [7], разработаны Oxley [8, 9, 10], последние работы были адаптированы для процессов фрезерования [11].

Зависимости температуры от различных факторов при торцевом фрезеровании [4] позволяют объяснить некоторые особенности процесса, как-то: влияние

смещения фрезы на стойкость, ускоренный износ инструмента в момент врезания фрезы в заготовку при обработке жаропрочных материалов и др.

Методика проведения эксперимента

Измерение температуры резания производилось методом естественной термопары «фреза-изделие» (рис. 1). Для уменьшения погрешностей в процессе работы была использована цельная пластина твёрдого сплава ВК6М с размерами

55×20×12 мм. Пластина с нужной геометрией укреплялась в корпусе фрезы (табл.1).

Регистрация температуры осуществлялась путём записи аналогового сигнала и выводилась в виде осциллограмм (рис. 2).

Температурные исследования были проведены по титановому сплаву ВТ6. Заготовки имели вид брусков с размерами 700×100×75 мм. Механические и теплофизические свойства сплава ВТ6 представлены в табл. 2 [3].

Таблица 1. Параметры пластины

$\gamma, ^\circ$	$\lambda, ^\circ$	$\alpha, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	$\varphi_0, ^\circ$	$\varphi_1, ^\circ$	$f_0, \text{мм}$
8	8	12	45	20	10	1,0

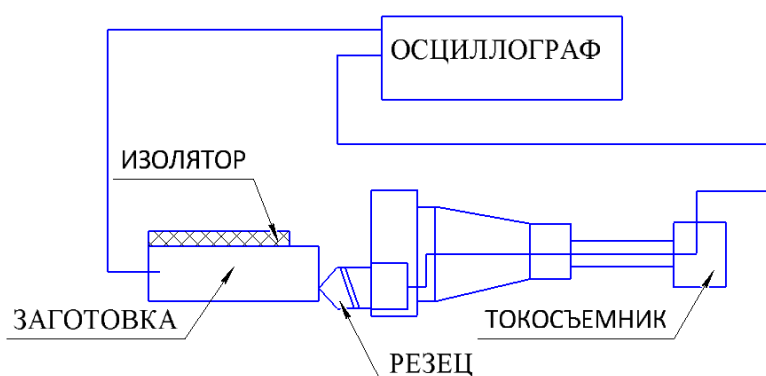


Рис. 1. Схема установки измерения температуры резания

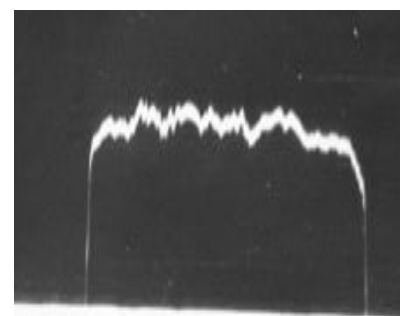


Рис. 2. Осциллограмма температуры резания на режиме №3

Таблица 2. Механические свойства заготовок

Сплав	№ образца	$\sigma_s, \text{кг/мм}^2$	$\sigma_{0,2}, \text{кг/мм}^2$	$\delta_s, \%$	$\psi, \%$	$\delta_p, \%$	$\psi_p, \%$	$\frac{\delta_p}{\delta}$	$\frac{\psi_p}{\psi}$
ВТ6	11	88,0	80	9,65	30,4	5,3	5,0	0,55	0,16
	12	90,0	81,5	10,3	36	5,1	4,9	0,5	0,14

Анализ температурных осциллограмм и их обработка

Обработка осциллограмм производится по методу, описанному в [3]. Кратко данный метод можно представить в следующем виде:

1. По оцифрованным осциллограммам производится вычисление площади,

ограниченной кривой температуры и нулевой линией. По этим площадям определяются средние ординаты температур:

$$h_{\text{ср}} = \frac{F_{\Theta}}{L} [\text{мм}], \quad (1)$$

где L – развёртка по времени; F_{Θ} – площадь осциллограммы.

2. Определяются среднемаксимальные ординаты температур как среднеарифметические значения наибольших величин выступов.

3. С помощью тарировочных коэффициентов находятся значения средних и среднемаксимальных температур резания, которые отражены в табл. 3.

Таблица 3. Результаты экспериментов

№ экс.	S_z , мм/зуб	V , м/мин	B , мм	K , мм	L , мм	F_{Θ° , мм	h_{cp} , мм	h_{cpmax} , мм	T_{max} , °C
1	0.045	80	2	6	74.88	588.81	39.315	39.925	761
2	0.078				72.12	574.49	39.83	39.925	762
3	0.114				72.3	768.06	53.115	53.865	970
4	0.2				75.9	991.45	65.315	63.105	1150
5	0.286				73.98	1045.39	70.655	72.85	1200
6	0.114	40	2	6	52.44	436.15	41.585	42.025	790
7		64			36	339.68	47.18	46.08	870
8		113			46.5	523.61	56.3	54.11	1030
9		141			39.06	505.975	64.77	61.9	1140
10		174			28.08	435.155	77.485	75.515	1260
11	0.114	80	2	0	91.62	849.57	46.365	47.48	860
12				6	70.26	892.93	63.545	62.855	1120
13				15	71.46	594.18	41.575	44.985	790
14				29	63.6	687.265	54.03	54.065	1020
15				42.5	57	803.29	70.465	69.075	1200
16	0.124	80	4	6	82.62	855.8	51.79	53.915	1010
17			3		75.3	771.6	51.235	50.395	1010
18			1.5		78.42	838.165	53.44	53.325	1020
19			1		78.66	814.825	51.795	50.025	1010
20			0.6		76.44	706.73	46.23	45.315	860

Анализ осциллограмм показывает, что температура резания зависит, главным образом, от толщины стружки, что отражается на работе деформации и работе трения и, следовательно, на тепловыделении. Ломаный характер осциллограммы (рис. 2) указывает на нестабильность стружкообразования, связанную с изменением коэффициента трения, образованием нароста на режущей кромке и т.п.

По результатам численного (имитационного) моделирования процесса фрезерной обработки в САЕ Deform с верификацией результата по измеренным усилиям в натурном эксперименте [12] сравнивались значения температуры, полученной численными методами, с эмпири-

ческими результатами по табл. 3. Для сравнения с экспериментом брали усредненную по объёму стружки величину температуры из МКЭ-анализа. Имитационное моделирование фрезерной обработки с заданием параметров материала производилось по методике, описанной в работах [2, 12–14]. Из анализа полученных данных по режимам можно сделать вывод, что распределение температуры, полученное численными методами, имеет достоверность 18%.

Аппроксимировав [15, 16] данные, полученные численным методом, можно построить зависимости температуры от глубины резания и смещения фрезы и от скорости и глубины резания (рис. 3).

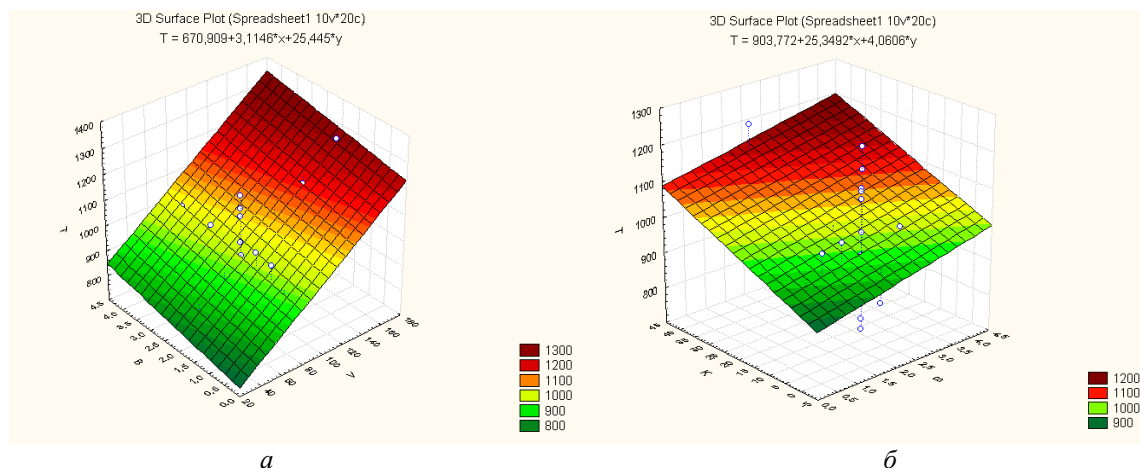


Рис. 3. Зависимость температуры:
 а – от скорости и глубины резания; б – от глубины резания и смещения фрезы

Из рис. 3, а видно, что при увеличении глубины резания и смещения фрезы температура увеличивается, при этом рост её в большей степени зависит от глубины резания.

Рис. 3, б показывает, что при увеличении скорости и глубины резания температура увеличивается, при этом её рост в большей степени зависит от скорости резания.

Выводы

1. При фрезеровании титановых сплавов (ВТ6) температура резания достигает значений 800...1260°C.

2. Проведённые опыты по титановому сплаву ВТ6 показали, что стойкость фрезы сильно зависит от её положения относительно заготовки. Экспериментально установлено, что наиболее интенсивный износ происходит во время врезания фрезы в заготовку. Ранее было высказано предположение о том, что одной из основных причин интенсивного износа при врезании или при неоптимальном смеще-

нии фрезы является толщина стружки на выходе, которая обуславливает высокую температуру в конце каждого реза. Последняя способствует прилипанию стружки к передней поверхности, схватыванию материала резца с материалом изделия и вырыванию частиц твёрдого сплава.

3. Одной из основных причин снижения стойкости при соответствующем расположении фрезы относительно заготовки является высокая температура резания в момент выхода. Это позволяет объяснить физическую роль смещения. В то же время высокие температуры в момент выхода оказывают отрицательное влияние на стойкость инструмента при большом смещении и при врезании в комплексе с большими силами резания и малой жёсткостью станка.

4. Средняя температура резания ниже максимальных, действующих на большей части контакта, на 10...15%. Поэтому при расчётах условий резания следует ориентироваться на максимальные значения температуры.

Библиографический список

1. Tönshoff H.K., Bussmann W., Stanske C. Requirements on Tools and Machines when Machining Hard Materials // Proc. of the 26th Int. Mach. Tool and Res. Conf. 1986. P. 349-357.

2. Khaimovich A., Balaykin A., Galkina N. Study of Rheological Properties of Mate-

rials at the Blade Processing on Example of Milling Nickel-Chromium Alloy 10H11N23T3 MR VD // Applied Mechanics and Materials. 2015. V. 756. P. 120-125. doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.756.120

3. Митряев К. Ф., Комиссаров В. И. Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов при торцовом фрезеровании // В кн.: Обрабатываемость жаропрочных титановых сплавов. Куйбышев: Куйбышевское обл. книжное издательство, 1962. С. 43-67.
4. Settineri L., Priarone P.C., Arft M., Lung D., Stoyanov T. An evaluative approach to correlate machinability, microstructures, and material properties of gamma titanium aluminides // CIRP Annals - Manufacturing Technology. 2014. V. 63, Iss. 1. P. 57-60. doi.org/10.1016/j.cirp.2014.03.068
5. Zhang S., Liu Z. An analytical model for transient temperature distributions in coated carbide cutting tools // International Communications in Heat and Mass Transfer. 2008. V. 35, Iss. 10. P. 1311-1315. doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.08.001
6. Wan Y., Tang Z.T., Liu Z.Q., Ai X., The assessment of cutting temperature measurements in high-speed machining // In Materials Science Forum. 2004. V. 471-472. P. 162-166. doi.org/10.4028/www.scientific.net/msf.471-472.162
7. Merchant E. Basic mechanics of the metal cutting process // J. of Applied Mechanics. 1944. V. 66. P. 168-175.
8. Klockea F., Lunga D., Puls H. FEM-Modelling of the thermal workpiece deformation in dry turning // Procedia CIRP. V. 8. 2013. P. 240-245. doi.org/10.1016/j.procir.2013.06.096
9. Arrazola P.J., Özel T., Umbrello D., Davies M., Jawahir I.S. Recent advances in modelling of metal machining processes // PCIRP Annals - Manufacturing Technology. 2013. V. 62, Iss. 2. P. 695-718. doi.org/10.1016/j.cirp.2013.05.006
10. Kiliçaslan C. Modelling and simulation of metal cutting by finite element method. Master's degree thesis. Ýzmir Institute of Technology, Turkey, 2009.
11. Fontaine M., Devillez A., Moufki A., Dudzinski D. Predictive force model for ball end milling and experimental validation with a wavelike form machining test // Int. J. Machine Tools and Manufacture. 2006. V. 46, Iss. 3-4. P. 367-380. doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2005.05.011
12. Khaimovich A., Balaykin A. Analysis of plastic properties of titanium alloys under severe deformation conditions in machining // International Journal of Engineering and Technology. 2014. V. 6, Iss. 5. P. 2184-2190.
13. Khaimovich A., Balaykin A., Kondratiev A. Methodology of rheological material properties phenomenological modeling at high speed cutting by reverse analysis // Research Journal of Applied Sciences. 2014. V. 9, Iss. 11. P. 753-760
14. Khaimovich A., Balaykin A. Analysis of titanium alloys plastic properties under severe deformation conditions in machining // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. V. 9, Iss. 10. P. 1828-1833.
15. Bai Y., Wierzbicki T. A new model of metal plasticity and fracture with pressure and Lode dependence // International Journal of Plasticity. 2008. V. 24, Iss. 6. P. 1071-1096. doi.org/10.1016/j.ijplas.2007.09.004
16. Puls H., Klocke F., Lung D. Experimental investigation on friction under metal cutting conditions // Wear. 2014. V. 310, Iss. 1-2. P. 63-71. doi.org/10.1016/j.wear.2013.12.020

Информация об авторах

Хаймович Александр Исаакович, доктор технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail:

berill_samara@bk.ru. Область научных интересов: компьютерное моделирование процессов механической обработки резанием. CAD/CAM моделирование технологических процессов.

Балякин Андрей Владимирович, аспирант, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: a_balik@mail.ru. Область научных интересов: компьютерное моделирование процессов высокоскоростной механической обработки резанием. CAD/CAM моделирование технологических процессов.

Галкина Наталья Викторовна, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: nata12_92@mail.ru. Область научных интересов: компьютерное моделирование процессов механической обработки резанием. CAD/CAM моделирование технологических процессов.

FORMATION OF A MODEL OF RHEOLOGICAL PROPERTIES OF HARD-TO-MACHINE MATERIALS IN THE PROCESS OF INTENSIVE CUTTING FORCE DEFLECTION

© 2015 A. I. Khaimovich, A. V. Balaykin, N. V. Galkina

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Improving the efficiency of high-speed machining (HSM) requires in-depth study of the physical phenomena accompanying the cutting process. The main difference between HSM and traditional machining in terms of physics is the prevalence of swift dynamic processes both in the cutting zone and in the “machine - fixture - tool – product” system, as well as marked nonlinearity of the laws of development of these processes. In this regard, the study of physical phenomena accompanying the process of HSM, and the establishment of their relationship with the stability of the cutting process and the quality of the machined surface is an urgent task. This article describes a procedure of determining the parameters of the rheological properties of the titanium alloy BT6 material used in aircraft engine construction, in face milling. The calculations were performed in the CAE system Deform using a FEM - model.

Cutting temperature, cutting force, rheological properties, stress-strain state, Johnson-Cook constitutive model.

References

1. Tönshoff H.K., Bussmann W., Stanske C. Requirements on Tools and Machines when Machining Hard Materials. *Proc. of the 26th Int. Mach. Tool and Res. Conf.* 1986. P. 349-357.
2. Khaimovich A., Balaykin A., Galkina N. Study of Rheological Properties of Materials at the Blade Processing on Example of Milling Nickel-Chromium Alloy 10H11N23T3 MR VD. *Applied Mechanics and Materials*. 2015. V. 756. P. 120-125. doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.756.120
3. Komissarov V.I. Issledovanie obrabatyvaemosti zharoprochnykh i titanovykh splavov pri tortsovom frezerovanii. *V kn.: Obrabatyvaemost' zharoprochnykh titano-*
4. vykh splavov. Kuibyshev: Kuybyshevskoe obl. knizhnoe izdatel'stvo, 1962. P. 43-67.
5. Settineri L., Priarone P.C., Arft M., Lung D., Stoyanov T. An evaluative approach to correlate machinability, microstructures, and material properties of gamma titanium aluminides. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2014. V. 63, Iss. 1. P. 57–60. doi.org/10.1016/j.cirp.2014.03.068
6. Zhang S., Liu Z. An analytical model for transient temperature distributions in coated carbide cutting tools. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2008. V. 35, Iss. 10. P. 1311–1315. doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.08.001

6. Wan Y., Tang Z.T., Liu Z.Q., Ai X., The assessment of cutting temperature measurements in high-speed machining. *In Materials Science Forum*. 2004. V. 471-472. P. 162-166. doi.org/10.4028/www.scientific.net/msf.471-472.162
7. Merchant E. Basic mechanics of the metal cutting process. *Journal of Applied Mechanics*. 1944. V. 66. P. 168-175.
8. Klockea F., Lunga D., Puls H. FEM-Modelling of the thermal workpiece deformation in dry turning. *Procedia CIRP*. V. 8. 2013. P. 240-245. doi.org/10.1016/j.procir.2013.06.096 .
9. Arrazola P.J., Özel T., Umbrello D., Davies M., Jawahir I.S. Recent advances in modelling of metal machining processes. *PCIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2013. V. 62, Iss. 2. P. 695-718. doi.org/10.1016/j.cirp.2013.05.006
10. Kiliçaslan C. Modelling and simulation of metal cutting by finite element method. Master's degree thesis. Ýzmir Institute of Technology, Turkey, 2009.
11. Fontaine M., Devillez A., Moufki A., Dudzinski D. Predictive force model for ball end milling and experimental validation with a wavelike form machining test. *Int. Journal Machine Tools and Manufacture*. 2006. V. 46, Iss. 3-4. P. 367-380. doi.org/10.1016/j.ijmactools.2005.05.011
12. Khaimovich A., Balaykin A. (2014) Analysis of plastic properties of titanium alloys under severe deformation conditions in machining. *International Journal of Engineering and Technology*. 2014. V. 6, Iss. 5. P. 2184-2190.
13. Khaimovich A. Balaykin A. Kondratiev A. (2014) Methodology of rheological material properties phenomenological modeling at high speed cutting by reverse analysis. *Research Journal of Applied Sciences*. V. 9, Iss. 11. 2014. P. 753-760
14. Khaimovich A. Balaykin A. (2014) Analysis of titanium alloys plastic properties under severe deformation conditions in machining. *ARP Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2014. V. 9, Iss. 10. P. 1828-1833.
15. Bai Y., Wierzbicki T. A new model of metal plasticity and fracture with pressure and Lode dependence. *International Journal of Plasticity*. 2008. V. 24, Iss. 6. P. 1071-1096. doi.org/10.1016/j.ijplas.2007.09.004
16. Puls H., Klocke F., Lung D. Experimental investigation on friction under metal cutting conditions. *Wear*. 2014. V. 310, Iss. 1-2. P. 63-71. doi.org/10.1016/j.wear.2013.12.020

About the authors

Khaimovich Alexander Isaakovich, Doctor of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: berill_samara@bk.ru. Area of Research: computer simulation of high-speed machining processes, CAD / CAM modeling of processes.

Balaykin Andrey Vladimirovich, postgraduate student, engineer of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University, Samara,

Russian Federation. E-mail: a_balik@mail.ru. Area of Research: computer simulation of high-speed machining processes, CAD / CAM modeling of processes.

Galkina Natalia Victorovna, postgraduate student, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: nata12_92@mail.ru. Area of Research: computer simulation of high-speed machining processes, CAD / CAM modeling of processes.

УДК 621.74.011+621.74.019

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ЛИТЬЯ ЛОПАТОК В ЗАГОТОВИТЕЛЬНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

© 2015 В. Г. Смелов, Р. А. Вдовин, А. В. Агаповичев

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье проведён анализ результатов компьютерного моделирования технологического процесса литья турбинной лопатки 24.400.538-1, в том числе прогнозирования появления литейных дефектов. Проведены расчёты по моделированию напряжённо-деформированного состояния отливки в процессе кристаллизации и после выбивки отливки из формы, была проанализирована внутренняя структура отливки на предмет появления рыхлот и микропористости. Анализ результатов моделирования процесса образования зёрен в отливке позволил спрогнозировать размер и направления роста зёрен отливки при её кристаллизации. На основе проработки групповой технологии комплексного представителя наиболее нагруженной и наиболее сложной в изготовлении турбинной лопатки с учётом полученных результатов компьютерного моделирования технологического процесса литья выявлены и спрогнозированы локальные места появления литейных дефектов, учёт которых позволил снизить объём брака в среднем на 8%.

Газотурбинный двигатель, заготовительное производство, отливка, литейные дефекты, лопатка, компьютерное моделирование, прогнозирование, кристаллизация, концентраторы напряжений.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-391-399

Проектирование технологического процесса (ТП) литья – сложная задача, требующая учёта влияния многих факторов, основными из которых являются: положение отливки в форме, проектирование литниково-питающей системы (ЛПС), наличие технологических уклонов с целью оптимального заполнения формы при заливке и направленной кристаллизации отливки без образования дефектов. Ошибки на этом этапе могут повлечь за собой в дальнейшем дополнительные затраты на изготовление новых модельных комплектов, производство первой тестовой партии отливок, увеличение времени проектирования технологии и выпуска готовой продукции. Это особенно актуально при производстве крупногабаритного литья (корпуса и опоры двигателя, редукторов, крестовины и пр.), так как затраты в этом случае возрастают многократно, а время на исправление дефектов или переплавку продукции удлиняет производственный цикл изготовления изделия [1].

В соответствии с перечнем номенклатуры изготавливаемых деталей за-

готовительного цеха предприятия ОАО «Кузнецов» и на основе глубокой проработки групповой технологии в качестве комплексного представителя была выбрана турбинная лопатка 24.400.538-1 как наиболее нагруженная и наиболее сложная в изготовлении. На её примере осуществлена разработка методов и средств формирования заданных параметров структуры и кристаллографической ориентации в заготовке, а именно: изучена структура образования зёрен, направление и рост зёрен внутри отливки [2].

На основании предложенной технологии получения отливок турбинной лопатки было осуществлено компьютерное моделирование технологии литья с целью выявления дефектов в заготовке и предложения комплекса мер по их устранению.

В процессе наблюдения за заливкой сплава в форму можно определить характер заполнения, оценить эффективность литниковой системы, определить области турбулентного течения, зоны с высокой скоростью потока, возможные места размыва формы или стержня, места образо-

вания воздушных карманов, которые могут повлиять на возникновение газовых включений в отливке.

На основании картины гидравлики заполнения формы (рис. 1) можно сказать, что была подобрана оптимальная первоначальная скорость заливки, так как уровень металла в литниковой чаше удерживается на постоянном уровне, его течение происходит без лишних всплесков и торможений.

Необходимо обратить внимание на характер заполнения металлом формы (рис. 2): в теле лопатки идёт разделение металла на два потока. При заливке на воздухе при подобной постановке возможно появление газовых пузырей и, как следствие, возникновение оксидных плёнок. В рассматриваемом случае, при заливке в вакууме, возможно прогнозировать появление неспаев [3].

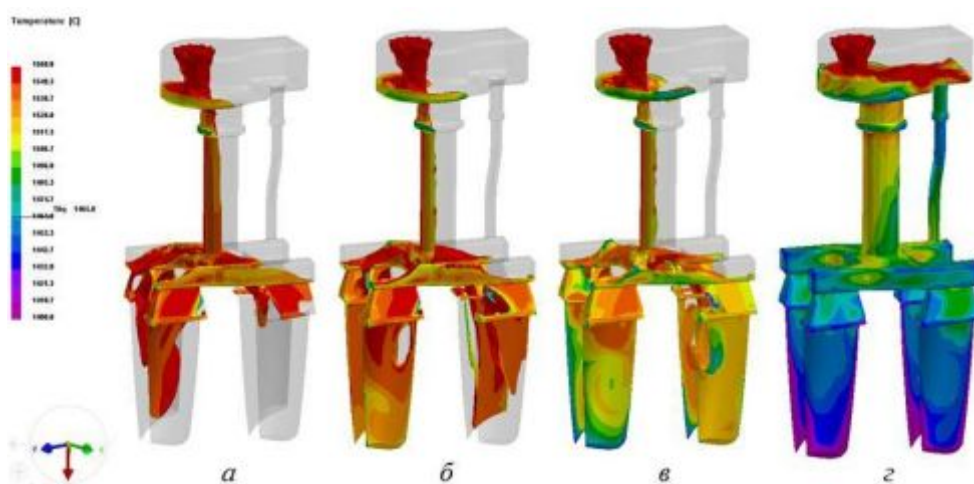


Рис. 1. Картина заполнения жидким металлом формы отливки: а – начальный момент заполнения, г – конечный момент заполнения

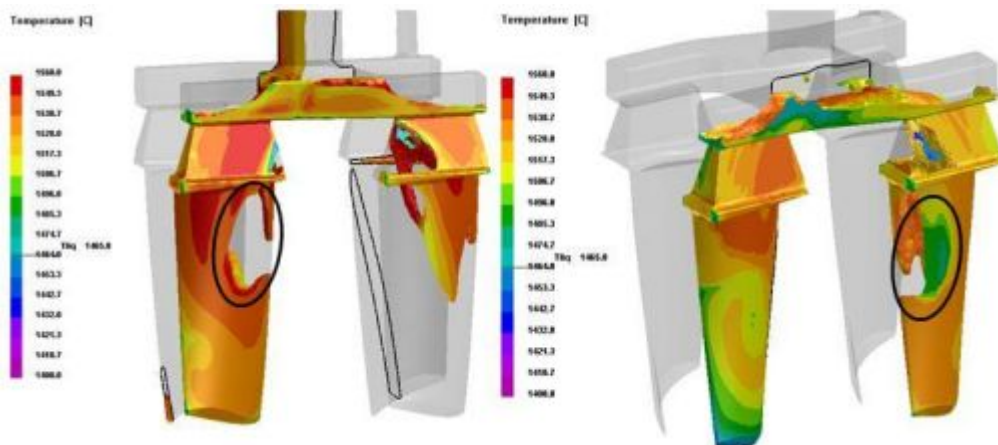


Рис. 2. Образование неспаев в процессе заливки

Процесс кристаллизации начинается с нижней части лопаток (рис. 3, а). Нижняя часть лопаток (самое тонкое место) закристаллизовалась сразу после заполнения. Затвердевание отливки происходит очень быстро, потому что все элементы отливки тонкостенные. Затвердевание от-

ливки произошло за 27,5 с, что свидетельствует о правильности выбранного времени заливки. Лопатки тонкие, затвердевают быстро. Таким образом, в области замков лопаток возникают тепловые узлы (рис. 3, б), где можно прогнозировать образование усадки и рыхлот.

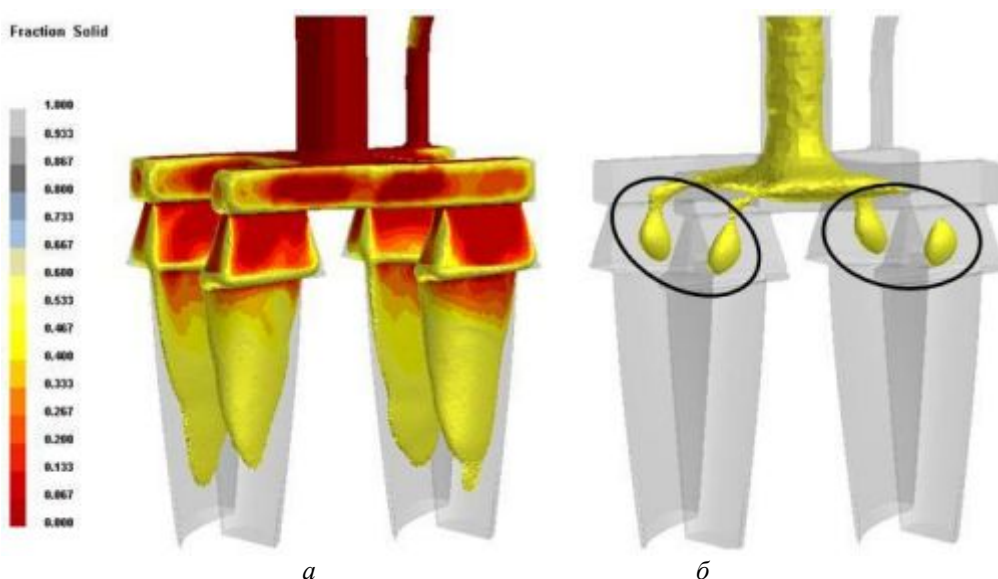


Рис. 3. Кристаллизация отливки турбинной лопатки:
а – начальный момент; б – образование тепловых узлов

Кристаллизация центральной части пера лопаток происходит достаточно динамично. При подобном характере затвердевания может возникнуть мелкая рыхлота (макропористость), что связано с явлением объёмной кристаллизации. Перо лопатки затвердевает не совсем равномерно, возникают так называемые пики – продолговатый участок жидкого металла, что неблагоприятно сказывается на процессе кристаллизации. Такие зоны считают дефектами отливки.

Перейдём к анализу результатов моделирования напряжённо-деформированного состояния отливки. Рис. 4 показывает средние нормальные напряжения, ха-

рактеризующие поведение тензоров в единицу времени. Отрицательные напряжения – сжимающие, положительные – растягивающие.

В данной задаче наиболее опасными являются растягивающие напряжения, так как они могут привести к появлению холодных трещин. Основные напряжения в отливке сконцентрированы в районе питателей, а также областях нижней и верхней полок (рис. 5). Именно в этих областях происходила деформация отливки в результате образования объёмной усадки. Усадка имела затруднённый характер, так как форма препятствовала дальнейшему развитию усадки.

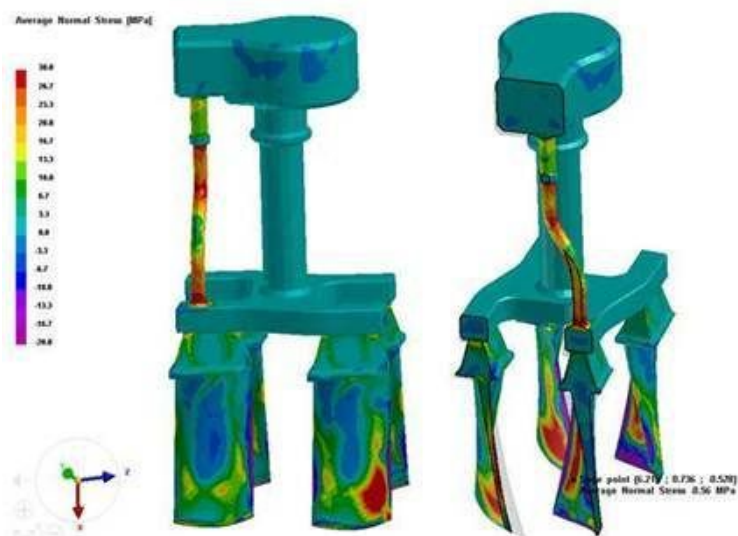


Рис. 4. Средние нормальные напряжения в отливке

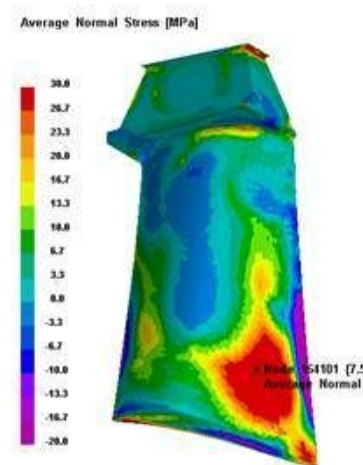


Рис. 5. Картина концентраторов напряжений в отливке

Рассмотрим напряжения в совокупности с деформацией отливки.

На рис. 6 показана геометрия отливки в исходном состоянии и после кристаллизации и деформации. Важно отметить, что максимальное отклонение геометрии соответствует именно тем областям, где наблюдался максимальный воз-

душный зазор – это элементы литниково-питающей системы. При наличии воздушного зазора отливка может отклоняться, не испытывая никаких затруднений. Чем больше величина воздушного зазора, тем большее отклонение можно прогнозировать.

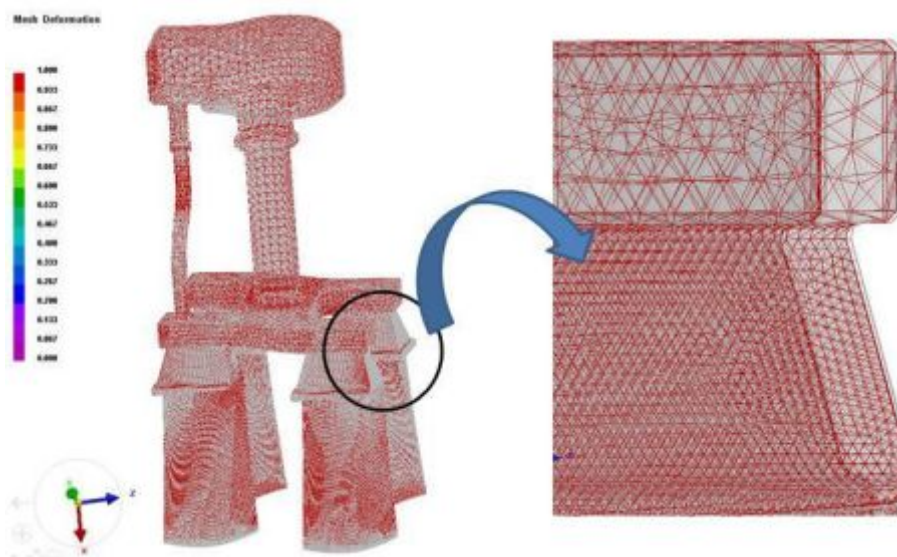


Рис. 6. Изменение геометрии отливки в процессе усадки

Критериальный параметр «Индикатор горячих трещин» (Hot Tearing Indicator) показывает те зоны, в которых возможно горячее растрескивание (рис. 7). Он оценивает, с одной стороны, затвердевание отливки, а с другой стороны – деформацию. В рассматриваемом случае основные места сконцентрированы в питателях и в районе замка отливки лопаток. Этот параметр можно использовать для предварительной оценки возможных мест образования горячих трещин. Однако по этому параметру нельзя определить, какое значение является критическим [4].

Параметр «Индикатор холодных трещин» (Cracking) оценивает ряд факторов: напряжения, которые получили в отливке; зоны пластической деформации в отливке, а также зоны образования пористости в отливке. На рис. 8 выделены зоны, в которых прогнозируется усадочная пористость, где изменяются механические характеристики. Также в этих зонах про-

гнозируется образование концентраторов напряжений.

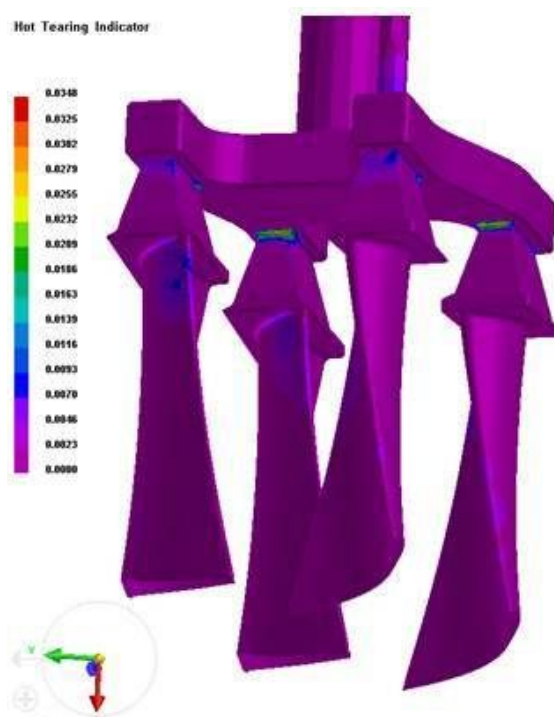


Рис. 7. Индикатор горячих трещин

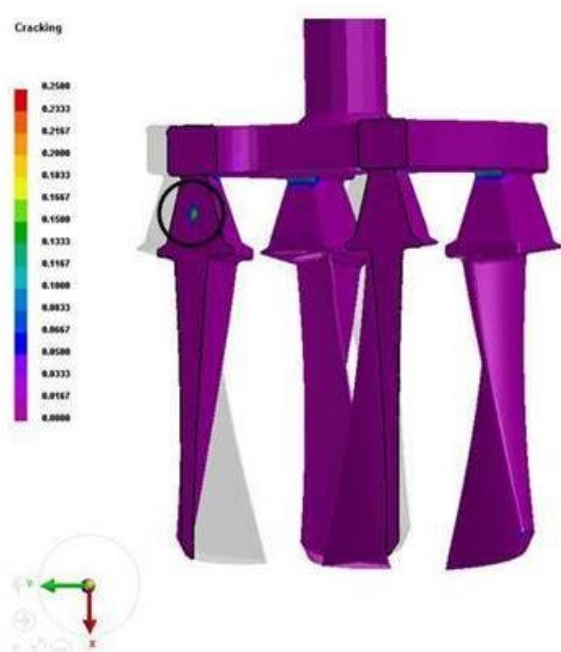


Рис. 8. Индикатор холодных трещин (места образования пористости в отливке)

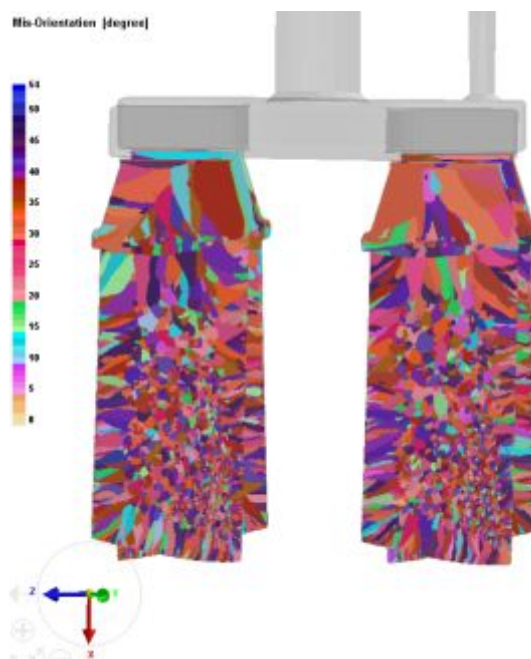


Рис. 9. Структура зерна турбинной лопатки

Проведём анализ моделирования микроструктуры в отливке. В процессе моделирования использовался модуль САФЭ (модуль расчёт микроструктуры). Модуль применяется для моделирования отливок ответственного назначения, к которым предъявляются требования по структуре зерна отливок. САФЭ модуль прогнозирует размер и направления роста зёрен отливки при её кристаллизации.

Отображение идёт по сетке клеточных автоматов (рис. 9). В итоге получается столбчатая структура с центром роста зерна в области замка лопатки.

Направление роста зёрен сверху вниз соответствует направлению заливки. Однако картина рентгеноконтроля свидетельствует о слишком большой скорости опускания залитой отливки, так как скорость зарождения зёрен неодинакова в различных сечениях отливки. По центру тела лопатки можно наблюдать появление равноосных зёрен. Цветовая шкала позволяет определить структуру направления роста зерна, т.е. можно поставить в соответствие направление одной из трёх осей (x, y или z) росту конкретно зерна – для визуальной оценки структуры.

Существует несколько вариантов просмотра роста зёрен: на поверхности и внутри отливки (рис. 10).



Рис. 10. Направление роста зёрен внутри отливки

Параметр Nucleation показывает центр кристаллизации, т.е. области, с которых начинается рост зёрен (рис. 11).

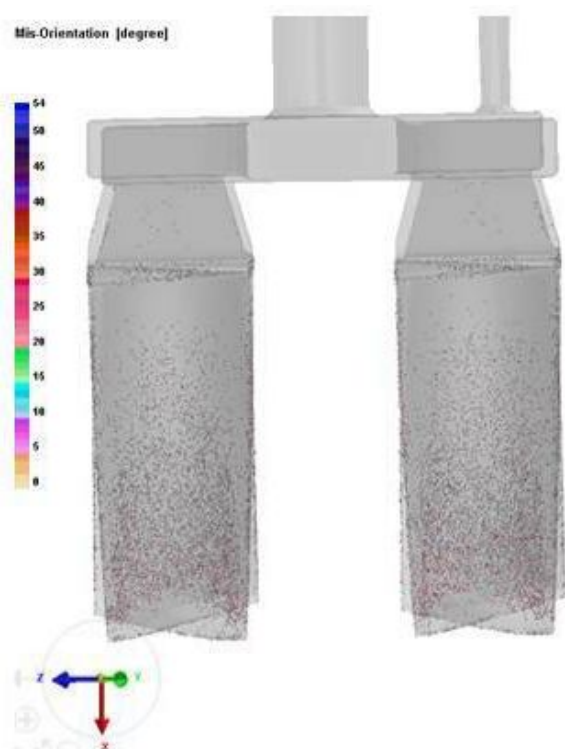


Рис. 11. Направление центров роста зёрен

Из рис. 11 видно, что много центров кристаллизации расположено по кромкам лопаток, а также в середине тела лопатки, что благоприятно отражается на формировании микроструктуры лопаток.

Параметр переохлаждения металла (Undercooling) показывает зоны (рис. 12), где было максимальное и минимальное переохлаждение металла. Подобная информация может дать представление о тех зонах, где в первую очередь начинается зарождение кристаллов.

Из картины рентгеноконтроля, представленной на рис. 12, видно, что максимальное переохлаждение соответствует кромкам и средней части пера лопаток.

На рис. 13 показан анализ микроструктуры отливки при компьютерном моделировании и в реальной отливке. Оба результата показали схожую картину, что свидетельствует об адекватности применяемого программного обеспечения.

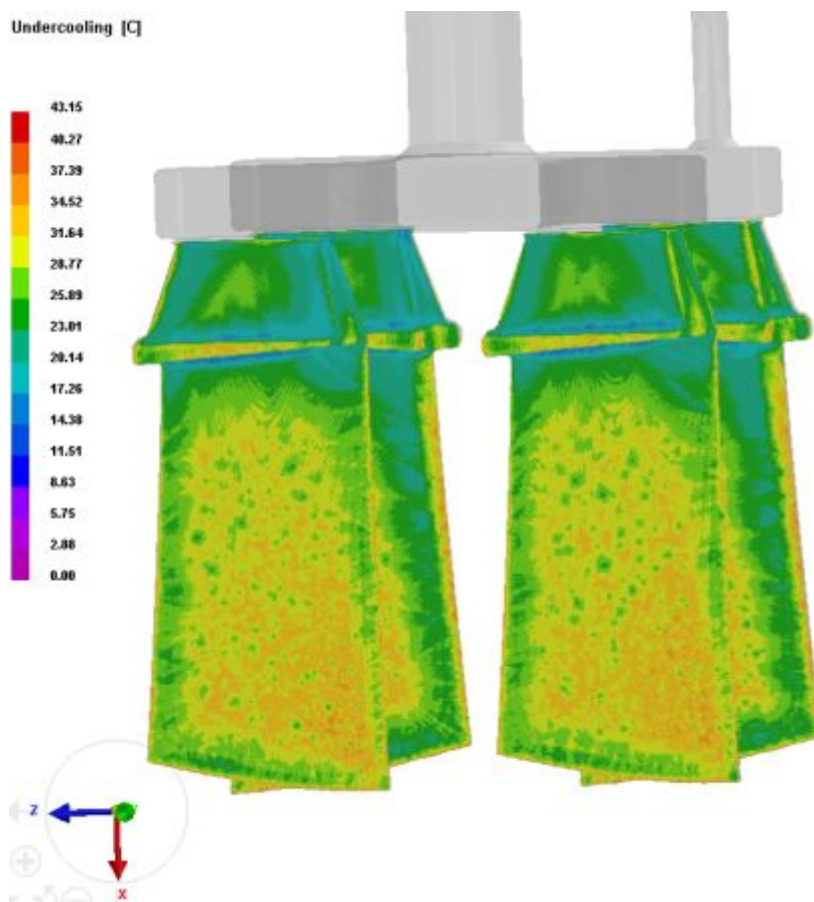


Рис. 12. Картина переохлаждения отливки лопатки

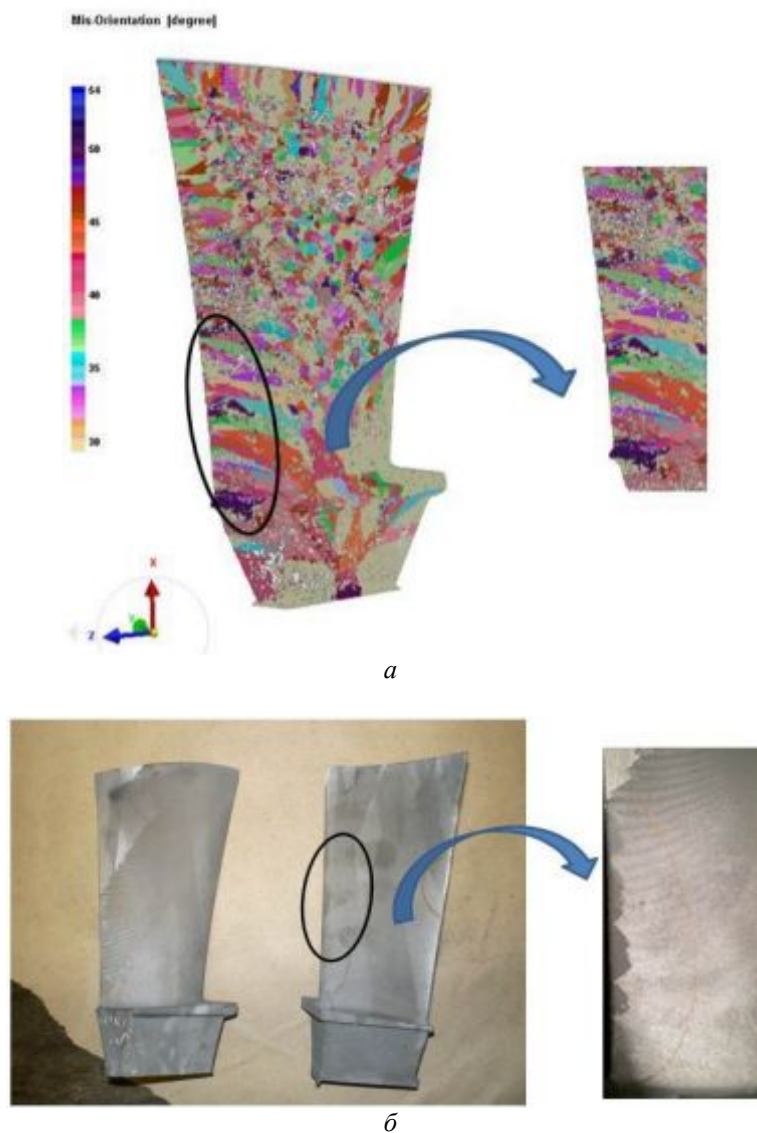


Рис. 13. Проверка адекватности компьютерного моделирования:
 а – результаты микроструктуры при компьютерном моделировании;
 б – результаты микроструктуры отливки

Таким образом, компьютерный анализ ТП литья турбинной лопатки 24.400.538-1 позволил лучше понять механизм получения отливки, структуру и причины образования литейных дефектов. В качестве оптимизации ТП литья лопатки целесообразно предложить немного видоизменить конструкцию ЛПС – сделать принудительный стояк с подводом металла снизу, что позволит избежать неспаев, образования тепловых узлов и рыхлот в районе нижней кромки и достичь более равномерного заполнения пера лопатки.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010 г. (шифр темы 2013-218-04-4777). Исследования, представленные в работе, были проведены на оборудовании ЦКП САМ-технологий (RFMEF I59314X0003). Эта работа была поддержана Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках реализации Программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы».

Библиографический список

1. Балякин А.В., Смелов В.Г., Чемпинский Л.А. Применение аддитивных технологий для создания деталей камеры сгорания // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 3(34), часть 2. С. 47-52.
2. Вдовин Р.А., Смелов В.Г. Совершенствование технологического процесса многономенклатурного производства // Известия Самарского научного центра РАН. 2013. Т. 15, № 6(3). С. 612-619.
3. Smelov V.G., Vdovin R.A., Golanov S.P. Analysis of results of computer simulation of the casting process // Applied Mechanics and Materials. 2015. V. 770. P. 223-228. doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.770.223
4. Vdovin R.A., Smelov V.G. Elaboration of a casting defects prediction technique via use of computer-aided design systems // International Journal of Engineering and Technology. 2014. V. 6, Issue 5. P. 2269-2275.

Информация об авторах

Смелов Виталий Геннадиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla_smelov@mail.ru. Область научных интересов: использование CAD/CAM/CAPP систем при подготовке специалистов.

Вдовин Роман Александрович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный ис-

следовательский университет). E-mail: vdovin.ssau@gmail.com. Область научных интересов: виртуальное CAD/CAE компьютерное моделирование технологических процессов литья.

Агаповичев Антон Васильевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: agapovichev5@mail.ru. Область научных интересов: использование CAD / CAM / CAE / CAPP систем в опытных и аддитивных технологиях.

APPLICATION OF NUMERICAL SIMULATION SYSTEMS FOR THE RESEARCH OF THE BLADE CASTING PROCESS IN BLANK PRODUCTION

© 2015 R. A. Vdovin, V. G. Smelov, A. V. Agapovichev

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The article focuses on the analysis of the results of computer simulation of the process of casting the turbine blade 24.400.538-1, including prediction of occurrence of casting defects. Engineering calculations have been carried out to model the stress-strain state of the casting during solidification and after the knockout of the casting from the mold. The internal structure of the casting was analyzed for the presence of microporosity. The analysis of the results of modeling the process of grain formation in the casting made it possible to predict the size and direction of grain growth in the casting during its crystallization. Thus, on the basis of in-depth research of the group technology of a complex representative of the most loaded turbine blade and the one most difficult to produce local places of occurrence of casting defects were identified and predicted taking into account the obtained results of simulating the casting process. This made it possible to reduce the amount of defects at the stage of actual production by 8% on the average.

Gas turbine engine, blank production, casting, casting defects, blade, computer simulation, forecasting, crystallization, stress concentrators.

References

1. Balyakin, A.V., Smelov V.G., Chempinsky L.A. Additive technology application details of combustion. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2012. No. 3(34), part 2. P. 47-52. (In Russ.)
2. Vdovin R.A., Smelov V.G. Multiproduct manufacture process improvement. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2013. V. 15, no 6(3). P. 612-619. (In Russ.)
3. Smelov V.G., Vdovin R.A., Golanov S.P. Analysis of results of computer simulation of the casting process. *Applied Mechanics and Materials*. 2015. V. 770. P. 223-228. doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.770.223
4. Vdovin R.A., Smelov V.G. Elaboration of a casting defects prediction technique via use of computer-aided design systems. *International Journal of Engineering and Technology*. V. 6, Iss. 5. P. 2269-2275.

About the authors

Smelov Vitaliy Gennadievich, Candidate of Science (Engineering), associate professor of Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: pdla_smelov@mail.ru. Area of Research: using CAD / CAM / CAPP systems for training engineers.

Vdovin Roman Alexandrovich, post-graduate student, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: vdovin.ssau@gmail.com. Area of

Research: virtual reality CAD/CAE computer modeling of the processes of aerospace component casting.

Agapovichev Anton Vasilievich, post-graduate student, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: agapovichev5@mail.ru. Area of Research: the use of CAD / CAM / CAE / CAPP systems in pre-production and additive technologies used in the manufacture of parts.

УДК 621.923.1

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ И СИЛ РЕЗАНИЯ ПРИ ПЛОСКОМ ШЛИФОВАНИИ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ6

© 2015 Д. Г. Фёдоров, Д. Л. Скуратов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Исследования параметров качества обработки металлов и их прогнозирование являются на сегодняшний день актуальной задачей. Ведётся разработка математических моделей, конечно-элементных моделей и эмпирических зависимостей. Все они требуют практической проверки. В статье представлены результаты экспериментальных исследований параметров качества и характеристик обработки шлифованием образцов из титанового сплава ВТ6, широко применяемого в авиационной промышленности. Обработка велась на плоскошлифовальном станке модели ЗД711ВФ11 кругом из карбида кремния зелёного на керамической связке. В ходе проведения работы производились замеры составляющих силы резания, шероховатости поверхности до и после обработки образцов, а также остаточных напряжений. Все измерения проводились на одних и тех же образцах, которые последовательно обрабатывались с измерением вышеуказанных параметров. Ввиду этого можно проследить все преобразования, проходящие в образцах. В качестве силоизмерительной установки использовался динамометр, изготовленный совместно с кафедрой технологий машиностроения Самарского государственного технического университета (СамГТУ). Результаты исследования могут послужить данными для проверки адекватности создаваемых математических моделей, дать представление о некоторых процессах, протекающих при обработке шлифованием плоских заготовок из титановых сплавов.

Плоское шлифование периферией круга, силы резания, остаточные напряжения, шероховатость поверхности.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-400-408

Механическая обработка материалов по своей производительности, техническим возможностям, экономичности, качеству и точности изготавливаемых деталей в настоящее время преобладает над другими методами обработки. Шлифование является одним из методов механической обработки, обеспечивает высокую точность (5-8 квалитет) и небольшую шероховатость поверхности ($Ra = 0,16...1,25$ мкм). При этом данный процесс обладает также достаточно высокой производительностью, что в совокупности обусловило широкое распространение операций шлифования при изготовлении ответственных деталей, в том числе деталей, входящих в состав двигателей летательных аппаратов. Зачастую шлифование является финишной операцией в технологическом процессе, а это означает, что дефекты, возникшие при обработке, не будут устранены и будут оказывать негативное влияние на работоспособность детали в составе двигателя.

Титановые сплавы получили широкое распространение в авиационной промышленности благодаря своим уникальным свойствам. Именно по этой причине для проведения исследований был выбран титановый сплав ВТ6.

При выполнении работ проводился комплекс экспериментов, таких как:

- шлифование образцов из титанового сплава ВТ6 с измерением исходной шероховатости поверхности образцов, шероховатости поверхности после обработки, сил резания;
- измерение остаточных напряжений в обработанных образцах по методу Давиденкова.

Оборудование, инструмент, образцы, средства измерения

Образцы. Геометрия образцов представлена на рис. 1. Такие характеристики, как длина, ширина и высота образцов обозначены соответственно l , B и H . Номинальные значения этих величин с допус-

ками на изготовление приведены в скобках. Образцы изготавливались фрезерованием из титанового сплава марки ВТ6. Химический состав, а также теплофизиче-

ские и механические характеристики сплава ВТ6 представлены в табл. 1, 2 [1].

На торце каждого образца электрокарандашом маркировался его порядковый номер.

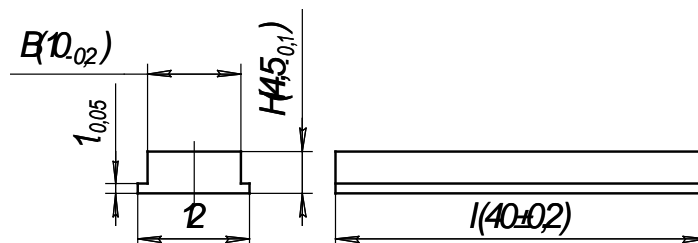


Рис. 1. Образцы, применённые при проведении исследований

Таблица 1. Химический состав титанового сплава ВТ6 (в процентах)

Ti	Al	V	C	Fe	Si	O ₂	N ₂	H ₂	Прочие примеси
не более									
основа	5,5-7,0	4,2-6,0	0,1	0,3	0,15	0,2	0,05	0,015	0,3
Примечание. Допускается содержание ≤2% Zr									

Таблица 2. Теплофизические и механические свойства титанового сплава ВТ6

σ_{θ} , МПа	δ_5 , %	Ψ , %	λ , $\frac{Вт}{м \cdot К}$	C , $\frac{кДж}{гк \cdot К}$
	не менее			
20 °С	20 °С	20 °С	600 °С	600 °С
850-1100	10	30	15,49	883

Инструмент. Для проведения обработки в качестве инструмента применялся шлифовальный круг плоского прямого профиля (1А1) наружным диаметром 300 мм, высотой 40 мм и посадочным отверстием 76 мм. Круг был выполнен из карбида кремния зелёного (64С), имел средний размер зёрен 260 мкм (F60), характеристику твёрдости, соответствующую среднемягкой (СМ2), среднюю структуру, соответствующую 7, и имел керамическую связку, т.е. имел характеристику 1А1 300×40×76 63С F60 L 7 V.

Выбор обусловлен тем, что круги на основе карбида кремния зелёного часто используются при обработке титановых сплавов.

Обработка образцов выполнялась на плоскошлифовальном станке модели ЗД711ВФ11 с цифровым пультом управления. Все рабочие перемещения станка автоматизированы. Станок характеризует-

ся высокой жёсткостью и виброустойчивостью, что гарантирует стабильную точность и чистоту обработки. Применение в узлах подачи шариковинтовых пар качения обеспечивает плавное высокоточное безлюфтовое позиционирование.

Динамометрическое устройство для измерения сил резания изготовлено на основе патента RU 2011113074 «Устройство для триботехнических испытаний материалов» [2], из которого за основу были взяты силоизмерительная и электронная части устройства.

Схема устройства представлена на рис. 2. Устройство представляет собой «плечо» 1, изготовленное из пружинной стали (рис.3), на котором закреплялось зажимное устройство 2 с установленным образцом 3. Плечо устанавливалось в плиту 4 и поджималось винтами 5. В свою очередь, плита 4 притягивалась к магнитной плите, установленной на столе станка.

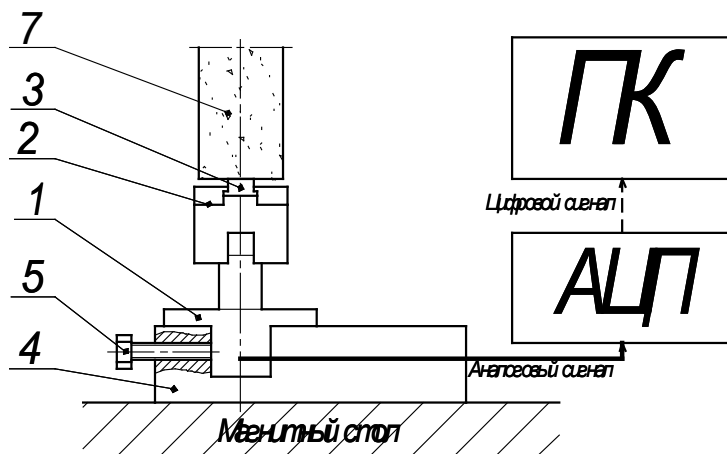


Рис. 2. Схема устройства для определения сил при шлифовании

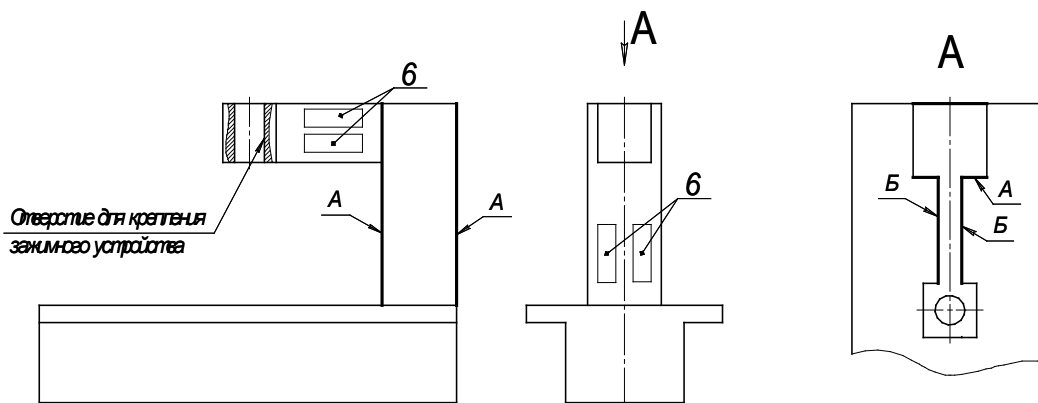


Рис. 3. Конструктивное исполнение детали «плечо»

Тензорезисторы 6 для измерения силы P_y приклеены к поверхностям А и Б для измерения силы P_z . Под действием шлифовального круга 7 «плечо» 1 упруго деформируется, сжимая одни и растягивая

другие тензорезисторы, вызывая тем самым изменение токов в цепи, пропорциональное действующим силам. Электрическая схема прибора представлена на рис.4.

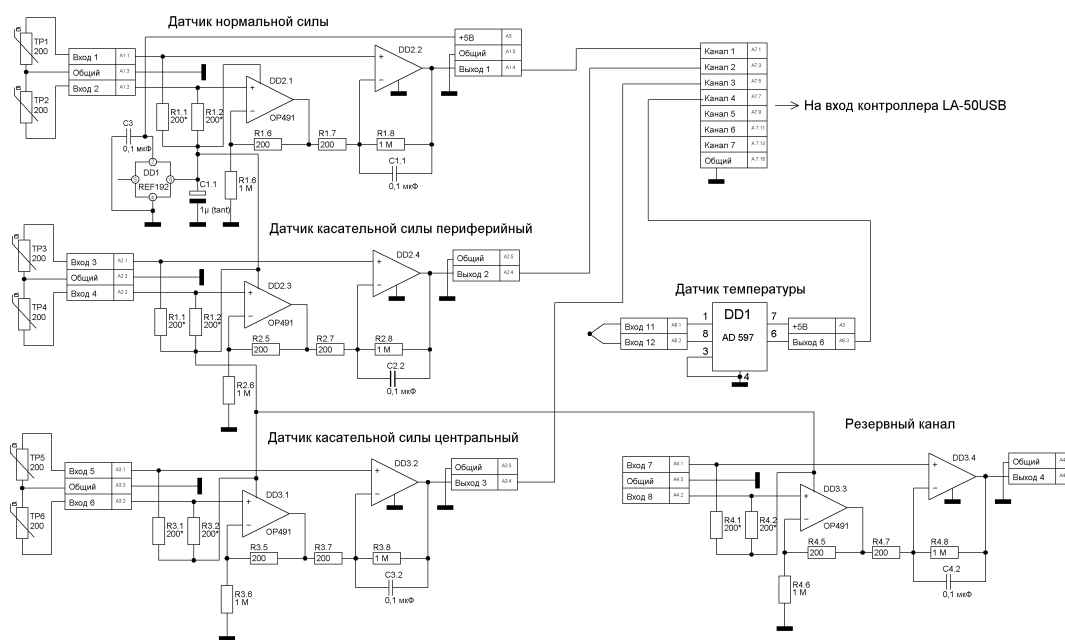


Рис. 4. Электрическая схема устройства

Электрическая схема прибора, согласно патенту RU 2011113074, допускает использование трёх основных датчиков измерения сил, одного резервного канала и датчика измерения температур. В соответствии с планом эксперимента каждый образец шлифовался на всю ширину поверхности без поперечной подачи, вследствие чего использование датчика измерения поперечных сил было нецелесообразно. Использование датчика измерения температур хотя и возможно, но в данных исследованиях измерения температуры не производилось. Аналоговый сигнал с вышеописанной электрической цепи поступает в аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) L-Card E14-140M, далее цифровой сигнал передаётся на персональный компьютер (ПК) в программную среду PowerGraph 3.3 Professional, который строит график изменения сил от времени. Частота сбора данных 200 Гц.

Автоматизированная система АСБ-1 использовалась для измерения остаточных напряжений в образцах по методу Давиденкова [3]. Система АСБ-1 предназначена для определения остаточных напряжений в образцах сложной формы в процессе химического или электрохимического травления под управлением программного обеспечения.

Автоматизированная система состоит из комплекта оборудования и приспособлений: персонального компьютера с управляющей программой и сетевым адаптером, образующим сеть с интерфейсом RS-485, рабочего места. Рабочее место включает в себя источник бесперебойного питания, источник питания постоянного тока Б5-47 и прибор АСБ-1 в составе: стойки измерительной, измерительного модуля и модуля привода.

Функционирование автоматизированной системы основано на принципе измерения перемещения консольно закреплённого образца в процессе электрохимического травления. Датчик фиксирует перемещение образца, после чего сигналы с датчика преобразуются в измерительном модуле (АЦП) и поступают на

обработку в управляющую программу. Результаты обработки информации поступают на экран дисплея в виде графиков.

Профилограф-профилометр модели БВ-7669М использовался для измерения шероховатости поверхности. Он предназначен для измерений параметров профиля и параметров шероховатости поверхности по системе средней линии (ГОСТ 25142-82) с разделением «волнистости» и «шероховатости». Прибор внесён в Государственный реестр средств измерения, регистрационный номер 33319-06.

Длина измеряемого участка – 10 мм. Длина образца – 40 мм. Для повышения точности измерения производились в двух зонах образца – вблизи левого и правого краёв. Измерения с каждого края производились дважды, затем осреднялись. Максимальный разброс результатов в пределах одного образца 0,063 мкм – до проведения обработки и 0,042 мкм – после обработки.

Прочие измерительные инструменты и вспомогательные приспособления:

- штангенциркуль ШЦ-I-0-135-0,1-2 ГОСТ 166-89;
- микрометр МК25-2 ГОСТ 6507-90

Методика проведения экспериментов. Натурный эксперимент проводился в два основных этапа, на которых измерялись составляющие силы резания и остаточные напряжения, а также выполнялись измерения шероховатости поверхности образцов до и после проведения обработки. Образцы шлифовались на всю ширину, равную 10 мм, вследствие чего варьирование поперечной подачей не производилось. Величина снимаемого слоя с заготовки по лимбу станка была заложена равной 0,15 мм.

Для повышения точности измерений и уменьшения влияния случайных погрешностей на каждом из режимов обрабатывалось по два образца. В табл. 3 приведены режимы, на которых выполнялась обработка образцов.

Таблица 3. Режимы обработки образцов

№ режима	$V_{заг}$, м/мин	S_t , мм/ход
1	16,1	0,015
2	16,1	0,010
3	16,1	0,005
4	11,04	0,015
5	11,04	0,010
6	11,04	0,005
7	5,52	0,015
8	5,52	0,010
9	5,52	0,005

На первом этапе эксперимента образцы закреплялись в силоизмерительной установке (динамометре), располагающейся на магнитном столе станка 3Д711ВФ11 для их последующей обработки. Перед проведением шлифования измерялась шероховатость образца.

При проведении обработки образца производилось измерение сил резания. Полученные данные в виде электронных графиков сохранялись на жёстком диске компьютера, после чего производилась их обработка и анализ.

Затем измерялась шероховатость поверхности обработанных образцов.

На втором этапе образцы подвергались измерению остаточных напряжений.

Данные, полученные в ходе исследования, были обработаны, проанализированы и представлены ниже.

Шероховатости поверхности. Данные результатов измерений сведены в табл. 4.

Таблица 4. Шероховатость поверхности образцов

№ режима	Ra , мкм		ΔRa , мкм
	до обработки	после обработки	
1	0,300	0,210	0,090
2	0,294	0,191	0,104
3	0,272	0,198	0,074
4	0,380	0,213	0,168
5	0,548	0,234	0,315
6	0,264	0,175	0,089
7	0,232	0,227	0,005
8	0,292	0,217	0,076
9	0,282	0,216	0,066

Шероховатость поверхности всех обработанных образцов лежит в пределах $Ra = 0,175...0,234$ и практически не зависит от исходной шероховатости.

Составляющие силы резания. В

процессе проведения обработки все данные по каждому из образцов сохранялись в виде графиков зависимости составляющих P_y и P_z силы резания от времени. Также возможен вывод данных в табличном виде. В табл. 5 представлены результаты измерений величины составляющих силы резания у образца на режиме 1 ($V_{кр} = 35$ м/с, $V_{заг} = 16,1$ м/мин, $S_t = 0,015$ мм/ход. Снимаемый припуск равен 0,15 мм). В аналогичном виде получены таблицы для каждого из образцов.

Как видно из табл. 5, с увеличением количества проходов составляющие силы резания возрастают и лишь на 7-11 проходах стабилизируются (выделены в таблице). Это обусловлено тем, что на первых проходах происходит выборка люфтов и зазоров в технологической системе. Когда в системе создаётся натяг, то колебания составляющих P_y и P_z силы резания уменьшаются, хотя и имеется некоторый разброс в пределах 4,18 кг (или 11%) для силы P_y и 3,22 кг (18%) для силы P_z . При выхаживании обе составляющие силы резания резко уменьшаются.

Значения максимальных и средних значений сил резания сведены в табл. 6.

Таблица 5. Силы резания при обработке образца на режиме №1

	№ прохода	P_y , кг	P_z , кг
Обработка	1	10,30	5,03
	2	16,95	10,17
	3	21,49	10,37
	4	25,58	13,04
	5	28,72	13,36
	6	31,06	14,43
	7	34,98	14,45
	8	35,00	15,86
	9	38,65	15,88
	10	37,97	17,02
	11	34,47	13,80
Выхаживание	12	25,31	11,86
	13	23,42	9,64
	14	18,95	9,27
	15	17,77	8,03
	16	11,97	6,38
	17	14,63	6,33
	18	9,58	5,23
	19	11,72	5,16
	20	6,38	3,47

Таблица 6. Составляющие силы резания и их соотношение

№ п/п	$V_{заг}$, м/мин	S_t , мм/ход	P_y^{max} , кг	P_z^{max} , кг	$\frac{P_y^{max}}{P_z^{max}}$	P_y^{cp} , кг	P_z^{cp} , кг	$\frac{P_y^{cp}}{P_z^{cp}}$
1	16,1	0,015	38,65	17,02	2,27	34,51	15,02	2,30
2		0,01	30,45	13,79	2,21	26,74	12,74	2,10
3		0,005	19,26	9,21	2,09	16,33	8,70	1,88
4	11,04	0,015	18,89	8,71	2,17	14,57	6,95	2,10
5		0,01	13,84	7,14	1,94	11,93	6,12	1,95
6		0,005	10,44	5,68	1,84	7,68	4,67	1,65
7	5,52	0,015	11,33	5,98	1,89	8,80	4,86	1,81
8		0,01	10,09	4,87	2,07	6,38	3,95	1,61
9		0,005	5,87	3,83	1,53	3,79	2,75	1,38

Согласно мнению, изложенному в работе [4], соотношение сил P_y/P_z качественно характеризует процесс шлифования. Чем меньше это соотношение, тем большая часть энергии уходит непосредственно на разрушение межзатомарных

связей в материале заготовки, т.е. на съём материала, а не на преодоление силы трения и, как следствие, нагрев.

На рис. 4. представлены графики зависимости сил P_y и P_z от режимов резания.

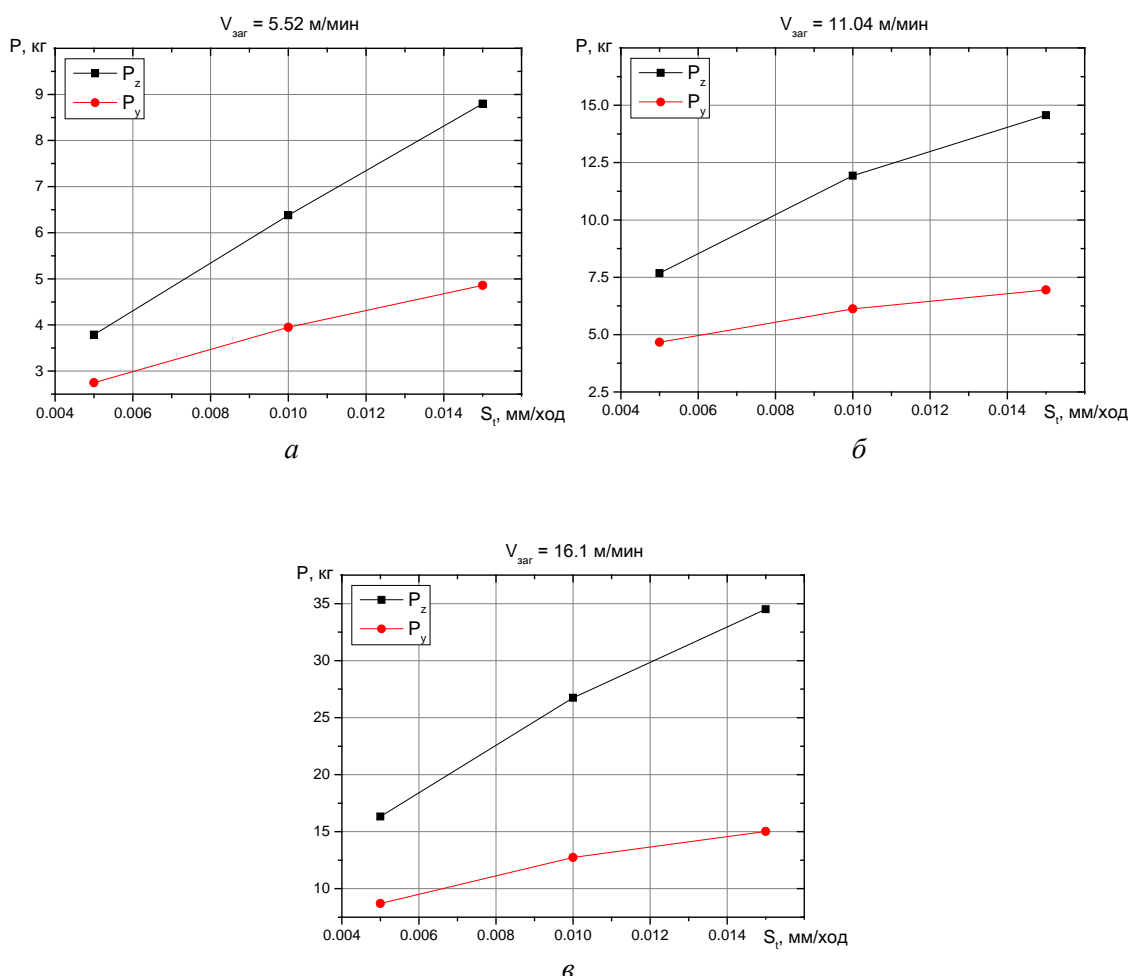


Рис. 4 Зависимость составляющих силы резания от режимов обработки:
 а – $V_{кр} = 35$ м/с, $V_{заг} = 5,5$ м/мин; б – $V_{кр} = 35$ м/с, $V_{заг} = 11,04$ м/мин;
 в – $V_{кр} = 35$ м/с, $V_{заг} = 16,1$ м/мин

Остаточные напряжения. После измерения остаточных напряжений (ОН) окно программы предоставляло график в виде, представленном на рис. 5. С этого графика снимались следующие значения,

характеризующие залегание ОН: максимальное значение ОН, глубина залегания максимальных ОН и общая глубина залегания ОН. Результаты измерений представлены в табл. 7.

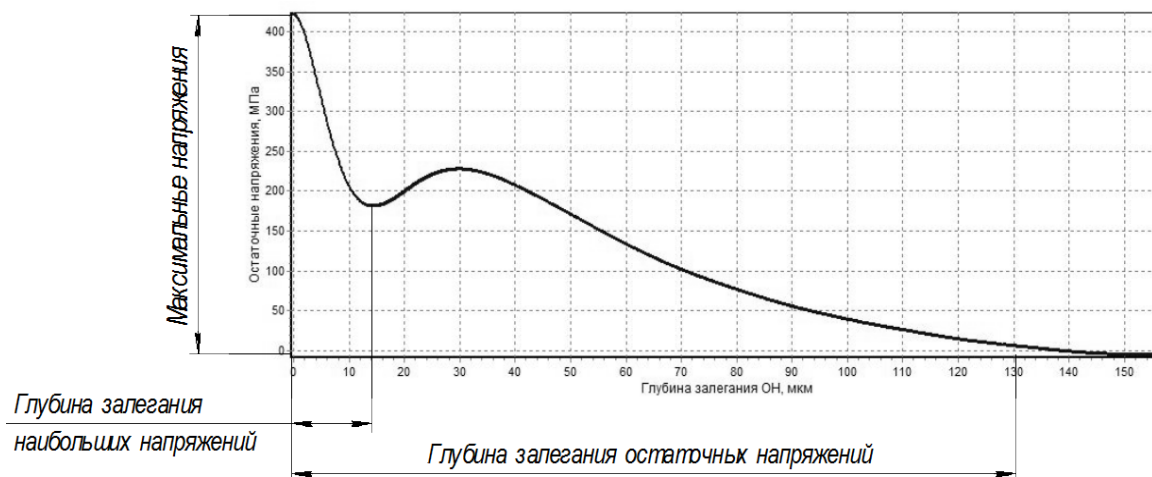


Рис. 5. Типовой график распределения ОН в образце

Таблица 7. Распределение остаточных напряжений

№ п/п	Макс. знач. ОН, МПа	Глубина залегания максимальных ОН, мкм	Глубина залегания ОН, мкм
1	617	17,5	170
2	425	17,5	137
3	400	15	120
4	470	17	152
5	495	16	142
6	405	20	135
7	340	25	157
8	550	20	172
9	370	19	155

Заключение

На основании проведённых исследований установлено, что с увеличением скорости движения заготовки V_3 с 5,52 м/мин до 16,1 м/мин и подачи на глубину S_t с 0,005 мм/ход до 0,015 мм/ход главная составляющая силы резания P_z увеличивается в 2...3,1 раза, а радиальная составляющая силы резания P_y – в 3,9...4,3 раза. При этом величина растягивающих остаточных напряжений ($\sigma_\tau - \mu\sigma_0$) возрастает в 1,1...1,8 раза, а шероховатость остаётся практически неизменной.

Авторы выражают глубокую благодарность доктору технических наук, профессору И.Д. Ибатуллину за предоставленную установку определения составляющих силы резания, а также сотрудникам кафедр механической обработки материалов СГАУ и технологии машиностроения СамГТУ.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010 г. (шифр темы 2013-218-04-4777) и Министерства образования и науки РФ.

Библиографический список

1. Альтман М.Б., Глазунов С.Г., Кишкина С.И. Авиационные материалы. Справочник в девяти томах. Т. 5. М.: ОНТИ, 1973. 583 с.
2. Ненашев М.В., Калашников В.В., Деморецкий Д.А., Ибатуллин И.Д., Нечев И.В., Журавлев А.Н., Мурзин А.Ю., Ганигин С.Ю., Якунин К.П., Кобякина О.А., Чеботаев А.А., Утянкин А.В., Шашкина Т.А., Неяглова Р.Р., Трофимова Е.А., Галлямов А.Х. Устройство для триботехнических испытаний материалов: патент РФ № 2011113074; опубл. 10.10.2012; бюл. № 28.
3. Букатый С.А. Прогнозирование коробления деталей ГТД после обработки поверхности на основе исследования остаточного напряжённого состояния материала: дисс. ... д-ра. техн. наук. Рыбинск, 1996. 265 с.
4. Кравченко Б.А., Кравченко А.Б. Физические аспекты теории процесса резания металлов. Самара: Самарский государственный технический университет, 2002. 167 с.

Информация об авторах

Фёдоров Дмитрий Геннадьевич, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fedorovdmytry@gmail.ru. Область научных интересов: исследование теплофизических процессов, протекающих в материале при его обработке шлифованием.

Скуратов Дмитрий Леонидович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: skuratov@ssau.ru. Область научных интересов: исследование теплофизических процессов при механической обработке материалов.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE SURFACE LAYER QUALITY AND CUTTING FORCES IN FLAT GRINDING OF THE BT6 TITANIUM ALLOY

© 2015 D. G. Fedorov, D. L. Skuratov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

A set of mathematical models, finite-element models and empirical dependences is being developed. All of them require practical testing. The article presents the results of experimental research of the quality and characteristics of grinding specimens made of the BT6 titanium alloy widely used in aerospace industry. Machining was conducted on a modern surface grinding machine, model 3D711VF11 by a ceramically bonded silicon carbide disk. The operation components of the cutting force, surface roughness (before and after machining of the specimens), as well as residual stresses were measured in the course of operation. All measurements were performed with the same specimens that were sequentially machined with the measurement of the earlier described parameters. In view of this, it is possible to trace all the transformations that take place inside the specimens. A force gage made jointly with the Department of Mechanical Engineering of SamGTU (Samara State Technical University) was used as a force-measuring system. The results of the research can be used to verify the adequacy of the mathematical models created and provide an insight into some processes occurring in surface grinding of flat titanium alloy blanks.

Surface grinding with the periphery of a straight wheel, cutting force, residual stresses, surface roughness.

References

1. Al'tman M.B., Glazunov S.G., Kishkina S.I. *Aviatsionnye materialy. T. 5* [Aircraft materials. Reference book in 9 volumes.V. 5]. Moscow: ONTI Publ., 1973. 583 p.
2. Nenashev M.V., Kalashnikov V.V., Demoretskiy D.A., Ibatullin I.D., Nechaev I.V., Zhuravlev A.N., Murzin A.Yu., Ganigin S.Yu., Yakunin K.P., Kobyakina O.A., Chebo-taev A.A., Utyankin A.V., Shashkina T.A., Neyaglova R.R., Trofimova E.A., Gallyamov A.Kh. *Ustroystvo dlya tribotekhnicheskikh ispytaniy materialov* [Device for tribotechnical tests of materials]. Patent RF, no. 2011113074, 2012. (Published 10.10.2012, bulletin no. 28).
3. Bukatyy S.A. *Prognozirovanie korbleniya detaley GTD posle obrabotki poverkhnosti na osnove issledovaniya ostatochnogo napryazhennogo sostoyaniya materiala* Dis. dokt. tekhn. nauk. [Predicting warpage of gas turbine engine components after surface treatment based on the research of the residual stress state of the material. Doctoral thesis in Engineering Science]. Rybinsk, 1996. 265 p.
4. Kravchenko B.A., Kravchenko A.B. *Fizicheskie aspekty teorii protsessa rezaniya metallov* [Physical aspects of the theory of metal cutting]. Samara: Samara State Technical University Publ., 2002. 167 p.

About authors

Fedorov Dmitriy Gennad'evich, engineer, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: fedorovdmytry@gmail.ru. Area of Research: thermophysical processes occurring in a material during abrasive machining.

Skuratov Dmitriy Leonidovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: skuratov@ssau.ru. Area of Research: thermal processes in machining of materials.

УДК 621.914.1

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ИНСТРУМЕНТА НА ПЛОТНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ ПРИ КОНЦЕВОМ ФРЕЗЕРОВАНИИ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ОТ4

© 2015 Д. В. Евдокимов, Д. Л. Скуратов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье показано влияние износа зубьев концевой фрезы по их задней поверхности на плотность тепловых потоков, возникающих в зоне резания. К ним относятся плотности тепловых потоков, возникающих в результате пластической деформации вследствие трения стружки о переднюю поверхность зуба фрезы и в результате трения задней поверхности об обрабатываемую заготовку. Получена зависимость температуры резания от величины износа инструмента. Выполнен расчёт теплового поля в инструменте. Представленные результаты численного эксперимента получены при помощи адаптированной методики, представляющей собой переработанную методику профессора А.Н. Резникова для условий концевой фрезеровки. В статье изложены основные этапы адаптации. Они основываются на геометрической специфике стружки. Непосредственное вычисление температурных полей в зоне резания при концевом фрезеровании выполнялось при помощи компьютерной, конечно-элементной модели. Данная модель учитывает гидродинамику смазывающе-охлаждающей жидкости, которая в большинстве случаев имеет место при фрезеровании и других процессах механической обработки.

Плотность теплового потока, деформация, трение, концевая твёрдосплавная фреза, износ инструмента, температура в зоне резания.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-409-417

Современное производство характерно своей устойчивой тенденцией к усложнению промышленных изделий и использованию материалов, вызывающих сложности при механической обработке. В первую очередь это касается изделий авиационной техники. Данная тенденция во многих случаях приводит к необходимости изготовления высокоточных деталей со сложным фасонным профилем, работающих в условиях знакопеременных нагрузок и высоких температур. Поэтому при изготовлении таких деталей значительное место уделяется состоянию поверхностного слоя [1-6], определяющего в значительной мере надёжность и долговечность детали и изделия в целом.

На формирование состояния поверхностного слоя деталей оказывают влияние силовой и температурный факторы [7]. Более того, если температура в зоне резания достигает значений, соответствующих значениям критических точек аллотропических превращений в поверхностном слое материала заготовки, то влия-

ние температуры на формирование поверхностного слоя существенно возрастает.

Значительное место в технологических процессах изготовления деталей отводится операциям фрезеровки. При этом нередко операции фрезеровки являются окончательными операциями, определяющими состояние поверхностного слоя деталей [1, 4, 6, 7].

В процессе фрезеровки, так же как при любом другом виде лезвийной обработки, имеет место затупление режущего инструмента, приводящее к росту сил и эффективной мощности резания, температуры в зоне резания и ухудшению качества обработки. Поэтому возникает задача по определению оптимального периода стойкости. При черновой и получистовой обработке, как правило, в качестве оптимального принимают экономический период стойкости, а при чистовой обработке – технологический период стойкости, который составляет половину от экономического периода стойкости, так как при чис-

товой обработке на первое место выступают требования к точности обработки, шероховатости поверхности и состоянию поверхностного слоя.

К основным факторам, влияющим на износ режущих кромок инструмента, относится температура в зоне резания [7-12]. Как известно, она оказывает доминирующее влияние на адгезионные и диффузионные процессы на контактных поверхностях инструмента, а эти процессы, в свою очередь, оказывают непосредственное влияние на скорость изнашивания и величину износа.

Теплофизика процесса резания подробно рассмотрена в работах А.Н. Резникова [11, 12]. В работе [11] на примере процесса точения он представил свою методику, позволяющую определять величины основных тепловых потоков, имеющих место в зоне резания. Схема распределения тепловых потоков (согласно А.Н. Резникову) представлена на рис. 1. Используя данную схему в своей методике, он выстроил алгоритм, позволяющий определять температуру в зоне резания [11], которая влияет не только на интенсивность износа инструмента, но и на структурно-фазовое состояние поверхностного слоя заготовки.

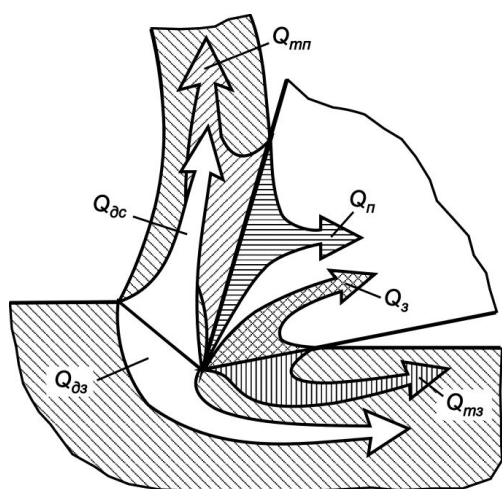


Рис. 1. Схема тепловых потоков через поверхности резца [11]

На рис. 1 обозначены: $Q_{дс}$, $Q_{дз}$ – тепловые потоки, поступающие соответственно в стружку и заготовку и вызванные пластической деформацией материала;

$Q_{мн}$ – тепловой поток, вызванный трением стружки о переднюю поверхность; $Q_{мз}$ – тепловой поток, вызванный трением задней поверхности зуба фрезы об обработанную поверхность; Q_n – итоговый тепловой поток, возникающий между соприкасающимися телами на площадке контакта стружки с передней поверхностью зуба фрезы; $Q_з$ – итоговый тепловой поток, возникающий на площадке контакта задней поверхности зуба фрезы с обработанной поверхностью.

Для определения температуры режущего инструмента представляют интерес плотности тепловых потоков, поступающих в него через переднюю (q_n) и заднюю ($q_з$) поверхности. Нахождение данных величин в методике сводится к совместному решению двух уравнений, составленных на основе уравнений теплового баланса.

Следует отметить, что в условиях стационарного резания, во-первых, должны быть равны между собой средние температуры на контактной поверхности изделия и задней поверхности резца и, во-вторых, должны быть равны между собой средние температуры на передней поверхности резца и на контактной поверхности стружки. Первое предположение исключает изменение температуры вдоль активного участка задней поверхности инструмента, второе – учитывает заторможенный слой.

Методика

Методика для расчёта температуры в зоне резания, разработанная А.Н. Резниковым применительно к процессу точения, была адаптирована для расчёта температуры в условиях концевой фрезеровки [1]. Процесс адаптации содержит четыре пункта. Первые два пункта строятся исходя из того, что А.Н. Резников предлагал алгоритм вычисления плотностей тепловых потоков, используя два математических представления стружки, которые неприменимы для процесса концевой фрезеровки. А именно, особенно

стью для процесса точения является то, что стружка представлена в виде бесконечного стержня. Второй особенностью является то, что стружка имеет постоянное, не меняющееся по времени сечение. Третий пункт касается определения коэффициентов усадки стружки. На данном этапе очень помогли экспериментальные данные К.Ф. Митряева [8]. Четвёртый пункт адаптации касается определения длин контакта зуба фрезы с материалом

заготовки и стружкой. Специально для данного пункта была разработана компьютерная модель процесса концевой фрезерования в постановке явной динамики. Выполнена она внутри программы «ANSYS» в модуле «explicit dynamic». Проведя моделирование процесса резания, можно определить величины длин контакта. Этап моделирования представлен на рис. 2.

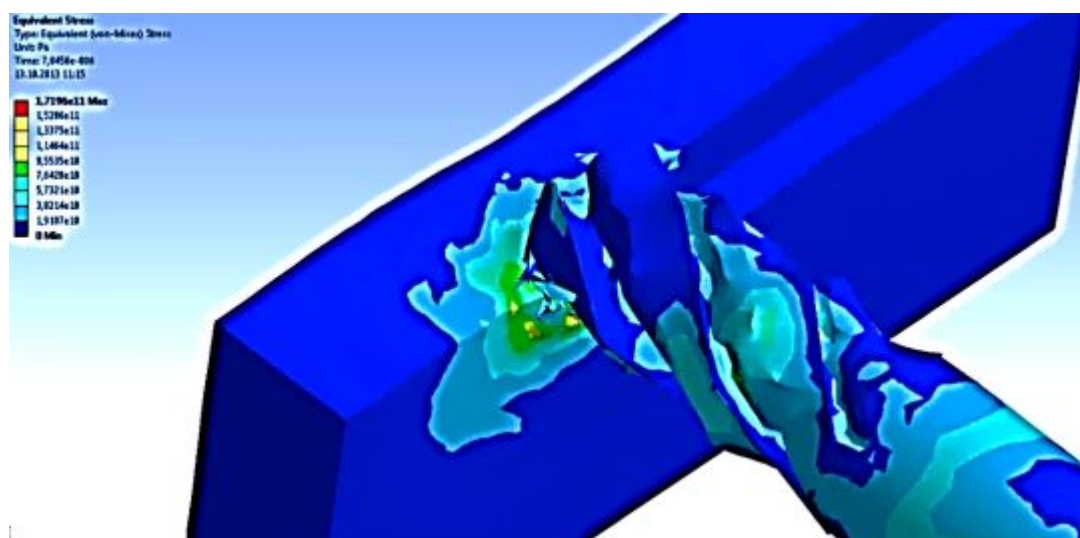


Рис. 2. К определению длин контакта режущего клина с заготовкой и стружкой

Знания тепловых потоков, идущих в переднюю и заднюю поверхности режущего инструмента, недостаточно для достоверного определения температурного поля в инструменте, в частности, в концевой фрезе. Достоверный расчёт температурного поля в инструменте возможен лишь при учёте его конвективного теплообмена с охлаждающей жидкостью и воздухом окружающей среды. Решение данной задачи может быть осуществлено на основе использования конечно-элементной модели, созданной в среде ANSYS и представленной в работе [1]. На базе этой модели был выполнен численный эксперимент для условий концевой фрезерования титанового сплава OT4 на режиме: скорость резания $v = 30$ м/мин; подача на зуб $S_z = 0,08$ мм/зуб; ширина фрезерования $B = 3$ мм; глубина фрезерования $t = 5$ мм.

Применительно к процессу концевой фрезерования титанового сплава OT4, согласно рекомендациям работы [13], за критерий затупления следует принять износ по задней поверхности (h_3), равный 0,3...0,5 мм. Как показал опыт применения твёрдосплавных концевых фрез [14] с наноструктурированными износостойкими покрытиями и без них, при износе по задней поверхности зубьев свыше 0,3 мм наблюдается выкрашивание режущих кромок. Поэтому за допустимую величину износа принимался износ по задней поверхности, равный 0,3 мм.

Основная часть

В процессе резания задняя поверхность каждого из зубьев фрезы изнашивается, что приводит, во-первых, к увеличению площади контакта между задней по-

верхностью режущего клина зуба и заготовкой и, во-вторых, к росту силы трения на задней поверхности зубьев инструмента. Затупление фрезы, как и любого режущего инструмента, сопровождается также увеличением составляющих силы резания. Например, по данным работы [13], при фрезеровании острыми фрезами главная составляющая сила резания в 2 раза, а радиальная в 4 раза ниже, чем при работе притуплёнными фрезами.

На основе использования расчётных зависимостей по определению плотности тепловых потоков на передней и задней поверхностях зубьев концевой фрезы были получены графики зависимости q_n и q_z от величины износа по задней поверхно-

сти, приведённые на рис. 3. Изменение q_n и q_z при увеличении износа по задней поверхности зуба фрезы от 0, 05 до 0,3 мм отражает картину плотности тепловых потоков при концевом фрезеровании для реальных (рабочих) условий резания, а изменение q_n и q_z при износе по задней поверхности – от 0,3 до 1,05 мм, т.е. от допустимой величины до катастрофических значений, приводящих к разрушению инструмента, даёт картину плотности тепловых потоков для возможных (критических) условий обработки. Вместе с тем, согласно данным работы [15], допустимая величина износа концевых фрез при обработке некоторых титановых сплавов может достигать 0,8 мм.

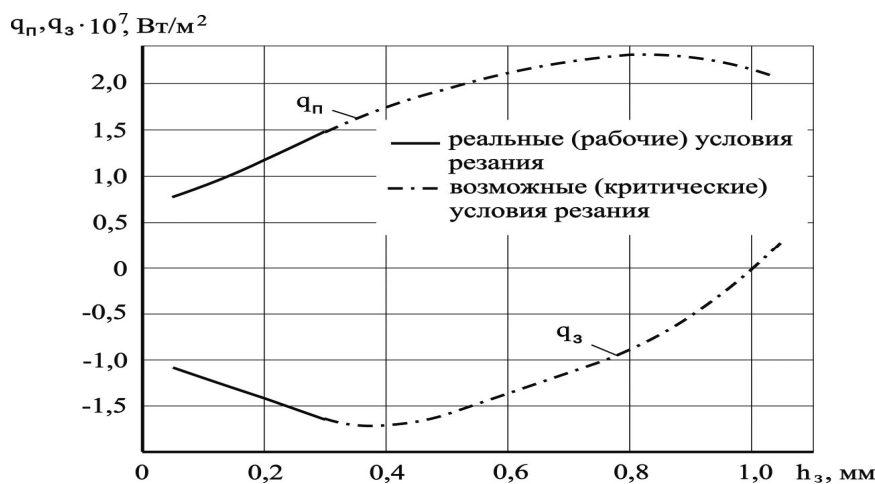


Рис. 3. Зависимость итоговой плотности тепловых потоков на передней (q_n) и задней (q_z) поверхностях каждого из зубьев концевой фрезы от износа на задней поверхности h_z

Качественная картина изменения q_n и q_z при концевом фрезеровании (рис. 3) достаточно хорошо согласуется с картиной изменения q_n и q_z при точении, приведённой в [11] и показанной на рис. 4.

На рис. 3 по оси абсцисс отложена величина износа зуба фрезы по задней поверхности. На рис. 4 по оси абсцисс отложено время работы резца, рабочая часть которого представляет собой также режущее лезвие. Но, как известно, с увеличением времени работы резца возрастает и износ по задней поверхности. Поэтому в идеальном случае общие виды зависимостей q_n и q_z от времени работы и от величины износа должны быть аналогичны.

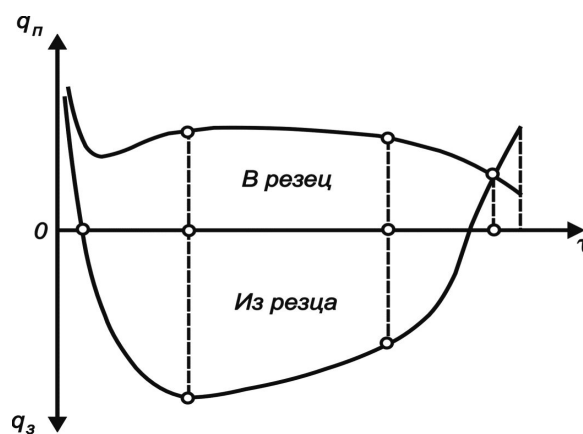


Рис. 4. Картина изменения плотности тепловых потоков на передней q_n и задней q_z поверхностях резца при точении [11]

Как видно из рис. 3, при $h_z = 0,05$ мм, когда зубья фрезы полностью прогрелись и процесс резания стал установившимся, тепловой топок q_z движется в сторону изделия и его плотность постепенно возрастает по мере роста износа по задней поверхности. При достижении $h_z = 0,35...0,4$ мм начинают интенсивно возрастать силы резания и температура из-за увеличения сил трения на задней поверхности зубьев, что приводит к возрастанию теплового потока, идущего в заднюю поверхность режущего клина. При этом общая плотность теплового потока, идущего в изделие, уменьшается при сохранении направления движения. Следует также отметить, что уменьшение абсолютного значения q_z происходит тем интенсивнее, чем больше износ по задней поверхности зубьев фрезы. Если величину износа по задней поверхности довести до значения, равного 1 мм, то итоговая плотность теплового

потока по задней поверхности будет равна нулю, а дальнейшее увеличение износа приведёт к изменению направления теплового потока.

Увеличение износа по задней поверхности зубьев фрезы приводит также к изменению q_n . С ростом h_z от 0,05 мм до 0,8...0,85 мм величина q_n интенсивно возрастает. По-видимому, это связано с тем, что с увеличением износа по задней поверхности интенсивно возрастает нормальная сила на площадке контакта инструмента с заготовкой, в результате чего увеличивается радиальная составляющая силы резания, а плотность теплового потока, связанная с пластической деформацией q_d , резко увеличивается с изменением направления движения, что видно из рис. 4. Характер изменения q_{mn} и q_{mz} с ростом износа по задней поверхности зубьев твёрдосплавной концевой фрезы приведён на рис. 4.

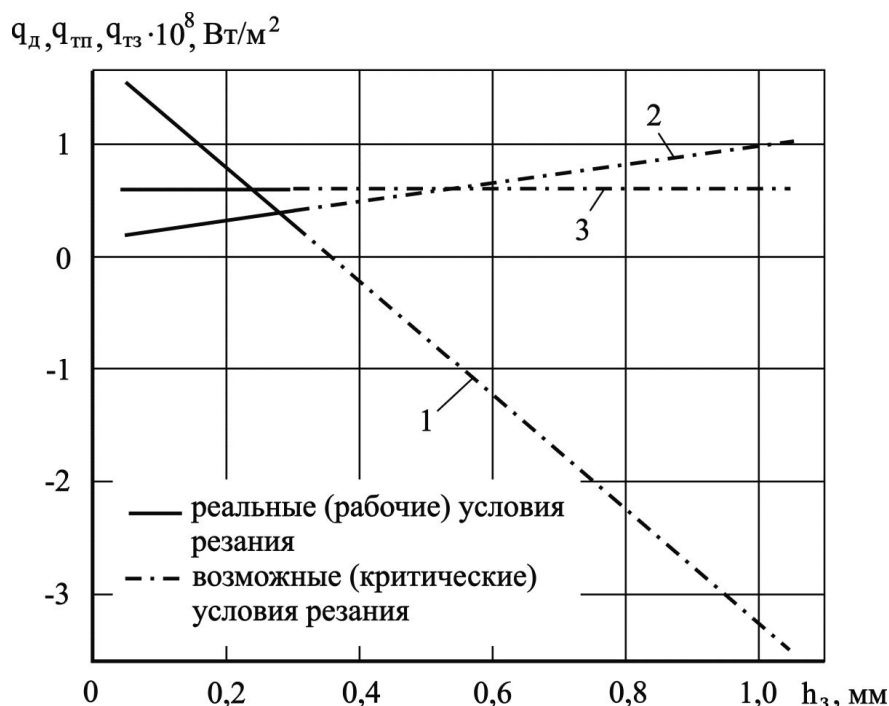


Рис. 4. Характер изменения тепловых потоков, обусловленных пластической деформацией q_d (1) и трением на передней q_{mn} (2) и задней q_{mz} (3) поверхностях инструмента от величины износа по задней поверхности зуба фрезы

Зная распределение плотности тепловых потоков, можно определить температурное поле в инструменте при различной величине износа зубьев фрезы по зад-

ней поверхности. На рис. 5 приведена зависимость изменения максимальной температуры в зоне резания от величины износа по задней поверхности зубьев фрезы.

Расчёт выполнен на основе использования модели, созданной в среде ANSYS.

На рис. 6 представлено температурное поле на передней поверхности зуба фрезы при различных значениях износа по задней поверхности. Как видно из рис. 6, наименьшее значение температуры

имеет место при $h_3 = 0,3$ мм, т.к. в этом случае итоговый тепловой поток на задней поверхности зуба фрезы (рис. 3) движется из инструмента в сторону обрабатываемой заготовки.

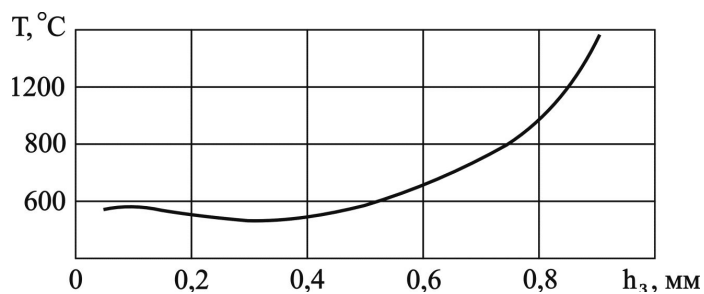


Рис. 5. Зависимость максимальной температуры в зоне резания при обработке титанового сплава ОТ4

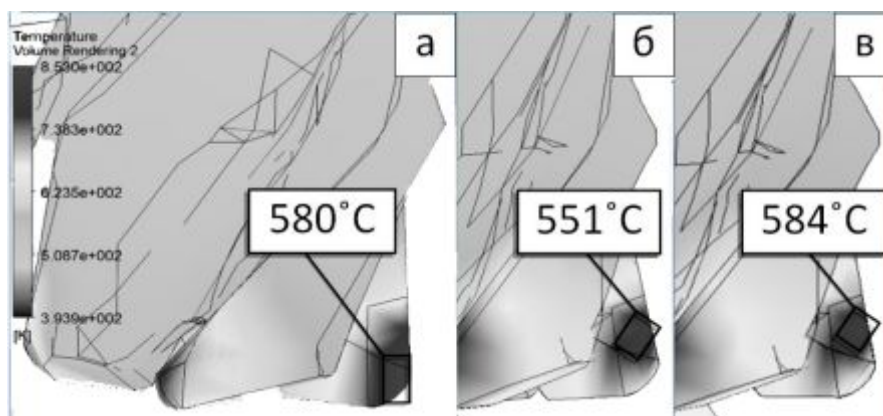


Рис. 6. Распределение температуры на передней поверхности инструмента в зависимости от величины износа по задней поверхности зуба фрезы: а – 0,05 мм; б – 0,3 мм; в – 0,5 мм

Сопоставление результатов численного эксперимента по определению температуры, представленных на рис. 5 и 6, с результатами расчёта температуры по эмпирической зависимости, полученной Б.А. Кравченко и К.Ф. Митряевым для условий фрезерования титанового сплава ОТ4 острыми фрезами [16], у которых h_3 не более 0,05 мм, показало, что разница в температурах не превышает 5°C , т.е. погрешность не превышает 1%. Как видно из рис 6, а, температура на передней поверхности зуба фрезы, полученная на основе использования расчётной модели, равна 580°C , а температура, рассчитанная

по эмпирической зависимости, равна 575°C .

Таким образом, разработанная методика расчёта температуры резания при концевом фрезеровании позволяет рассчитывать температуру в зоне обработки с учётом износа инструмента по задней поверхности зубьев фрезы.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010 г. (шифр темы 2013-218-04-4777) и Министерства образования и науки РФ.

Библиографический список

1. Evdokimov D.V., Fedorov D.G., Skuratov D.L. Thermal Stress Research of Processing and Formation of Residual Stress When End Milling of a Workpiece // *World Applied Sciences Journal*. 2014. V. 31, Iss. 1. P. 51-55. doi: 10.5829/idosi.wasj.2014.31.01.14283
2. Skuratov D.L., Evdokimov D.V., Fedorov D.G. Research of thermal cycle parameters and surface condition of the samples from high-tension steel 30XГЧ2А at cylindrical external grinding // *Life Science Journal*. 2014 V. 11, Iss. 10. P. 678-681.
3. Klocke F., Gierlings S., Brockmann M., Veselovac D. Force-based temperature modeling for surface integrity prediction in broaching nickel-based alloys // *Procedia CIRP*. 2014 V. 13 P. 314-319. doi.org/10.1016/j.procir.2014.04.053
4. Kolařík K., Pala Z., Čapek J., Beránek L., Vyskočil Z. Non-destructive inspection of surface integrity in milled turbine blades of inconel 738LC // *Applied Mechanics and Materials*. 2013. V. 486. P. 9-15. doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.486.9
5. Zhang Q., Mahfouf M., Yates J.R., Pinna C., Panoutsos G., Boumaiza S., Greene R.J., Luis de Leon Modeling and optimal design of machining-induced residual stresses in aluminum alloys using a fast hierarchical multiobjective optimization algorithm // *Materials and Manufacturing Processes*. 2011 V. 26, Iss. 3. P. 508-520. doi.org/10.1080/10426914.2010.537421
6. Liu W.W., Wang D.F., Li F., Chen H., Wang C.Z. Research on milling parameters optimization based on surface residual stress for aviation stainless steel // *Applied Mechanics and Materials*. 2013. V. 526. P. 3-8. doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.526.3
7. Кравченко Б.А. Теория формирования поверхностного слоя деталей машин при механической обработке. Куйбышев: Куйбышевский политехнический институт, 1981. 90 с.
8. Кравченко Б.А., Кравченко А.Б. Физические аспекты теории процесса резания металлов. Самара: Самарский государственный технический университет, 2002. 167 с.
9. Benabid F., Benmoussa H., Arrouf M. A thermal modeling to predict and control the cutting temperature. The simulation of facemilling process // *Procedia Engineering*. 2014. V. 74. P. 37-42. doi.org/10.1016/j.proeng.2014.06.220
10. Zhang E., Zhao S., Chen X., Guo X., Yao J. Finite element analysis of indexable cutter // *Liaoning Gongcheng Jishu Daxue Xuebao (Ziran Kexue Ban) / Journal of Liaoning Technical University (Natural Science Edition)*. 2013. V. 32, Iss. 12. P. 1695-1698. doi: 10.3969/j.issn.1008-0562.2013.12.025
11. Резников А.Н. Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.
12. Резников А.Н. Теплообмен при резании и охлаждение инструментов. М.: Машгиз, 1963. 200 с.
13. Сотникова К.Ф. Нормативы режимов резания на механическую обработку титановых сплавов. Кн.1. М.: НИАТ, 1980. 230 с.
14. Skuratov D.L., Zhidyaev A.N., Sazonov M.B. Solid carbide end mills tool life increase in titanium alloys machining by design development and rational choice of geometrical parameters // *Research Journal of Applied Sciences*. 2014. V. 9, Iss. 11. P. 767-770. doi: 10.3923/rjasci.2014.767.770
15. Резников Н.И. Обработка резанием жаропрочных, высокопрочных и титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1971. 200 с.
16. Кравченко Б.А. Митряев К.Ф. Обработка и выносливость высокопрочных материалов. Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1968. 132 с.

Информация об авторах

Евдокимов Дмитрий Викторович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: dmitry.evd.ssau@gmail.com. Область научных интересов: исследование физики процесса фрезерования с целью повышения качества получаемых изделий.

Скуратов Дмитрий Леонидович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: skuratov@ssau.ru Область научных интересов: исследование физических процессов при механической обработке материалов.

INFLUENCE OF TOOL DETERIORATION ON THE DENSITY OF HEAT FLUX DISTRIBUTION IN THE CUTTING AREA IN END MILLING OF OT4 TITANIUM ALLOY

© 2015 D. V. Evdokimov, D. L. Skuratov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The influence of end mill teeth flank wear on the density of heat fluxes taking place in the cutting area is discussed in the paper. The following densities of heat fluxes are dealt with: the density of heat flux which occurs as a result of plastic deformation, the density of heat flux which occurs due to the friction of chips against the cutting face of the mill teeth and that which occurs as a result of flank surface friction against the workpiece being machined. The dependence of the cutting temperature on the value of the tool wear has been obtained. The thermal field in the tool has been calculated. The presented results of the numerical experiment have been obtained by a customized procedure that represents a revised procedure developed by Professor A.N. Resnikov for the conditions of endmilling. The article describes the main stages of adaptation. There are four of them, and they are based on the geometrical specificity of the chip. Immediate calculation of temperature fields in the cutting area in the endmilling process was performed using a computer finite - element model. The model takes into account the hydrodynamics of the cooling lubricant which, in most cases, takes place in endmilling and other machining processes.

Density of heat flux, deformation, friction, carbide endmill, tool wearing, temperature in the cutting area.

References

1. Evdokimov D.V., Fedorov D.G. Skuratov D.L. Thermal Stress Research of Processing and Formation of Residual Stress When End Milling of a Workpiece. *World Applied Sciences Journal*. 2014. V. 31, Iss. 1. P. 51-55. doi: 10.5829/idosi.wasj.2014.31.01.14283
2. Skuratov D.L., Evdokimov D.V., Fedorov D.G. Research of thermal cycle parameters and surface condition of the samples from high-tension steel 30XГCH2A at cylindrical external grinding. *Life Science Journal*. 2014 V. 11, Iss. 10. P. 678-681.
3. Klocke F., Gierlings S., Brockmann M., Veselovac D. Force-based temperature modeling for surface integrity prediction in broaching nickel-based alloys. *Procedia CIRP*. 2014 V. 13. P. 314-319. doi.org/10.1016/j.procir.2014.04.053
4. Kolařík K., Pala Z., Čapek J., Beránek L., Vyskočil Z. Non-destructive inspection of surface integrity in milled turbine blades of inconel 738LC. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. V. 486. P. 9-15. doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.486.9

5. Zhang Q., Mahfouf M., Yates J.R., Pinna C., Panoutsos G., Boumaiza S., Greene R.J., Luis de Leon Modeling and optimal design of machining-induced residual stresses in aluminum alloys using a fast hierarchical multiobjective optimization algorithm. *Materials and Manufacturing Processes*. 2011 V. 26, Iss. 3. P. 508-520. doi.org/ 10.1080/10426914.2010.537421
6. Liu W.W., Wang D.F., Li F., Chen H., Wang C.Z. Research on milling parameters optimization based on surface residual stress for aviation stainless steel. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. V. 526. P. 3-8. doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.526.3
7. Kravchenko B.A. *Teoriya formirovaniya poverkhnostnogo sloya detaley mashin pri mekhanicheskoy obrabotke* [Theory of the formation of the surface layer of machine parts in machining]. Kuybyshev: Kuybyshev Politechnical Institute Publ., 1981. 90 p.
8. Kravchenko B.A., Kravchenko A.B. *Fizicheskie aspekty teorii protsessa rezaniya metallov* [Physical aspects of the metal cutting process theory]. Samara: Samara State Technical University Publ., 2002. 167 p.
9. Benabid F., Benmoussa H., Arrouf M. A thermal modeling to predict and control the cutting temperature. The simulation of facemilling process. *Procedia Engineering*. 2014. V. 74. P. 37-42. doi.org/10.1016/j.proeng.2014.06.220
10. Zhang E., Zhao S., Chen X., Guo X., Yao J. Finite element analysis of indexable cutter. *Liaoning Gongcheng Jishu Daxue Xuebao (Ziran Kexue Ban)/Journal of Liaoning Technical University (Natural Science Edition)*. 2013. V. 32, Iss. 12. P. 1695-1698. doi: 10.3969/j.issn.1008-0562.2013.12.025
11. Reznikov A.N. *Teplofizika rezaniya* [Thermal physics of cutting]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1969. 288 p.
12. Reznikov A.N. *Teploobmen pri rezanii i okhlazhdenie instrumentov* [Heat exchange in cutting and cooling of tools]. Moscow: Mashgiz Publ., 1963. 200 p.
13. Sotnikova K.F. *Normativy rezhimov rezaniya na mekhanicheskuyu obrabotku titanovykh splavov* [Guidelines on cutting modes for titanium alloy machining]. Moscow: NIAT Publ., 1980. 230 p.
14. Skuratov D.L., Zhidyaev A.N., Sazonov M.B. Solid carbide end mills tool life increase in titanium alloys machining by design development and rational choice of geometrical parameters. *Research Journal of Applied Sciences*. 2014. V. 9, Iss. 11. P. 767-770. doi: 10.3923/rjasci.2014.767.770
15. Reznikov N.I. *Obrabotka rezaniem zharoprochnykh, vysokoprochnykh i titanovykh splavov* [Machining of heat-resistant, high-strength and titanium alloys]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1971. 200 p.
16. Kravchenko B.A. Mitryaev K.F. *Obrabotka i vyнослиvost' vysokoprochnykh materialov* [Machining and endurance of high-strength materials]. Kuybyshev: Kuybyshevskoe knizhnoe izdatel'stvo Publ., 1968. 132 p.

About the authors

Evdokimov Dmitriy Victorovich, postgraduate student, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: dmitry.evd.ssau@gmail.com. Area of Research: physics of the milling process with the aim of improving product quality.

Skuratov Dmitriy Leonidovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: skuratov@ssau.ru. Area of Research: physical processes in material machining.

УДК 621.9.047

**МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ ТРЁХМЕРНЫХ ТВЁРДОТЕЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ
ЭЛЕКТРОДОВ-ИНСТРУМЕНТОВ
ДЛЯ ИМПУЛЬСНОЙ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ
ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
В САД-СИСТЕМЕ С ИХ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ СВЯЗЬЮ
С ПРОГРАММНЫМ МОДУЛЕМ ПРОФИЛИРОВАНИЯ**

© 2015 М. В. Нехорошев, Н. Д. Проничев, Г. В. Смирнов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Данная работа посвящена созданию методики параметрических твёрдотельных моделей электродов-инструментов, основанных на результатах расчёта ранее созданного программного модуля. Разработанная методика облегчит решение задачи технологической подготовки операции электрохимической обработки (ЭХО) пера лопаток компрессора газотурбинного двигателя (ГТД). В этом случае решение могло бы осуществляться моделированием за несколько итераций и полностью исключало бы все работы на станке и механическую ручную доработку электродов. Методика основана на использовании математической модели процесса электрохимического формообразования пера лопатки ГТД на импульсном токе. При разработке модели принимались постоянными электропроводность и температура, выход по току зависел только от плотности тока, перенапряжение анода и катода определялись по поляризационным кривым, особенности динамики анодного процесса учитывались по плотности тока, параметры гидродинамического режима принимались оптимальными. В ходе создания методики был разработан программный модуль, который служит для реализации математической модели профилирования электродов-инструментов при ЭХО. Конечным результатом такого моделирования явились электронные модели профилей электродов, которые можно было бы использовать при составлении управляющих программ для обработки профилей электродов на станке с числовым программным управлением.

Электрохимическая обработка, моделирование, детали авиадвигателя, электролит.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-418-424

Осуществляемая в настоящее время программа модернизации авиадвигателестроения имеет своей конечной целью повышение его конкурентоспособности за счёт повышения качества и ресурса двигателей при одновременном снижении их себестоимости и сокращении сроков проектирования и подготовки производства новых двигателей.

Подготовка производства является важнейшей и наиболее трудоёмкой составляющей программы модернизации. Сокращение сроков её проведения является залогом снижения затрат на запуск двигателя в производство и опережение конкурентов.

Отдельные задачи, решаемые в ходе подготовки, отличаются весьма значительной трудоёмкостью и длительностью их реализации на фоне других. В частности, к таким задачам относятся подготов-

ка операции электрохимической обработки пера лопаток компрессора газотурбинного двигателя.

Облегчить решение этой задачи представляется возможным при наличии математической модели процесса электрохимической обработки. В этом случае решение могло бы осуществляться моделированием за несколько итераций и полностью исключало бы все работы на станке и механическую ручную доработку электродов. Конечным результатом такого моделирования являются электронные модели профилей электродов, которые можно было бы использовать при составлении управляющих программ для обработки профилей электродов на станке с числовым программным управлением (ЧПУ).

Целью данной работы являлась разработка параметрических твёрдотельных моделей электродов-инструментов, осно-

ванных на результатах расчёта ранее созданного программного модуля. Данный модуль служит для реализации разработанной математической модели профилирования электродов-инструментов при ЭХО пера лопатки ГТД на импульсном токе.

Созданная электронная модель ЭХО содержит программный модуль «Ввод исходных данных», реализованный на языке Delphi, и комплект макросов пакета ANSYS, написанных на языке APDL. Язык параметрического моделирования APDL позволяет создать автоматическую процедуру моделирования процесса ЭХО обработки контура лопатки.

Допущения, принимаемые в модели:

- 1) электропроводность и температура являются постоянными;
- 2) выход по току является функцией только плотности тока;
- 3) перенапряжение анода и катода определяются по поляризационным кривым;
- 4) учёт особенностей динамики анодного процесса осуществляется по плотности тока;
- 5) параметры гидродинамического режима считаются оптимальными и не учитываются в модели.

Для реализации вышеизложенной модели был создан внешний модуль ввода исходных данных [1 - 3]. Конечной целью работы модуля является заполнение файла блока исходных данных информацией об эксперименте (напряжения на электродах, ключевые точки геометрии электродов, используемый электролит и материал заготовки). На рис. 1 приведён алгоритм работы модуля (программы). При построении алгоритма учитывались особенности программирования в Borland Delphi, характерные моменты и важные действия.

На рис. 2 представлено окно интерфейса модуля для ввода исходных данных для расчёта, а также для сбора и анализа полученных результатов.

Последовательность действий при работе с модулем:

1. Задаётся конструкторская геометрия пера лопатки (координаты харак-

терных точек). Для этого в программе выбирается номер сечения и вводятся координаты точек спинки и корыта. После нажатия кнопки «Ввод» формируется текстовый файл с координатами для каждого сечения.

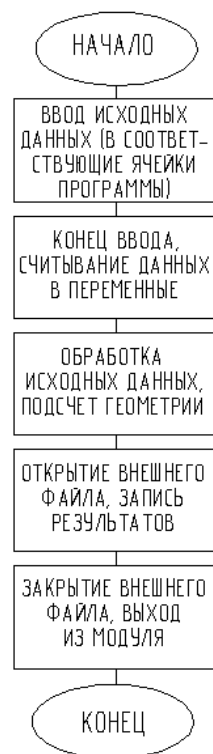


Рис. 1. Алгоритм модуля ввода исходных данных

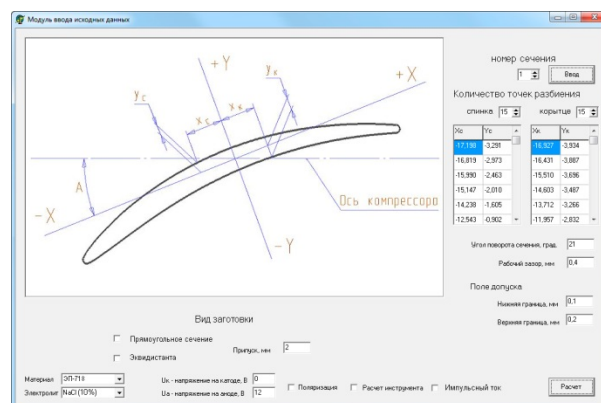


Рис. 2. Окно графического интерфейса модуля

2. Выбирается вид заготовки. В программе реализованы два варианта штамповок: прямоугольное сечение и эквидистанта профиля пера.

3. Из базы данных выбираются обрабатываемый материал и электролит. На данный момент в базе имеются экспериментальные данные на два авиационных лопаточных материала (ЭП-718 и ЭИ-961)

и на два электролита (NaCl и NaNO_3) с разной концентрацией.

4. Вводятся напряжения на аноде и катоде в вольтах.

5. Вводится рабочий зазор (в миллиметрах), который выбирается согласно документации на электрохимический станок.

6. Выбираются особые условия для ЭХО пера лопатки:

- Если исключить пункт «Поляризация», то при расчёте не будет учитываться влияние вторичного распределения потенциалов на процесс обработки. Это условие может потребоваться при предварительном расчёте, однако результаты этого расчёта не являются точными и могут служить для визуализации процесса в первом приближении.

- Если исключить пункт «Расчёт инструмента», то программа будет производить математическое моделирование процесса ЭХО. Если выбрать данный пункт, то программа выполнит расчёт обратной задачи – расчёт координат точек профиля инструмента для каждого сечения.

- Если исключить пункт «Импульсный ток», то будет произведён итерационный расчёт для ЭХО на постоянном токе. В обратном случае программой будет производиться моделирование ЭХО на импульсном токе. Для данного расчёта в качестве исходных условий будут использоваться результаты проведённых экспериментов, сведённые в единую базу данных.

7. Задаются границы поля допуска профиля пера лопатки. Данные значения берутся из конструкторского чертежа на лопатку и служат границей окончания расчёта (рис. 3).

8. Выполняется расчёт в программном комплексе «Ansys».

9. В результате во временной папке системы Windows образуются файлы расчёта в формате Excel:

10. *Spinka.xls* и *Koryto.xls* – файлы с координатами точек для каждого сечения профиля инструмента спинки и корыта соответственно.

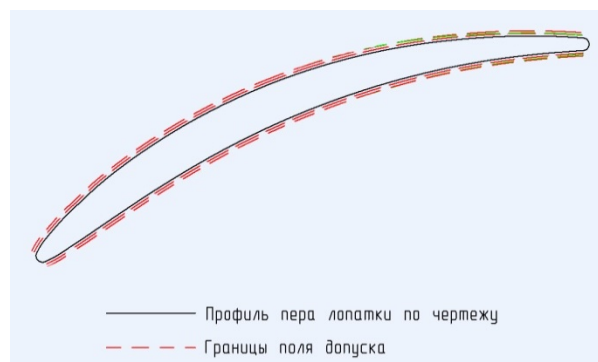


Рис. 3. Сравнение геометрии реального и смоделированного профилей пера лопатки

- *Sechenia.xls* – файл с данными по смещению характерных сечений относительно оси вращения ротора двигателя.
- *Others.xls* – файл с прочими данными по характерным сечениям пера лопатки (угол поворота сечения относительно исходной системы координат).

Пример расчёта профиля электродов инструментов для сечения №4 компрессорной лопатки 3-й ступени ротора показан на рис. 4.

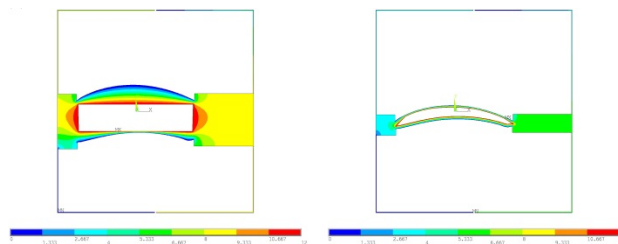


Рис. 4. Пример расчёта профиля электродов инструментов для сечения №4 в начальный и конечный момент

В качестве базовой САД-системы использовалась программа *Siemens NX* [4,5]. В данной программе был создан файл *electrod_spinka.prt*, который описывал геометрию электрода для спинки, связанную с выходными файлами модуля. Электрод строился в системе координат пера лопатки, заданной в конструкторском чертеже. Поэтому для начала создавался эскиз, в котором задавался разворот осей. Значение угла разворота осей *Siemens NX* считывалось из файла *Others.xls*.

На следующем этапе построения создавались вспомогательные плоскости, в которых строился профиль электрода для спинки. Смещения плоскостей также за-

давались параметрически, информация о них бралась из файла *Sechenia.xls*.

Далее на каждой плоскости создавался эскиз, в котором содержался сплайн сечения электрода для ЭХО спинки пера лопатки.

В эскизах в первом квадранте строилась точка с произвольными координатами (рис. 5). Это делалось для того, чтобы точки с отрицательными значениями по осям *X* и *Y* смещались в правильном направлении относительно системы координат.

На следующем этапе для осуществления параметрической связи каждой точки профиля электрода спинки с файлом электронной таблицы (*Spinka.xls*) в окне «Выражения» *Siemens NX* для размера прописывалась переменная (рис. 5).

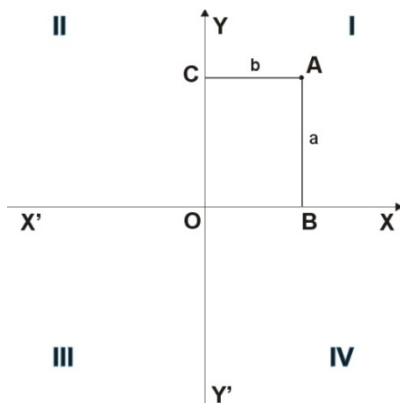


Рис. 5. Построение 1-й точки сечения

На следующем этапе для осуществления параметрической связи каждой точки профиля электрода спинки с файлом электронной таблицы (*Spinka.xls*) в окне «Выражения» *Siemens NX* для размера прописывалась переменная (рис. 6).

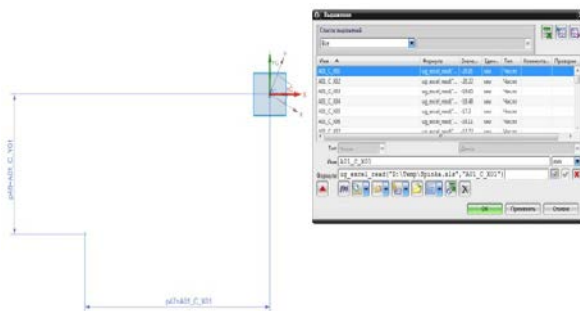


Рис. 6. Параметризация 1-й точки сечения

`ug_excel_read("D:\Temp\Spinka.xls", "A01_C_X01")`,

где *D:\Temp\Spinka.xls* – место расположения файла таблицы *Excel* (рис. 7); *A01_C_X01* – имя ячейки в таблице *Excel* со значением, относящимся к координате 1-й точки по оси *X*; *A01* – номер сечения, *C* – «спинка», *X01* – координата по *X* для первой точки сплайна. Аналогично строились все оставшиеся точки на первом сплайне (рис. 8).

	A	B	C
1		A1-A1	
2	-20,81	-12,12	0
3	-20,22	-11,65	0
4	-19,65	-11,21	0
5	-18,48	-10,32	0
6	-17,3	-9,45	0
7	-16,11	-8,59	0
8	-13,72	-6,93	0
9	-11,29	-5,32	0
10	-6,37	-2,26	0
11	-1,35	0,58	0
12	3,78	3,2	0
13	9,02	5,6	0
14	14,37	7,76	0
15	19,83	9,72	0
16	25,39	11,46	0
17	28,21	12,27	0
18	31,02	13,06	0

Рис. 7. Данные, содержащиеся в файле *Spinka.xls*

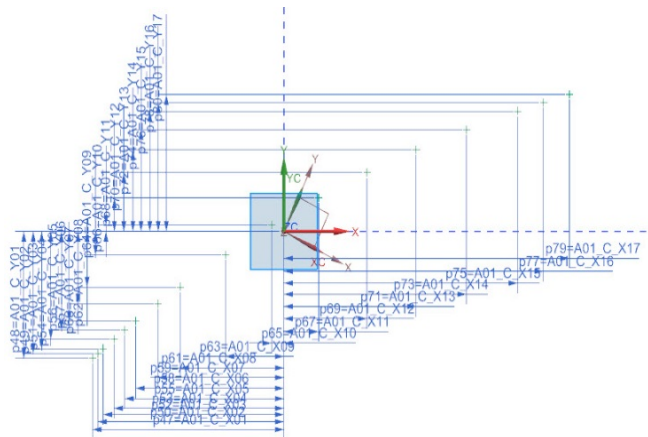


Рис. 8. Параметризация всех точек 1-го сечения электрода для ЭХО спинки пера лопатки

Далее по полученным точкам строились сплайны (рис. 9), причём параметр кривизны сплайна равен 3. Это означает, что кривая будет ориентироваться по трём близлежащим точкам.

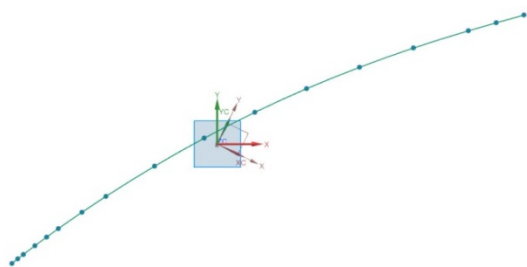


Рис. 9. Построение сплайна 1-го сечения электрода для ЭХО спинки пера лопатки

Затем командой «Тело по кривым» выполнялось построение параметризованной поверхности электрода для ЭХО спинки пера лопатки (рис. 10).

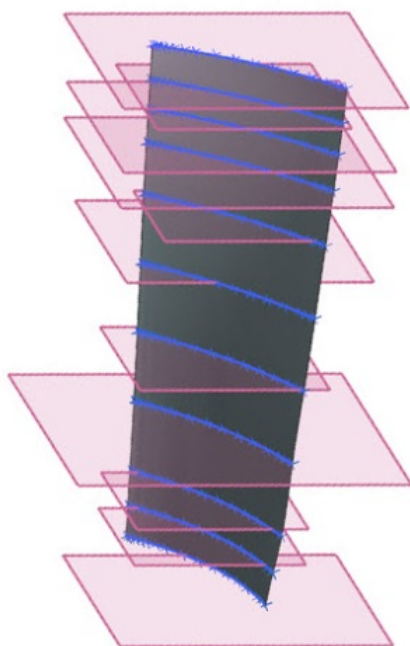


Рис. 10. Построение поверхности электрода для ЭХО спинки пера лопатки

На заключительном этапе проектировались элементы крепления электрода к камере электрохимического станка и накладывались необходимые сругления (рис. 11).

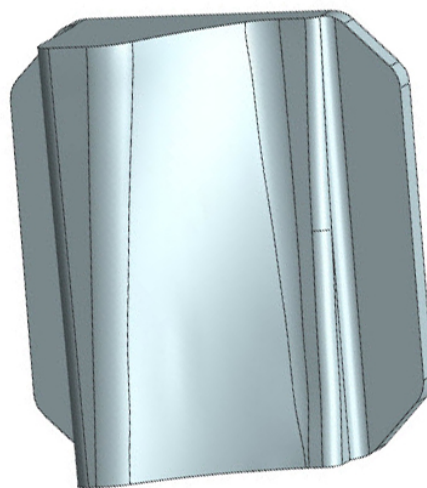


Рис. 11. Итоговая параметрическая модель электрода для ЭХО спинки пера лопатки

Таким образом, в работе:

1. Доработан ранее созданный расчётный модуль, а именно: результаты профилирования поверхностей электродов-инструментов получили возможность сохраняться в формате электронных таблиц Excel, что существенно облегчает последующую параметризацию.

2. Реализована методика параметрической взаимосвязи ранее созданного расчётного модуля с системой *Siemens NX* посредством файлов Excel.

3. Создана модель электродов-инструментов для лопатки 3-й ступени ротора двигателя с возможностью параметризации по режимам обработки и вида заготовки.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010 г. (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Шитарев И.Л., Смирнов Г.В., Смелов В.Г., Нехорошев М.В. Разработка имитационной модели процесса электрохимической обработки пера лопаток авиадвигателей // Известия Самарского

научного центра Российской академии наук. Спец. выпуск «Актуальные проблемы машиностроения, 2009». 2009. С. 248-251.

2. Нехорошев М.В., Проничев Н.Д., Смирнов Г.В. Автоматизированное профилирование электродов-инструментов при импульсной электрохимической обработке // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2014. № 5 (47), ч. 3. С. 158-166.

3. Шманев В.А., Филимошин В.Г., Каримов А.Х. Технология электрохими-

ческой обработки деталей в авиадвигателестроении. М.: Машиностроение, 1986. 168 с.

4. Данилов Ю.В., Артамонов И.А. Практическое использование NX. М.: ДМК Пресс, 2011. 332 с.

5. Гончаров П.С., Ельцов М.Ю., Коршиков С.Б. NX для конструктора машиностроителя. М.: ДМК Пресс, 2010. 504 с.

Информация об авторах

Нехорошев Максим Владимирович, ассистент кафедры технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: maxnogood@gmail.com. Область научных интересов: компьютерное моделирование электрохимической обработки, компьютерное моделирование технологических процессов.

Проничев Николай Дмитриевич, доктор технических наук, профессор кафедры технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академи-

ка С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla@ssau.ru. Область научных интересов: наводораживание поверхности титановых сплавов при электрохимической обработке.

Смирнов Геннадий Владиславович, доктор технических наук, профессор кафедры технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla@ssau.ru. Область научных интересов: локализация процесса растравливания при электрохимической обработке.

PROCEDURE OF CREATING THREE-DIMENSIONAL SOLID MODELS OF TOOL ELECTRODES FOR ELECTROCHEMICAL PULSE MACHINING OF GAS TURBINE ENGINE PARTS IN CAD-SYSTEMS WITH THEIR PARAMETRIC COUPLING WITH SOFTWARE MODULE PROFILING

© 2015 M. V. Nekhoroshev, N. D. Pronichev, G. V. Smirnov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

This work is dedicated to the creation of parametric solid models of tool electrodes based on the results of the calculation of the previously created software module. The developed technique will facilitate the solution of the problem of technological preparation of the operation of electrochemical machining (ECM) of a gas turbine engine compressor. In this case, the solution could be obtained by simulations in several iterations and would completely preclude all machine work and mechanical hand-operated development of electrodes. The technique is based on a mathematical model of electrochemical shaping of a gas turbine engine airfoil using pulse current. In developing the model the electric conductivity and temperature were taken to be constant, the current output depended only on the current density, the anode and cathode overvoltage was determined by the polarization curves, the peculiarities of the anode process dynamics were considered by the current density and the parameters of the hydrodynamic conditions were taken to be optimal. A software module was developed in the course of

developing the procedure. The module developed provides easy implementation of a mathematical model of profiling tool electrodes in ECM. Electronic models of electrode profiles that could be used in producing control software for machining electrode profiles on CNC machines are the end result of such simulation.

Electrochemical Machining (ECM); simulation; aero engine components; electrolyte.

References

1. Shitarev I.L., Smirnov G.V., Smelov V.G., Nekhoroshev M.V. Development of the simulation model of electrochemical handling process in inlet guide vanes of aircraft engines. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. Spec. Issue «Actual problems of engineering, 2009»*. 2009. P. 248-251. (In Russ.)
2. Nekhoroshev M.V., Pronichev N.D., Smirnov G.V. Automated profiling of tool electrode in electrochemical pulse machining. *Vestnik of Samara State Aerospace University*. 2014. No. 5(47), part 3. P. 158-166. (In Russ.)
3. Shmanev V.A., Filimoshin V.G., Karimov A.K. *Tekhnologiya elektrokhimicheskoy obrabotki detaley v aviadvigatellestroenii* [Technology of electrochemical machining in aircraft engine construction]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 168 p.
4. Danilov Y.V., Artamonov I.A. *Prakticheskoe ispol'zovanie NX* [Practical use of NX]. Moscow: DMK Press Publ., 2011. 332 p.
5. Goncharov P.S., Elcov M.Y., Korshikov S.B. *NX dlya konstruktora mashinostroitelya* [NX for machine designer]. Moscow: DMK Press Publ., 2010. 504 p.

About the authors

Nekhoroshev Maxim Vladimirovich, assistant of the Department of Production of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: maxnogood@gmail.com. Area of Research: computer simulation of electrochemical machining, computer modeling of technological processes.

Pronichev Nikolai Dmitrievich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail:

pdla@ssau.ru. Area of Research: hydrogen absorption of the surface of titanium alloys in electrochemical machining.

Smirnov Gennadiy Vladislavovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Engine Production, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: pdla@ssau.ru. Area of Research: localization of the etching process in electrochemical machining.

УДК 621.74

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ИМПУЛЬСНОЙ ЛАЗЕРНОЙ НАПЛАВКИ ПРИ ИСПРАВЛЕНИИ ЛИТЬЕВЫХ ДЕФЕКТОВ ДЕТАЛЕЙ ИЗ СПЛАВА ЖС-32

© 2015 В. Г. Смелов, А. В. Сотов, А. В. Агаповичев, Е. А. Носова

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье описывается метод исправления брака в литом статоре из сплава ЖС-32 путём импульсной лазерной наплавки элементов из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. Дефектные места после зачистки были восстановлены с использованием проволоки, подобранной по химическому составу с основным материалом, при использовании отжига на различных этапах наплавки. Применение отжига металла основы до проведения наплавки приводит к увеличению переходной зоны в 2 раза, разница в свойствах между материалами основы и наплавки сохраняется. Проведение отжига после наплавки приводит к исчезновению чёткой границы между материалами основы и наплавленной стали. После наплавки нержавеющей стали на никелевый сплав требуется отжиг и заключительная упрочняющая термообработка.

Быстрое прототипирование, импульсная лазерная наплавка, жаропрочный сплав, нержавеющая сталь, структура материала, наплавленный слой, отжиг, механические свойства.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-425-431

Метод литья по выплавляемым моделям, благодаря преимуществам по сравнению с другими способами изготовления отливок, получил широкое распространение. Применение этого метода обеспечивает получение из любых литейных сплавов сложных по форме отливок массой от нескольких граммов до десятков килограммов со стенками, толщина которых меньше миллиметра [1,2].

Основными причинами возникновения брака в отливках являются пониженные литейные свойства жаропрочных материалов, трудность управления технологическим процессом [3,4]. Некоторые недостатки отливок можно исправить с помощью аддитивных технологий: лазерной и плазменной наплавки, химического травления, проведения локальной термической обработки [5, 6]. Исправление дефектов отливок целесообразно производить, если затраты на эту работу значительно меньше стоимости изготовления новой отливки [7].

В работе описывается метод исправления брака отливки статора турбины малоразмерного газотурбинного двигателя (ГТД) с использованием технологии импульсной лазерной наплавки. Статор турбины был изготовлен методом литья по

выплавляемым моделям с использованием технологии быстрого прототипирования.

Применение технологий быстрого прототипирования получило широкое распространение в различных отраслях промышленности и позволило перейти на новый уровень проектирования и изготовления деталей различной сложности.

Статор турбины был изготовлен методом литья по выплавляемым моделям из жаропрочного сплава на никелевой основе ЖС-32. Визуальный осмотр отливки статора турбины малоразмерного ГТД показал, что на поверхности отливки присутствуют открытые полости усадочного происхождения с шероховатой поверхностью. Как показал анализ процесса заливки, появление таких полостей может быть вызвано наличием массивных узлов, трудно питаемых расплавом при кристаллизации и сочетающихся с тонкими стенками и рёбрами (лопатками), а также переходами от массивных частей к тонким.

Для устранения данного дефекта было предложено использование технологии импульсной лазерной наплавки с подачей присадочного материала в виде проволоки из стали 12Х18Н10Т. Недостатком данной технологии является способ подачи проволоки, когда оператор установки вручную подводит присадочный

материал к месту обработки. Лазерная наплавка позволяет расширить зоны ремонта деталей вследствие минимизации зон термического влияния. При устранении дефектов литых деталей использовалась методика, описанная в [8, 9]. Выбор марки наплавляемого материала обусловлен наибольшим содержанием никеля в присадочных материалах, доступных авторам.

На первом этапе работы по восстановлению была проведена предварительная подготовка поверхности детали под наплавку: оценка исходного состояния восстанавливаемой поверхности (шероховатость, твёрдость), очистка от загрязнений. После предварительной подготовки был проведён подбор наплавляемой проволоки под основной материал отливки.

На следующем этапе по восстановлению литых деталей был проведён подбор параметров процесса импульсной лазерной наплавки. Основными параметрами процесса являются энергия и длительность импульсов, диаметр сфокусированного излучения, частота следования импульсов, положение фокального пятна относительно поверхности наплавляемой детали [10]. Непосредственно наплавку проводили на технологической установке HTS-300M, включающей в себя импульсный твёрдотельный лазер на YAG:Nd с длиной волны излучения 1,06 мкм, длительность импульса излучения от 0,2 до 20 мс. Частота следования импульсов излучения от 1 до 20 Гц, диаметр сфокусированного пучка от 0,2 до 2 мм.

Следующим этапом работы после выполнения лазерной наплавки было про-

ведение экспериментов по определению качества наплавленного материала. В частности, были проведены металлографические исследования и замер твёрдости в зоне наплавки и основного материала отливки турбины. Для этого были изготовлены поперечные микрошлифы трёх образцов из отливки детали:

- образец № 1 – образец с наплавкой без дополнительной термической обработки;
- образец № 2 – образец, в котором наплавка производилась после отжига материала основы;
- образец № 3 – наплавка материала производилась на исходный материал основы, после чего проводился отжиг образца вместе с наплавкой.

Режим отжига: нагрев образцов до 1200°C, его выдержка в течение одного часа и охлаждение с печью. Травление шлифов проводили следующим составом: H₂O – 180 см³, HCl – 180 см³, HNO₃ – 120 см³, HF – 30 см³, продолжительность травления – 1...5 мин.

Для измерения микротвёрдости был использован прибор ПМТ-3 с нагрузкой 200 г. Замер проводился в поперечных сечениях микрошлифов в зоне наплавленного материала и для сравнения – в основном материале образцов отливки турбины (в том числе в зоне термического влияния).

Внешний вид статора после наплавки элементов отливки представлен на рис. 1.



Рис. 1. Отливка статора турбины с наплавкой

При внешнем осмотре наплавленных соединений образцов № 1, № 2, № 3 отливки турбины трещин, расслоений и других дефектов не обнаружено.

При микроисследовании на образце № 1 (рис. 2, а) видна граница раздела материала основы и наплавки (материал основы при травлении приобрёл тёмный оттенок, материал наплавки сохранил свой цвет). В наплавленном материале наблюдаются трещины длиной около 0,6...0,8 мм и толщиной 1,3...1,5 мкм. Распространение трещин происходит от поверхности раздела материала вглубь наплавленного слоя, наблюдается переходная зона шириной 25...50 мкм.

При изучении структуры на образце № 2 (рис. 2, б) наблюдается чёткая граница разделов материалов, граница «основной материал – наплавка» чистая. В материале наплавки трещин не наблюдается. В образце со стороны основного материала наблюдается более светлая переходная зона. Ширина переходной зоны со стороны основного материала составляет 50...100 мкм.

На образце № 3 (рис. 2, в) чёткая граница раздела материалов отсутствует, трещины в наплавленном слое также отсутствуют, несплошностей и несплавлений не обнаружено. Результаты значений замера твёрдости представлены в табл. 1.

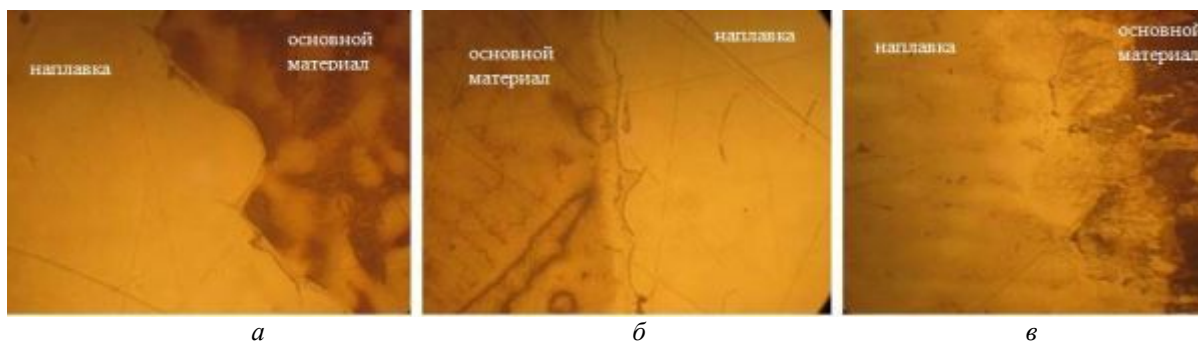


Рис. 2. Структура основного материала и материала наплавки (x500):

а – образец с наплавкой, не прошедший термической обработки;

б – образец с наплавкой после термической обработки материала основы;

в – образец с наплавкой после термической обработки материала основы и наплавленного слоя

Таблица 1. Результаты замера микротвёрдости «основной материал – наплавка»

Поверхность замера	Твёрдость, HRC		
	образец №1	образец №2	образец №3
Зона наплавки	69, 78, 62	43, 58,44	62, 60, 61
Зона термического влияния	69, 78, 82	46, 57, 49	66, 65, 68
Основной материал	56, 58, 56	56, 65, 58	55, 53, 56

Анализ полученных значений показал, что твёрдость наплавленного слоя в образцах № 1, № 3 выше твёрдости основного металла отливки статора турбины. В образцах № 1, № 2 микротвёрдость по зонам наплавки неоднородная, имеются участки с повышенными значениями. Образец № 3 имеет достаточно равномерное

распределение микротвёрдости по сечению.

Для сравнения полученных данных со стандартами для значений твёрдости были определены величины временного сопротивления в зоне наплавки, зоне термического влияния и в основном материале (табл. 2).

Таблица 2. Временное сопротивление «основной материал – наплавка»

Поверхность замера	σ_b , МПа			
	ГОСТ, ОСТ	образец №1	образец №2	образец №3
Зона наплавки	490...550	260..282	161...213	219...226
Переходная зона		250...295	172...209	240...247
Основной материал	870...940	206...213	206...246	196...206

Сравнение данных показывает, что значения предела прочности оказались значительно ниже, чем в нормативных документах. Следует учитывать, что нормативные значения приведены для закалённого и горячедеформированного состояния поставки, что существенно выше, чем данные для отжига. Проведение отжига перед наплавкой приводит к повышению прочности в материале основы и снижению прочности в наплавленном материале. В переходной зоне твёрдость и прочность имеют промежуточные значения обоих материалов, что свидетельствует о протекании диффузии в процессе наплавки на отожжённый материал. В образце без предварительного отжига перед наплавкой прочностные свойства ближе по значениям к наплавленному материалу. При этом переходная зона отсутствует. Отжиг образцов после наплавки приводит к снижению прочности во всех трёх зонах (по сравнению с состоянием наплавки без предварительного отжига).

По результатам проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Проведение лазерной наплавки стали 12Х18Н10Т на отливку из сплава на никелевой основе ЖС-32 с помощью технологии быстрого прототипирования позволило исправить непролитые части детали.

2. Наплавка стали на литую заготовку без предварительной термообработки приводит к появлению трещин в наплавленном слое. Отжиг отливки при 1200°С в течение 1 ч перед наплавкой предотвратил появление трещин в наплавленном элементе, привёл к увеличению переходной зоны от 25...50 до 50...100 мкм.

3. Отжиг изделия после наплавки привёл к расширению переходной зоны, отсутствию чёткой границы между материалами, повышенной прочности в переходной зоне относительно материала наплавки и основного сплава.

4. Значения прочности во всех трёх зонах оказались ниже регламентированных в стандартах для закалённого состояния. После проведения наплавки, отжига необходима заключительная термообработка, направленная на получение свойств, требуемых в нормативных документах.

Исследования были проведены на оборудовании ЦКП САМ-технологий (RFMEFI59314X0003).

Работа поддержана Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках реализации Программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно - технологического комплекса России на 2014-2020 годы»).

Библиографический список

1. Митраков Г.Н., Сазонов В.С., Полякова А.В., Аникин И.С. Повышение эффективности литья по выплавляемым моделям при использовании аддитивных технологий // Омский научный вестник. 2015. № 140. С. 85-87.

2. Елисеев Ю.С., Голанов С.П., Моисеев В.С. Совершенствование метода литья лопаток ГТД с направленной кристаллизацией // Литейщик России. 2013. № 10. С. 25-28.

3. Смирнов В.В., Павлинич С.П., Бакерин С.В., Хайруллина А.М. Моделирование литниковых систем для центробежного литья лопаток ГТД из интерметаллидных сплавов в программном комплексе PROCAST // *Металлург.* 2013. № 11. С. 23-26.

4. Берстнев А.А., Серебряков С.П. Влияние состава формы по выплавляемым моделям и условий литья жаропрочных сталей на образование поверхностных дефектов // *Литейщик России.* 2012. № 4. С. 20-22.

5. Lawrence E. Murr, Sara M. Gaytan, Diana A. Ramirez, Edwin Martinez, Jennifer Hernandez, Krista N. Amato, Patrick W. Shindo, Francisco R. Medina, Ryan B. Wicker Metal Fabrication by Additive Manufacturing Using Laser and Electron Beam Melting Technologies // *Journal of Materials Science & Technology.* 2012. V. 28, Iss. 1. P. 1-14. doi.org/10.1016/s1005-0302(12)60016-4

6. Хаскин В.Ю., Шелягин В.Д., Бернацкий А.В. Современное состояние и перспективы развития технологий лазер-

ной и гибридной наплавки (обзор) // *Автоматическая сварка.* 2015. № 5-6 (742). С. 30-33.

7. Martin Baumers The cost of additive manufacturing: machine productivity, economies of scale and technology-push // *Technological Forecasting and Social Change.* 2015. doi.org/10.1016/j.techfore.2015.02.015

8. Smelov V.S., Agapovichev A.V., Balyakin A.V., Agapovichev A.V. Application of additive technologies in the production of aircraft engine parts // *Modern Applied Science.* 2015. V. 9, Iss. 4. P. 151-159. doi.org/10.5539/mas.v9n4p151

9. Барвинок В.А., Смелов В.Г., Сотов А.В., Косырев С.А. Восстановление торца пера лопатки ГТД методом импульсной лазерной наплавки // *Проблемы машиностроения и автоматизации.* 2014. № 3. С. 158-162.

10. Smelov V.G., Sotov A.V., Kosirev S.A. Development of process optimization technology for laser cladding of GTE compressor blades // *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences.* 2014. V. 9, no. 10. P. 1854-1858.

Сведения об авторах

Смелов Виталий Геннадиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla_smelov@mail.ru. Область научных интересов: использование аддитивных технологий в изготовлении деталей.

Сотов Антон Владимирович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: SotovAnton@yandex.ru. Область научных интересов: использование аддитивных технологий в изготовлении деталей.

Агаповичев Антон Васильевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени ака-

демика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: agapovichev5@mail.ru. Область научных интересов: использование CAD / CAM / CAE / CAPP систем в опытных и аддитивных технологиях, используемых в производстве деталей.

Носова Екатерина Александровна, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии металлов и авиационного материаловедения, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: eanosova@mail.ru. Область научных интересов: исследование структуры и свойств металлов и сплавов, разработка требований к материалам для различных операций обработки и эксплуатации.

APPLICATION OF THE TECHNOLOGY OF PULSED LASER SURFACE COATING IN CORRECTING CASTING DEFECTS OF PARTS MADE OF «ЖС-32» ALLOY

© 2015 V. G. Smelov, A. V. Sotov, A. V. Agapovichev, E. A. Nosova

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Production of casts of parts of gas turbine engines (GTE) is a complex and expensive process that requires a considerable amount of material resources. Various defects often occur in the manufacture of complex parts of gas turbine engines, defects that can be corrected in various ways. This paper describes a method of correcting defects in a cast alloy stator by pulsed laser cladding of stainless steel elements. After deseaming the unsound spots were reconstructed using a wire selected by matching its chemical composition with the basic material, annealing being used at different stages of surface coating. Annealing of the basic metal prior to deposition results in a two-fold increase of the transition area, the difference in the properties of the basic material and the cladding is maintained. If annealing takes place after cladding there is no clearly defined borderline between the basic materials and the steel deposited. Annealing and final hardening heat treatment is required after stainless steel is deposited on the nickel alloy.

Rapid prototyping, pulsed laser cladding, superalloy, stainless steel, structure of material, deposited layer, annealing, mechanical properties.

References

1. Mitrakov G.N., Sazonov V.S., Polyakov A.V., Anikin I.S. Improving the efficiency of investment casting using additive technologies. *Omskiy nauchnyiy vestnik*. 2015. No. 140. P. 85-87. (In Russ.)
2. Eliseev Yu.S., Golan S.P., Moiseev V.S. The improvement of casting method for the casting of gas turbine engine blades with directed crystallization. *Liteyschik Rossii*. 2013. No. 10. P. 25-28. (In Russ.)
3. Smirnov V.V., Pavlinich S.P., Bakerin S.V., Khairullina A.M. Use of procast software to model casting systems for the centrifugal casting of gte blades made of intermetallic alloys. *Metallurgist*. 2014. V. 57, no. 11-12. P. 961-964. doi: 10.1007/s11015-014-9829-y
4. Berstnev A.A., Serebryakov S.P. Influence of investment casting mold composition and of conditions of heat-resistant steel casting on the formation of surface defects. *Liteyschik Rossii*. 2012. No. 4. P. 20-22. (In Russ.)
5. Lawrence E. Murr, Sara M. Gaytan, Diana A. Ramirez, Edwin Martinez, Jennifer Hernandez, Krista N. Amato, Patrick W. Shindo, Francisco R. Medina, Ryan B. Wicker Metal Fabrication by Additive Manufacturing Using Laser and Electron Beam Melting Technologies. *Journal of Materials Science & Technology*. 2012. V. 28, Iss. 1. P. 1-14. doi.org/10.1016/s1005-0302(12)60016-4
6. Haskin V.Y., Shelyagin V.D., Bernatsky A.V. Modern state and challenges for development of laser and hybrid surfacing technologies (Review). *The Paton Welding Journal*. 2015. No. 5-6. P. 26-29.
7. Baumers M. The cost of additive manufacturing: machine productivity, economies of scale and technology-push. *Technological Forecasting and Social Change*. 2015. doi.org/10.1016/j.techfore.2015.02.015
8. Smelov V.S., Agapovichev A.V., Balaykin A.V., Agapovichev A.V. Application of additive technologies in the production of aircraft engine parts. *Modern Applied Science*. 2015. V. 9, Iss. 4. P. 151-159. doi.org/10.5539/mas.v9n4p151
9. Barvinok V.A., Smelov V.S., Sotov A.V., Kosirev S.A. Repair of gas turbine blade tip by impulse laser build-up welding. *Engineering and Automation problems*. 2014. No. 3. P. 158-162. (In Russ.)
10. Smelov V.G., Sotov A.V., Kosirev S.A. Development of process optimization technology for laser cladding of GTE compressor blades. *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2014. V. 9, no. 10. P. 1854-1858.

About the authors

Smelov Vitaly Gennadievich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Aircraft Engine Production Department, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: pdla.smelov@mail.ru. Area of Research: the use of additive technologies in the manufacture of component parts.

Sotov Anton Vladimirovich, post-graduate student, engineer of the Aircraft Engine Production Department, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: SotovAnton@yandex.ru. Area of Research: the use of additive technologies in the manufacture of component parts.

Agapovichev Anton Vasilevich, engineer, post-graduate student of the Aircraft

Engine Production Department, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: agapovichev5@mail.ru. Area of Research: the use of CAD / CAM / CAE / CAPP systems in pre-production and additive technologies used in the manufacture of component parts.

Nosova Ekaterina Alexandrovna, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Technology of Metals and Aircraft Materials Science, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: eanosova@mail.ru. Area of Research: structure and properties of aviation materials, requirements to materials for various operations of processing and maintenance.

УДК 621.745

ТЕХНОЛОГИЯ ИМПУЛЬСНОЙ ЛАЗЕРНОЙ НАПЛАВКИ ПРИ РЕМОНТЕ ПРЕСС-ФОРМ

© 2015 В. Г. Смелов, А. В. Сотов, Р. Р. Кяримов, А. В. Агаповичев

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Пресс-форма представляет собою устройство, эксплуатируемое в условиях нагрузок в сотни тонн, циклических перепадов температуры на сотни градусов, испытывающее воздействие агрессивных веществ. В статье рассмотрена операция восстановления геометрии пресс-формы методом импульсной лазерной наплавки с подачей присадочной проволоки. Лазерная наплавка проводилась на технологической установке, включающей в себя импульсный твёрдотельный лазер на YAG:Nd с длиной волны излучения 1,06 мкм. Предложен алгоритм разработки оптимизации технологического процесса. Использование данной методики позволяет существенно уменьшить время технологической подготовки производства, а также долю экспериментальных исследований. На основании разработанной методики оптимизации подобраны параметры технологического процесса наплавки. Проведён макро- и микроанализ исследуемой поверхности. Выполнен замер микротвёрдости поперечного шлифа основного материала и наплавки для сравнения и оценки свойств. Данные значения твёрдости (HRC) были выбраны по шкале Роквелла, учитывая подходящие соотношения, полученные по Вickersу.

Импульсная лазерная наплавка, ремонт, пресс-форма, дефект, макро- и микроструктурный анализ, наплавленный слой.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-432-437

Пресс-форма – это сложное устройство для получения изделий различной конфигурации из металлов, пластмасс, резины и других материалов под действием давления, создаваемого на литевых машинах. Пресс-формы применяют при литье металлов и полимерных материалов под давлением, литье по выплавляемым моделям, прессовании полимерных материалов [1].

Изготовление пресс-формы достаточно трудоёмкий процесс. В изготовлении пресс-формы важна точность при её проектировании и построении, что занимает много времени на доработку всех процессов. Пресс-форма должна быть выполнена без единого дефекта с ровной поверхностью для литья.

При длительной эксплуатации пресс-формы подвергаются сильным механическим и термическим воздействиям. В результате этого на рабочих поверхностях возникают дефекты, способствующие снижению качества изготавливаемых изделий и уменьшающие срок службы пресс-формы. Исправление дефектов

пресс-форм целесообразно производить, если затраты на эту работу меньше стоимости изготовления новой формы. Для ремонта пресс-форм обычно применяют сварку или пайку с использованием наплаваемых металлических материалов. Данный метод является эффективным, однако имеет и недостатки [2]:

- неоптимизированный расход наплаваемых материалов;
- энергозатратность;
- труднодоступность дефектов для сварочного аппарата;
- деформация вследствие нагрева при термическом воздействии.

При ремонте также используют лазерную наплавку. Вместо сварочного аппарата применяется лазерная установка. Примером такого оборудования является лазерная установка HTS-300Mobile.

Суть метода лазерной наплавки заключается в том, что подплавленная лазером поверхность перемешивается с присадочным материалом. При этом наплавленному слою за счёт состава присадочного материала и высоких скоростей ох-

лаждения придаются нужные физико-механические свойства. На рис. 1, а показана пресс-форма с дефектом на поверхности, который был исправлен путём ла-

зерной импульсной наплавки, на рис. 1, б показана функциональная схема процесса лазерной наплавки [3,4].

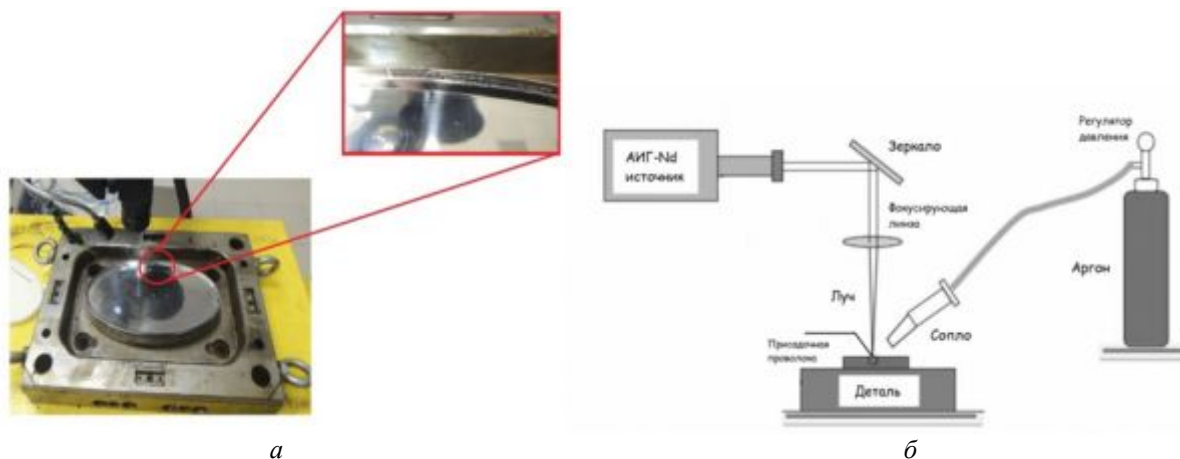


Рис.1. Процесс восстановления пресс-формы методом лазерной наплавки:

а – пресс-форма с исправленным дефектом; б – функциональная схема процесса лазерной наплавки

Присадочный материал (в виде проволоки), позволяет восстанавливать пресс-формы из сплавов на основе железа, алюминия, бериллиевой бронзы. Присадка подбирается под базовый материал пресс-формы и поставленную задачу.

Лазерная наплавка имеет преимущества перед традиционными видами восстановительного ремонта:

- уменьшенное термическое воздействие на материал пресс-формы;
- отсутствие изменения структуры металла (закалка, отпуск);
- возможность наращивания очень тонких слоёв материала (от 0,1 мм);
- широкий выбор присадочных материалов;
- качество наплавки – отсутствие полостей, каверн и т.д.

Основным недостатком лазерной наплавки является способ подачи проволоки, когда оператор установки вручную подводит присадочный материал к месту обработки.

В данной работе была произведена операция восстановления геометрии фрагмента пресс-формы с использованием технологии импульсной лазерной наплавки. Для отработки технологии восстановления был подобран металлический фраг-

мент пресс-формы из легированной стали марки X12, химический состав которой включает: С 2-2,2; Si 0,1-0,4; Mn 0,15-0,45; Ni до 0,35; S до 0,03; P до 0,03; Cr 11,5-13; Mo до 0,2; W до 0,2; V до 0,15; Ti до 0,03; Cu до 0,3; Fe - 83. Сталь X12 применяется для изготовления формующих деталей пресс-форм, относится к категории мягких сталей (стали для холодного деформирования) твёрдостью до НВ 250. Главные части пресс-формы изготавливаются из стали, закалённой до твёрдости более 48 HRC. Пресс-формы из стали X12 обеспечивают высокую производительность, подходят для литья абразивных пластиков и изделий, требующих малых допусков. Пресс-формы такого рода являются высококачественными и достаточно дорогими в изготовлении. В подобранном фрагменте пресс-формы предварительно фрезерованием были получены три паза, имитирующие дефект (рис.2).

Для лазерной наплавки пазов фрагмента пресс-формы были использованы три разновидности проволок и подобраны три разных режима лазерного излучения. Для восстановления фрагмента пресс-формы был оптимизирован алгоритм проведения лазерной наплавки, разработанный ранее в [3].



Рис.2. Пазы, вырезанные во фрагменте пресс-формы

Следуя алгоритму, на первом этапе была проведена оценка начального со-

стояния восстанавливаемой поверхности пресс-формы. Изготовленные фрезерованием пазы, имитирующие дефект, имели глубину 5 мм. Дополнительная механическая обработка не потребовалась, была произведена окончательная очистка поверхности, подготовка под наплавку.

Следующим этапом был подбор проволоки с различным химическим составом для каждого паза отдельно. Химический состав проволок приведён в табл. 1. Используемые проволоки применяются для нанесения буферных слоёв, заварки различных видов дефектов. Диаметр наплавляемых металлических проволок составлял 0,4 мм.

Таблица 1. Химический состав наплавляемых проволок

№ проволоки	C	Cr	Mo	Fe	W	V	Nb	Ni	Si	Mn	Ti	Cl	B	S	P
1	0,25	5,0	4,0	основа	-	-	-	-	0,5	0,7	-	-	-	-	-
2	0,22	17,5	1,2	основа	-	-	-	-	0,7	0,7	-	-	-	-	-
3	0,02	22,0	9,0	1,0	-	-	3,5	основа	0,2	-	-	-	-	-	-

В получении требуемого химического состава наплавленного слоя металла данный этап является важным, так как позволяет обеспечить требуемые свойства восстанавливаемой поверхности.

Далее был проведён подбор параметров процесса лазерной наплавки под каждую проволоку. Основными параметрами процесса являются мощность и длительность импульсов, диаметр сфокусированного излучения, частота импульсов, положение фокального пятна относительно поверхности наплавляемой детали [5]. На завершающем этапе была произведена импульсная лазерная наплавка.

После выполнения лазерной наплавки было проведено исследование качества наплавленного материала. В частности, были проведены металлографические исследования, замер твёрдости в зоне наплавки и основного материала фрагмента пресс-формы. Для этого были изготовлены три формы поперечных микрошлифов образцов из фрагмента пресс-формы.

Шлифовальная обработка заключалась в тщательном выравнивании поверх-

ностей поперечного сечения трёх пазов с наплавленными проволоками. При внешнем осмотре наплавленных соединений образцов № 1, № 2, № 3 фрагмента пресс-формы на макроуровне трещин, несплавлений и других дефектов не обнаружено. Для более детального изучения микроструктуры наплавленного соединения проведено травление поверхности шлифа. Образцы вытравливались в течение 4...5 мин в холодном реактиве, состоящем из 100 см³ HCl, 5 см³ H₂SO₄, 20 г CuSO₄ · 5H₂O, 80 см³ H₂O.

После травления шлифа была выявлена граница соединения основного материала пресс-формы с наплавленным слоем металла. Анализ микроструктуры образца №1 и №3 показал, что материал наплавки содержит включения и несплавления между слоями (рис. 3).



Рис.3. Микроструктура зоны «наплавка-основной материал» образца № 1



Рис.4. Микроструктура зоны «наплавка-основной материал» образца № 2

Более качественной микроструктурой в районе сплавления обладал образец № 2 (рис. 4).

После микроструктурного анализа был произведён замер твёрдости трёх образцов. В данной работе замер твёрдости является одним из важных этапов, так как он позволяет оценить и сравнить свойства основного материала пресс-формы и материала наплавки.

При измерении микротвёрдости образцов пресс-формы был использован микротвёрдомер ПМТ-3 с нагрузкой 200 г. Замер проводился в поперечных сечениях микрошлифов в зоне наплавленного материала и для проведения сравнения в основном материале образцов. Результаты представлены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты замера микротвёрдости образцов основного и наплавленного материалов

№ образца	Твёрдость, HRC	
	Основной материал	Зона наплавленного материала
образец №1	18...26	30...36
образец №2	21...25	31...37
образец №3	23...27	20...22

Анализ полученных значений показал, что твёрдость наплавленного слоя в образце № 1 и № 2 выше твёрдости основного металла пресс-формы. Образец № 3 имеет достаточно равномерное распределение микротвёрдости по сечению. Данные значения твёрдости (HRC) были выбраны по шкале Роквелла, учитывая подходящие соотношения, полученные по Викерсу [6].

Исследования проведены на оборудовании ЦКП САМ-технологий (RFMEFI59314X0003).

Работа поддержана Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках реализации Программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы».

Библиографический список

1. Группа компаний Промышленные технологии. <http://toplast.ru/routing.php?url=page/rezhimy-raboty-press-formy>.

2. Барвинок В.А., Смелов В.Г., Сотов А.В., Косырев С.А. Восстановление торца пера лопатки ГТД метод импульсной лазерной наплавки // Проблемы машино-

строения и автоматизации. 2014. № 3. С. 158-162.

3. Smelov V.G., Sotov A.V., Kosirev S.A. Development of process optimization technology for laser cladding of GTE compressor blades // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. V. 9, no. 10. P. 1854-1858.

4. Кудрявцева А.Л. Применение лазерного оборудования в авиационно-космической отрасли // РИТМ (Ремонт

Инновации Технологии Модернизация). 2009. № 4(42). С. 32-36.

5. Ермолаев А.С., Иванов А.М., Василенко С.А. Лазерные технологии и процессы при изготовлении и ремонте деталей газотурбинного двигателя // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2013. № 35.С. 49-63.

6. Инженерный справочник. Таблицы DPVA. info. <http://www.dpva.info/guide/guideunitsalphabets/guideunitsalphabets/hardness/shkala/>

Информация об авторах

Смелов Виталий Геннадиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pdla_smelov@mail.ru. Область научных интересов: использование аддитивных технологий в изготовлении и ремонте деталей.

Сотов Антон Владимирович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: SotovAnton@yandex.ru. Область научных интересов: использование аддитивных технологий в изготовлении и ремонте деталей.

Кяримов Рустам Равильевич, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: rustam9395@mail.ru. Область научных интересов: использование аддитивных технологий в изготовлении и ремонте деталей.

Агаповичев Антон Васильевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: agapovichev5@mail.ru. Область научных интересов: использование аддитивных технологий в изготовлении и ремонте деталей.

TECHNOLOGY OF PULSED LASER SURFACE COATING IN PRESSING TOOL REPAIR

© 2015 V. G. Smelov, A. V. Sotov, R. R. Kyarimov, A. V. Agapovichev

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

A pressing tool is a rather complicated device operated in the conditions of loading of hundreds of tons, periodic temperature gradients of hundreds of degrees, and subject to the influence of corrosives. The paper describes the operation of restoring the geometry of the tool by pulsed laser surface coating with filler metal feed. Laser cladding is carried out on a process installation including a pulse solid-state laser on YAG: Nd with the emission wavelength of 1.06 μm . An algorithm of optimizing the design process is proposed. Using this technique makes it possible to significantly reduce the time of technological preparation of production, as well as the proportion of pilot studies. On the basis of the developed optimization techniques process parameters of laser

cladding are selected. Macro- and micro- analysis of the surface under investigation is also carried out. Micro-hardness of the cross section of the basic material and surface coating is measured for the comparison and evaluation of their properties. The values of hardness (HRC) are chosen according to Rockwell hardness scale taking into account suitable ratios obtained according to Vickers (HV). Measurements of the material hardness are required to identify the ability to resist elastic and plastic deformation or fracture in the case of introducing a harder metal solid that does not take permanent set in the surface layer of the material.

Pulsed laser cladding (surface coating), repair, pressing tool, damage, macro- and microanalysis of the surface, weld overlay deposit.

References

1. *Gruppa kompaniy Promyshlennye tekhnologii* [Group of companies. Industrial technology]. Available at: <http://toplast.ru/routing.php?url=page/rezhimy-raboty-pressform>.
2. Barvinok V.A., Smelov V.S., Sotov A.V., Kosirev S.A. Repair of gas turbine blade tip by impulse laser build-up welding. *Engineering and Automation problems*. 2014. No. 3. P. 158-162. (In Russ.)
3. Smelov V.G., Sotov A.V., Kosirev S.A. Development of process optimization technology for laser cladding of GTE compressor blades. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2014. V. 9, no. 10. P. 1854-1858.
4. Kudryavceva A.L. Use of laser equipment in aerospace industry. *RITM*. 2009. No. 4(42). P. 32-36. (In Russ.)
5. Ermolov A.C., Ivanov A.M., Vasilenko S.A. Laser technology and processes when manufacturing and repair of details of the gas turbine engine. *PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*. 2013. No. 35. P. 49-63. (In Russ.)
6. *Inzhenernyy spravochnik. Tablitsy DPVA. info* [Engineering reference book. DPVA tables]. Available at: <http://techob.ru/katalog/katalog-priborov/13.-tolshhinomeryi-tverdomeryi/13.2.-tverdomeryi/mikrotverdomer-pmt-3m.html>.

About the authors

Smelov Vitaly Genadievich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: pdla_smelov@mail.ru. Area of research: the use of additive technologies in manufacture and repair of component parts of aviation and aerospace industry.

Sotov Anton Vladimirovich, post-graduate student, engineer of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: SotovAnton@yandex.ru. Area of research: the use of additive technologies in manufacture and repair of component parts of aviation and aerospace industry.

Kyarimov Rustam Ravilevich, student of Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: rustam9395@mail.ru. Area of research: the use of additive technologies in manufacture and repair of component parts of aviation and aerospace industry.

Agapovichev Anton Vasilevich, post-graduate student, engineer of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: agapovichev5@mail.ru. Area of research: the use of additive technologies in manufacture and repair of component parts of aviation and aerospace industry.

УДК 621.431.75

СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ ИЗМЕРЕНИЯ ГЕОМЕТРИИ СЛОЖНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2015 В. А. Печенин, М. А. Болотов, Н. В. Рузанов, Е. Р. Степанова

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье приводятся три алгоритма измерения геометрии пера лопаток компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) (спинки, корыта, входной и выходной кромок) на координатно-измерительных машинах. Первый алгоритм представляет собой однократное сканирование измерительным наконечником сечений лопатки по высоте. Второй алгоритм основан на предварительном совмещении номинального профиля с измеряемым действительным профилем. Для выполнения процедуры наилучшего совмещения измеренного профиля с его номинальными значениями использовался итеративный алгоритм ближайших точек. В третьем алгоритме координаты измеряемых точек кромок вычисляются с использованием сплайна, задаваемого по координатам центров измерительного наконечника (ИН). Выполнено исследование погрешностей измерения геометрии элементов с использованием рассматриваемых алгоритмов. Для выполнения исследований была разработана модель касания ИН об измеряемую поверхность детали, позволяющая рассчитывать координаты точки касания, координаты центра ИН и координаты измеренных точек. Поиск координат точки касания осуществлялся с использованием метода последовательного квадратичного программирования. Применена методика, позволяющая имитировать отклонение формы и расположения действительной поверхности от номинальной. В ходе моделирования были получены зависимости, позволяющие определить средние, нижние и верхние границы распространения погрешности измерения для любой измеряемой точки пера лопатки.

Контактный метод измерения; метод компенсации; отклонение формы; отклонение расположения; ИСП-алгоритм; нелинейная оптимизация; кривизна профиля; погрешность измерения.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-438-447

Точность изготовления лопаток компрессора и турбины значительно влияет на топливную эффективность, надёжность и ресурс авиационного двигателя. Лопатки подвергаются действию статических, динамических и циклических нагрузок.

Рабочими поверхностями лопатки является сложная аэродинамическая поверхность, также называемая пером. Перо лопатки – профилированная часть лопатки, находящаяся в потоке воздуха (газа) [1]. К нему предъявляют высокие требования по точности геометрических параметров.

Для измерения поверхностей пера лопаток в промышленности применяются координатно-измерительные машины (КИМ), которые могут быть оборудованы контактными и бесконтактными измерительными системами. Контактный метод измерения производится посредством касания измерительного наконечника, как правило сферической формы, о поверх-

ность измеряемой детали или изделия. После осуществления касания выполняется фиксация точки центра измерительного наконечника, а затем расчёт точки касания. В результате множества измерений образуется облако точек, по которому определяют поверхности, плоскости, линии и точки детали, необходимые для нахождения геометрических величин изделия. Контроль геометрии пера лопаток компрессора ГТД производится по сечениям вдоль оси Z [2] (рис. 1).

В работе приводится описание алгоритмов измерения сечений пера лопатки компрессора на координатно-измерительных машинах. Для сравнения алгоритмов приведена методика, позволяющая оценить погрешность контактного измерения, учитывающая вариацию формы и расположения измеряемых поверхностей, обусловленную производственными погрешностями, проявляющимися в ходе изготовления деталей по определённой технологии.

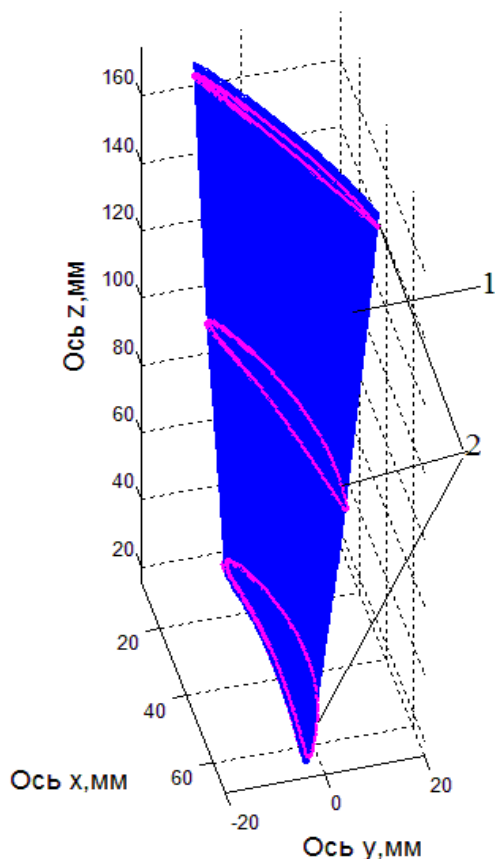


Рис.1. Поверхность пера лопатки компрессора ГТД (1), контролируемые сечения пера (2)

Методика позволяет имитировать отклонение формы и расположения поверхности, рассчитывать координаты точек касания, центры измерительных наконечников и координаты измеренных точек.

Точки измеряемых поверхностей моделировались из номинальных путём добавления к координатам точек теоретических (CAD) поверхностей отклонения расположения и формы. Величины отклонений формы и расположения выбирались исходя из статистических наблюдений для серии лопаток и справочных данных.

Таким образом, координату точки измеренной поверхности можно выразить формулой:

$$\bar{P}_{meas} = (\bar{P}_{CAD} + \bar{N}_{1 \times 3} \cdot dF) \cdot R_{3 \times 3} + \bar{T}_{1 \times 3}, \quad (1)$$

где \bar{P}_{meas} , \bar{P}_{CAD} – вектор координат точек (x, y, z) соответственно измеряемой (моделируемой) и номинальной поверхностей;

$\bar{N}_{1 \times 3}$ – вектор нормали в точке \bar{P}_{CAD} ;

dF – величина отклонения формы в точке \bar{P}_{CAD} ; $R_{3 \times 3}$; $\bar{T}_{1 \times 3}$ – матрица поворота и вектор транспонирования координат точки \bar{P}_{CAD} .

Матрица R содержит три угла вращения вокруг координатных осей. Вектор T содержит значения перемещения вдоль координатных осей. Названные компоненты позволяют моделировать отклонения расположения профилей, вызванных погрешностями изготовления, которые встречаются в практике.

В практике производства деталей встречаются две составляющих отклонения формы: систематическое и случайное δ_r . Соответственно в модель измеряемой поверхности закладывались два этих типа отклонений. Систематическое отклонение состоит из макроотклонения формы δ_m и гармонической составляющей отклонения формы δ_s . Случайное отклонение вносится инструментальной погрешностью средства измерения.

Таким образом, общую величину отклонения формы в каждой точке можно записать в виде суммы трёх составляющих:

$$dF = \delta_s + \delta_m + \delta_r. \quad (2)$$

Рассмотрим каждую из этих составляющих.

Макроотклонение формы представляет собой профиль, уменьшенный по толщине от теоретического профиля. В [3] описаны рекомендации по предельным значениям и характеру этого отклонения. При максимальном отклонении формы имеется так называемый «минимальный» профиль. Значения отклонения неодинаковы для различных частей профиля. Максимальное значение отклонения принимает в месте расположения максимальной толщины профиля и принимает $0.5 \cdot \delta_{m_max}$ на сторону, минимальное в местах кромок (рис. 2).

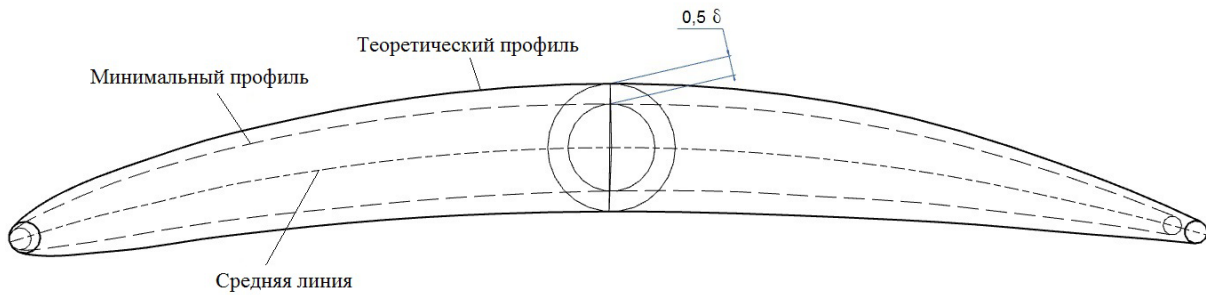


Рис. 2. Моделируемое макротоклонение формы для корневого сечения

Гармоническое отклонение формы может быть аппроксимировано с использованием композиции функций синуса и косинуса по следующей формуле:

$$\delta_s = A \cdot \sin(w_{\sin} \cdot x + \varphi_{\sin}) + B \cdot \cos(w_{\cos} \cdot x + \varphi_{\cos}), \quad (3)$$

где A и B – амплитуды составляющих синуса и косинуса соответственно; w_{\sin} и w_{\cos} задано как $k_{\sin} \cdot 2\pi/L_x$ и $k_{\cos} \cdot 2\pi/L_x$ соответственно; k_{\sin}, k_{\cos} – частоты гармонических компонентов вдоль оси x ; L_x – опорная длина вдоль оси x ; $\varphi_{\sin}, \varphi_{\cos}$ – фазы угла синуса и косинуса.

Для воспроизведения процесса измерения создана модель, позволяющая производить оценку возникающей погрешности определения точки касания измерительного наконечника о поверхности деталей [4].

Алгоритм поиска точки касания и измеренных точек на измерительном наконечнике содержит следующие этапы.

1. Задаются координаты точек измерения на поверхности САД-модели детали.

2. Через измеряемые точки строятся нормали к САД-поверхности.

3. По нормальям к номинальной поверхности движется измерительный наконечник до касания измеряемой поверхности и определяется точка касания. Измеряемая поверхность математически описывается с помощью кусочных сплайнов [5].

Для расчёта координат точек касания измерительного наконечника о поверхность детали в декартовой системе

координат используется базовый метод [6]. Для удобства расчётов каждой точки производится поворот системы координат таким образом, что нормаль движения измерительного наконечника совмещается с осью Z . Для этого производится два последовательных разворота координат точек поверхностей вокруг координатных осей OX и OY на соответствующие углы наклона нормали. После этого производится поиск минимального значения целевой функции в новой системе координат:

$$f(x, y) = |z_o - z_n| \rightarrow \min, \quad (4)$$

где z_o и z_n – координаты точки на поверхности щупа и измеряемой поверхности по оси Z .

Координаты x и y точек измеряемой поверхности и измерительного наконечника совпадают и подчиняются ограничениям:

$$\begin{aligned} |O_x - x| &\leq R, \\ |O_y - y| &\leq R, \\ x &\in E_x, \\ y &\in E_y, \end{aligned} \quad (5)$$

где R – величина радиуса измерительного наконечника; E_x, E_y – области определения измеряемой поверхности в плоскости XOY ; O_x, O_y – координаты центра измерительного наконечника по осям OX и OY .

Поиск координат точки касания C осуществляется с использованием метода последовательного квадратичного программирования. При реализации этого метода расчёта значений целевой функции с

использованием квадратичной аппроксимации предполагается, что в ограниченном интервале можно аппроксимировать функцию квадратичным полиномом, а затем использовать построенную аппроксимационную схему для оценивания координаты точки истинного минимума функции [7].

4. Рассчитываются координаты центров щупа O , лежащих на нормалях подвода измерительного наконечника N_{comp} . В случае, когда при измерении есть эталонная САД-модель, координаты измеренных точек рассчитываются на пересечении нормалей к поверхности САД-модели и сферы измерительного наконечника. На расстоянии радиусов измерительного наконечника R по направлениям нормалей от точек O рассчитываются координаты измеренных точек D по формуле:

$$D = O + R \cdot N_{comp}. \quad (6)$$

5. Отклонение координат точки на действительной поверхности C_i от координат соответствующей точки измеренной поверхности D_i характеризует погрешность компенсации радиуса измерительного наконечника в i -й точке измерения:

$$\delta_{Rcomp.} = \|C_i - D_i\|. \quad (7)$$

Первый алгоритм представляет собой однократное сканирование измерительным наконечником сечений лопатки по высоте.

При контроле пера лопаток компрессора ГТД на контактных КИМ особую сложность составляют области входной и выходной кромок. Контроль сечения лопаток осуществляется, как правило, методом сканирования и измеряется множество точек вдоль всего профиля (первый алгоритм измерения). Плотность точек измерения на входной и выходной кромках целесообразно брать выше, чем на спинке и корыте. Радиусы кромок близки или даже меньше радиусов измерительных наконечников, и при наличии

относительно высокого отклонения расположения и/или формы пера погрешности измерения кромок слишком велики.

Одним из ключевых параметров, характеризующих сложность изготовления и контроля детали, является величина кривизны в точках её поверхностей и скорость изменения этой кривизны. Чем более криволинейна поверхность, тем сложнее её описать конструктору, выполнить обработку поверхности и проконтролировать точность изготовления. Детали типа лопаток ГТД, пресс-формы, штампы, ряд корпусных деталей имеют существенную кривизну.

Формулы для нахождения центров кривизны и радиусов кривизны параметрически заданной кривой f профиля детали в точке P_i имеют вид:

$$x_{кр} = f_x(P_i) - \frac{(f_x'(P_i))^2 + (f_y'(P_i))^2}{f_x'(P_i) \cdot f_y''(P_i) - f_x''(P_i) \cdot f_y'(P_i)} \cdot f_y'(P_i), \quad (8)$$

$$y_{кр} = f_y(P_i) - \frac{(f_x'(P_i))^2 + (f_y'(P_i))^2}{f_x'(P_i) \cdot f_y''(P_i) - f_x''(P_i) \cdot f_y'(P_i)} \cdot f_x'(P_i), \quad (9)$$

$$R_{кр} = \frac{((f_x'(P_i))^2 + (f_y'(P_i))^2)^{3/2}}{|f_x'(P_i) \cdot f_y''(P_i) - f_x''(P_i) \cdot f_y'(P_i)|}. \quad (10)$$

Значение кривизны в точках поверхности обратно пропорционально радиусу кривизны.

Наибольшая величина погрешностей измерений возникает в точках кромок. Это связано с более высокими значениями кривизны в точках кромок относительно точек спинки и корыта.

Для снижения погрешности измерения входной и выходной кромок предлагается второй алгоритм измерения, основанный на предварительном совмещении действительного профиля с теоретическим.

1. Предварительно измерить точки спинки или корыта с 5% отступом от границ этих участков и невысокой плотностью точек.

2. Выполнить процедуру наилучшего совмещения измеренного профиля с его номинальным значением с использовани-

ем итеративного алгоритма ближайших точек (ICP) [8]. Это часто используемый в координатных измерениях итерационный алгоритм, у которого на каждой итерации методами нелинейного оптимизационного поиска рассчитываются углы поворота и перемещения вдоль координатных осей. Целевую функцию алгоритма можно представить в виде

$$f(R, t) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \|R \cdot p_i + T - q_i\|^2 \rightarrow 0, \quad (11)$$

где n – количество точек совмещения;

q_i – координаты точки на САД-модели;

p_i – координаты точки измеренной поверхности, соответствующей q_i .

Таким образом определяются параметры отклонения расположения (матрицы T и R из (2)).

3. Произвести компенсацию отклонения расположения измеряемого профиля путём поворота и транспонирования координат точек номинального профиля.

4. Произвести полное измерение профиля.

Таким образом, с помощью рассмотренного выше алгоритма возможно снизить погрешность измерения, вызванную отклонением расположения профиля. Для определения координат точек измеряемых поверхностей кромок лопатки, совмещения теоретического и действительного профилей может применён иной способ вычисления измеренной точки, нежели (6).

В третьем алгоритме помимо предварительного совмещения измеряемого и теоретического профилей применяется способ расчёта координат измеренных точек, основанный на характере действительного профиля, а не теоретического. Векторы нормалей для расчёта координат точек касания определяются по интерполирующей кривой (поверхности), проходящей через координаты центров ИН. Геометрическая постановка модели расчёта представлена на рис. 3. Исходные данные для третьего алгоритма (рис.3): координаты центров ИН P при измерении реального профиля, количество точек n , радиус ИН R_h .

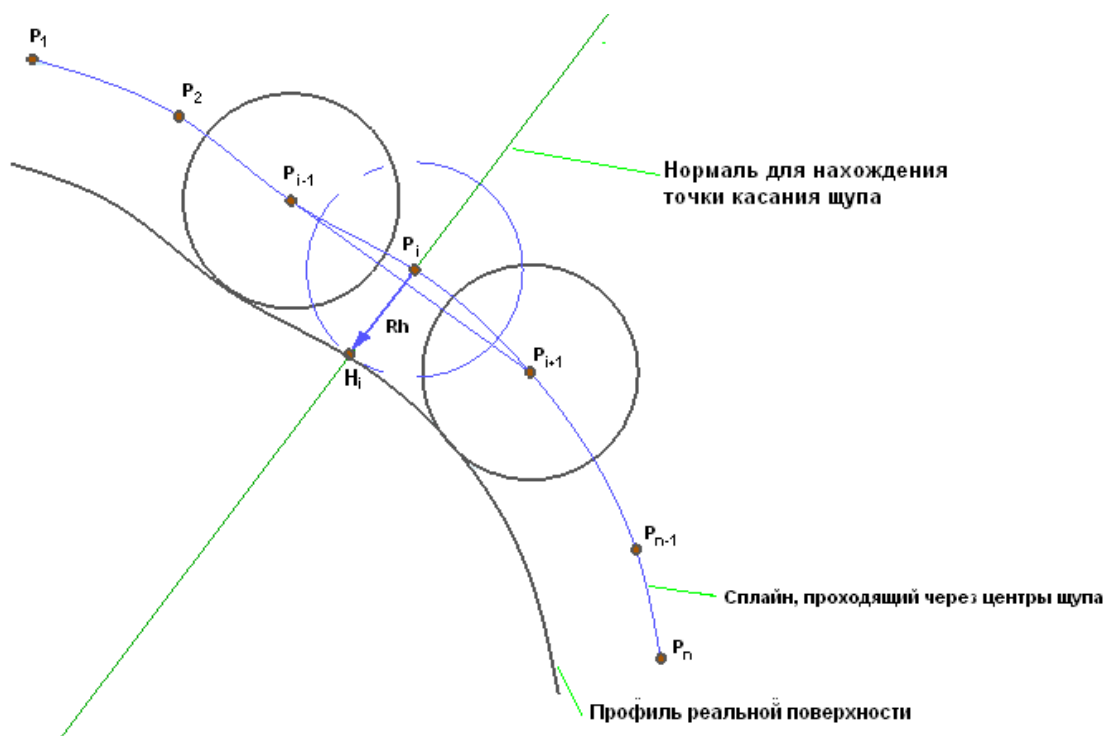


Рис. 3. Расчёт координат измеренных точек путём аппроксимации массива центров ИН

Рассмотрим этапы третьего алгоритма измерения:

1. По координатам точек P и их количеству задаётся кусочный сплайн третьей степени.

2. Через точки центров ИН к сплайнам строятся нормали.

3. По направлению движения щупа (найденным нормальям) откладывается расстояние, равное радиусу щупа. Рассчитанные координаты точки H_i на нормалях сплайна характеризуют точки касания ИН о действительную поверхность детали.

Для исследования возникающих погрешностей измерения пера и сравнения перечисленных выше алгоритмов было произведено имитационное моделирование процесса координатных измерений серии профилей с отклонениями формы и расположения, сгенерированных случайным образом.

Было смоделировано 100 сечений корневой, средней и торцевой частей пера лопаток компрессора ГТД, предельные значения отклонения формы которых изменялись по нормальному закону. На основании статистических данных по измерениям этого типа деталей и согласно [3] принято, что максимальное значение отклонения формы не превышает 0.11 мм в тело детали. Диапазон изменения амплитуды волнистости составил ± 0.01 мм. Погрешность измерения определялась как значения расстояний между кривыми измеренного и действительного профиля пера лопатки в точках действительного профиля.

Максимальное смещение сечения относительно системы координат хвостовика лопатки составляет 0.1 мм, угол разворота профиля изменяется в пределах $\pm 9^\circ$.

Проводилось измерение спинки и корыта по 30 точкам, входной и выходной

кромки – по 20 точкам. Для третьего алгоритма измерения было рассмотрено два случая: измерение кромок по 20 и 40 точкам. Радиус ИН в исследованиях принят равным 0.5мм.

Распределение погрешностей в точках подчиняется двум основным законам: нормальному и обобщающему бета-распределению, которое представлено экспоненциальным законом. Для выборки погрешностей в каждой измеренной точке проводился тест Лиллиефорса на непроворочие распределения генеральной совокупности значений случайной величины нормальному закону [9]. Если распределение соответствовало нормальному закону, то определялись числовые характеристики (математическое ожидание и дисперсия случайной величины) для нормального закона. Если нулевая гипотеза о соответствии нормальному закону по тесту Лиллиефорса отвергалась, то производилось нормирование значений выборки случайных погрешностей в каждой точке в диапазон $[0,1]$ и рассчитывались параметры бета-распределения. Соответственно в каждой измеренной точке рассчитывалось математическое ожидание, а также верхняя и нижняя оценка погрешности измерения координат рассматриваемой точки с доверительной вероятностью 99,73%.

По полученным значениям погрешности измерения в точках профиля рассчитывались средние, нижние и верхние границы распространения погрешностей вдоль измеряемого профиля (рис.4).

В табл. 1 приведены максимальные погрешности измерений для участков спинки, корыта, входной и выходной кромок при использовании рассматриваемых алгоритмов.

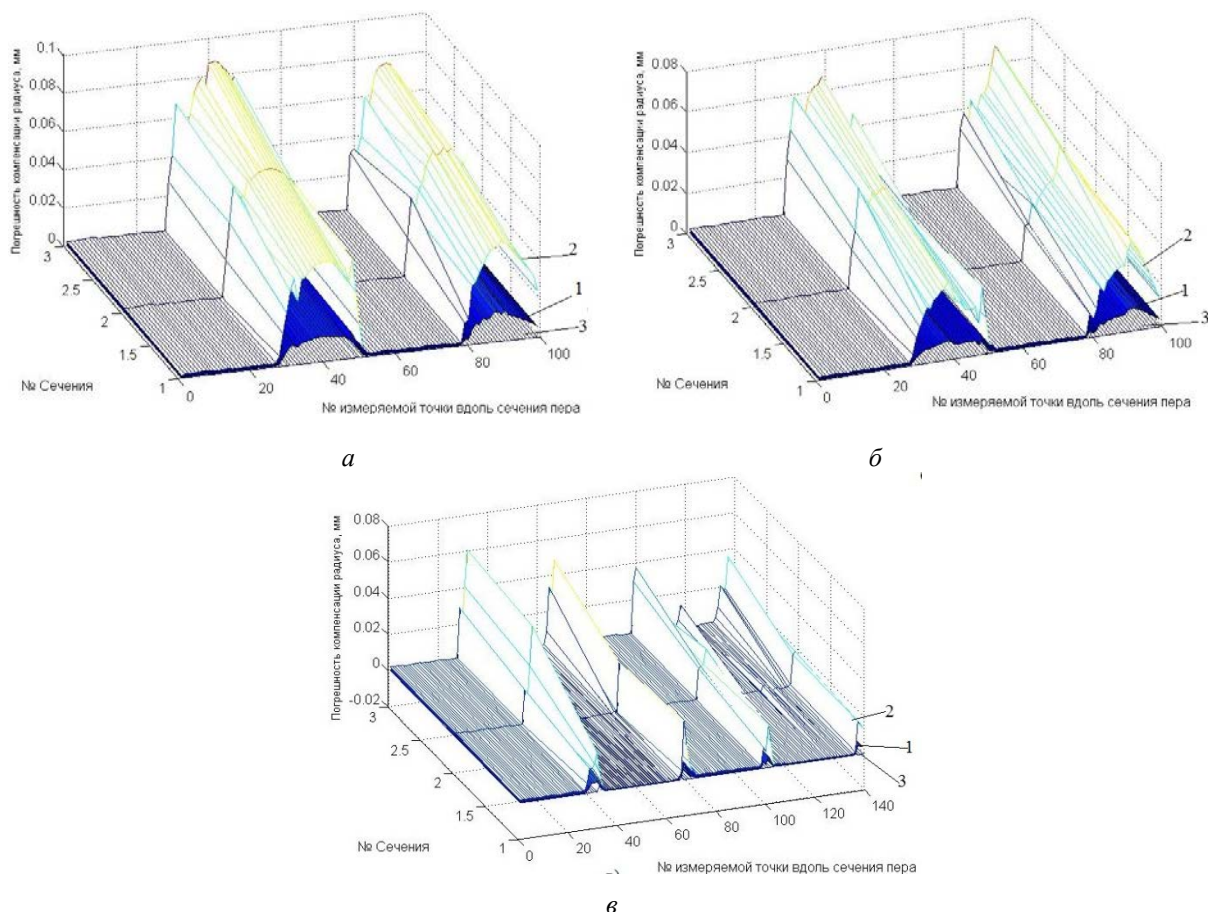


Рис. 4. Вероятностное распределение погрешности измерения сечений 100 лопаток с помощью первого (а), второго (б) и третьего (в) алгоритмов:
 1 – наиболее вероятное, 2 – верхняя граница, 3 – нижняя граница значений погрешности

Таблица 1. Математическое ожидание (М), верхние (Max) и нижние (Min) границы величин погрешностей измерения точек сечений пера лопаток при разных алгоритмах измерения, мм

Сечение	Вероятностная характеристика	Спинка	Корыто	Входная кромка	Выходная кромка
Первый алгоритм – однократное сканирование					
Корневое сечение	М	0,0046	0,0153	0,0050	0,0159
	Max	0,0171	0,0523	0,0173	0,0524
	Min	0,0004	0,0019	0,0010	0,0022
Среднее сечение	М	0,0055	0,0218	0,0067	0,0210
	Max	0,0207	0,0658	0,0213	0,0682
	Min	0,0004	0,0028	0,0012	0,0034
Торцевое сечение	М	0,0073	0,0311	0,0089	0,0249
	Max	0,0273	0,0870	0,0314	0,0764
	Min	0,0005	0,0079	0,0008	0,0053
Второй алгоритм – использование частичной компенсации отклонения расположения					
Корневое сечение	М	0,0038	0,0267	0,0034	0,0123
	Max	0,0134	0,0614	0,0116	0,0442
	Min	0,0005	0,0070	0,0005	0,0010
Среднее сечение	М	0,0057	0,0250	0,0053	0,0160
	Max	0,0205	0,0709	0,0187	0,0554
	Min	0,0004	0,0036	0,0005	0,0023
Торцевое сечение	М	0,0077	0,0305	0,0084	0,0209
	Max	0,0290	0,0649	0,0299	0,0682
	Min	0,0004	0,0039	0,0007	0,0032

Окончание таблицы 1

Сечение	Вероятностная характеристика	Спинка	Корыто	Входная кромка	Выходная кромка
Третий алгоритм – использование координат центров ИН для расчёта координат точек касания					
Корневое сечение	M	0,0038	0,0266	0,0034	0,0110
	Max	0,0134	0,0614	0,0116	0,0318
	Min	0,0005	0,0070	0,0005	0,0040
Среднее сечение	M	0,0057	0,0260	0,0053	0,0163
	Max	0,0205	0,0709	0,0187	0,0348
	Min	0,0004	0,0062	0,0005	0,0105
Торцевое сечение	M	0,0077	0,0582	0,0084	0,0249
	Max	0,0290	0,0827	0,0299	0,0433
	Min	0,0004	0,0409	0,0007	0,0190
Третий алгоритм – использование координат центров ИН для расчёта координат точек касания. Количество точек измерения кромок в 2 раза больше, чем в предыдущих случаях.					
Корневое сечение	M	0,0038	0,0118	0,0034	0,0092
	Max	0,0134	0,0329	0,0116	0,0249
	Min	0,0005	0,0040	0,0005	0,0065
Среднее сечение	M	0,0057	0,0309	0,0053	0,0098
	Max	0,0205	0,0551	0,0187	0,0288
	Min	0,0004	0,0196	0,0005	0,0024
Торцевое сечение	M	0,0077	0,0323	0,0084	0,0150
	Max	0,0290	0,0623	0,0299	0,0375
	Min	0,0004	0,0023	0,0007	0,0064

В результате исследований получены границы распространения погрешностей компенсации ИН при измерении профилей лопаток компрессора ГТД на КИМ. На основании полученных данных можно сделать вывод, что погрешности измерения рассматриваемых геометрических параметров увеличиваются по высоте пера.

Также можно заключить, что точность измерения кромок по первому алгоритму (однократного сканирования) недостаточна для адекватного расчёта геометрических величин сечения.

При сравнении погрешностей измерения, возникающих при использовании трёх рассматриваемых алгоритмов, можно сделать вывод, что третий алгоритм позволяет производить контроль геометрии

пера с наименьшей погрешностью. При использовании третьего алгоритма для повышения точности компенсации радиуса можно использовать большее количество точек при измерении кромок. Это связано с тем, что при большем количестве точек измерения сплайн, задаваемый по координатам центров ИН, позволяет более точно описать действительную геометрию. При использовании первого и второго алгоритмов величина погрешностей не зависит от количества точек измерения.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 по договору № 27/13 от 15.02.2013г с использованием оборудования центра коллективного пользования САМ технологий.

Библиографический список

1. ГОСТ 23537-79. Лопатки авиационных осевых компрессоров и турбин. Термины и определения. М.: Издательство стандартов, 1979. 30 с.

2. Savio E., De Chiffre L., Schmitt R. Metrology of freeform shaped parts // CIRP Annals – Manufacturing Technology. 2007.

V. 56, Iss. 2. P. 810-835. doi.org/ 10.1016/j.cirp.2007.10.008

3. ОСТ 1 02571-86. Лопатки компрессоров и турбин. Предельные отклонения размеров, формы и расположения пера. М.: Издательство стандартов, 1986. 36 с.

4. Печенин В.А., Болотов М.А., Рыжков А.В. Модель оценки точности коор-

динатных измерений при контактном методе // Материалы международной научно-практической конференции «Виртуальное моделирование, прототипирование и промышленный дизайн». Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, 2015. С. 215-220.

5. Ли К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE). СПб.: Питер, 2004. 560 с.

6. Shunmugam M.S., Radhakrishnan M.S. Comparison of difference methods for computing the two-dimensional envelope for surface finish measurements // Computer-Aided Design. 1976. V. 8, Iss. 2. P. 89-93. doi.org/10.1016/0010-4485(76)90090-7

7. Powell M.J.D., Watson G.A. A fast algorithm for nonlinearly constrained optimization calculations, numerical analysis // Lecture Notes in Mathematics. 1978. V. 630. P. 144-157. doi.org/10.1007/BFb0067703

8. Besl P.J., MckayN.D. A method for registration of 3-D shapes // IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence. 1992. V. 14, Iss. 2. P. 239-256. doi.org/10.1109/34.121791

9. Lilliefors H. On the Kolmogorov–Smirnov test for normality with mean and variance unknown // Journal of the American Statistical Association. 1967. V. 62, Iss. 318. P. 399-402. doi.org/10.2307/2283970

Информация об авторах

Печенин Вадим Андреевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: vadim.pechenin2011@yandex.ru. Область научных интересов: координатные измерения, процессы сборки, математические методы.

Болотов Михаил Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: maikl.bol@gmail.com. Область научных интересов: координатные измерения, процессы сборки, математические методы.

Рузанов Николай Владимирович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kinform@mail.ru. Область научных интересов: координатные измерения, математические методы, разработка информационных систем.

Степанова Екатерина Робертовна, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ekaterinka198787@mail.ru. Область научных интересов: координатные измерения, процессы сборки, математические методы.

COMPARATIVE RESEARCH OF ALGORITHMS OF MEASURING THE GEOMETRY OF COMPLEX PROFILES OF GAS TURBINE ENGINE COMPRESSOR BLADES

© 2015 V. A. Pechenin, M. A. Bolotov, N. V. Ruzanov, E. R. Stepanova

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper presents three algorithms for the measurement of gasturbine engine (GTE) compressor blades airfoil (suction side, pressure side, leading and trailing edges) geometry using coordinate measuring machines. The first algorithm is a single scan of the heightwise blade section using a test point. The second algorithm is based on the pre-alignment of the nominal profile with the measured actual profile. An iterative closest-point algorithm is used to carry out the procedure of the best possible alignment of the measured ptofile and the nominal one. In the third algorithm, the coordinates of the measured points of the edges are calculated using the spline defined by the coordinates of the test point (TP) center. The research of errors of measuring the geometry of the

elements using the algorithms mentioned above was carried out. To perform the research a model was developed simulating the contact of the TP and the surface of the part being measured. The model makes it possible to calculate the coordinates of the contact point, the center coordinates and the coordinates of the MT of the measured points. The search for the coordinates of the contact was performed using the method of sequential quadratic programming. A procedure was also used that makes it possible to simulate the deviation of the profile and surface position from the nominal. In the course of the simulation dependences for determining the average, lower and upper boundaries of the measurement error distribution for any airfoil point being measured were obtained.

Contact measurement method; method of compensation; profile and surface position deviation; ICP-algorithm; nonlinear optimization; curvature; measurement uncertainty.

References

1. GOST 23537-79. Vines of aircraft axial-flow compressors and turbines. Terms and definitions. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 30 p. (In Russ.)
2. Savio E., De Chiffre L., Schmitt R. Metrology of freeform shaped parts. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*. 2007. V. 56, Iss. 2. P. 810-835. doi.org/10.1016/j.cirp.2007.10.008
3. OST 1 02571-86. Compressor and turbine blades. Tolerances size, shape and location of the blade airfoil. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 1986. 36 p. (In Russ.)
4. Pechenin V.A., Bolotov M.A., Ryzhkov A.V. Model estimates of the accuracy of coordinate measurements with contact method. *Materials of international scientific and practical conference «Virtual simulation, prototyping and industrial design»*. Tambov: Tambov State Technical University Publ., 2015. P. 215-220. (In Russ.)
5. Lee K. *Osnovy SAPR (CAD/CAM/CAE)* [Foundations of CAD (CAD/CAM/CAE)]. Saint-Petersburg: Piter Publ., 2004.
6. Shunmugam M.S. Radhakrishnan M.S. Comparison of difference methods for computing the two-dimensional envelope for surface finish measurements. *Computer-Aided Design*. 1976. V. 8, Iss. 2. P. 89-93. doi.org/10.1016/0010-4485(76)90090-7
7. Powell M.J.D., Watson G.A. A fast algorithm for nonlinearly constrained optimization calculations, numerical analysis. *Lecture Notes in Mathematics*. 1978. V. 630. P. 144-157. doi.org/10.1007/BFb0067703
8. Besl P.J., McKay N.D. A method for registration of 3-D shapes. *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence*. 1992. V. 14, Iss. 2. P. 239-256. doi.org/10.1109/34.121791
9. Lilliefors H. On the Kolmogorov–Smirnov test for normality with mean and variance unknown. *Journal of the American Statistical Association*. 1967. V. 62, Iss. 318. P. 399-402. doi.org/10.2307/2283970

About the authors

Pechenin Vadim Andreevich, postgraduate student of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University. E-mail: vadim.pechenin2011@yandex.ru. Area of Research: coordinate measurements, assembly processes, mathematical methods.

Bolotov Michael Alexandrovich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University. E-mail: maikl.bol@gmail.com. Area of Research: coordinate measurements, assembly processes, mathematical methods.

Ruzanov Nikolay Vladimirovich, postgraduate student of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University. E-mail: kinform@mail.ru. Area of Research: coordinate measurements, assembly processes, software development.

Stepanova Ekaterina Robertovna, external postgraduate student of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University. E-mail: ekaterinka198787@mail.ru. Area of Research: coordinate measurements, assembly processes, mathematical methods.

УДК 629.7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТИЛЬНОЙ ЖЁСТКОСТИ ШТУЦЕРНЫХ ОПОР ДЛЯ РАСЧЁТА СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ТРУБОПРОВОДОВ

© 2015 С. А. Безбородов, А. М. Уланов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Собственные частоты трубопроводов зависят от жёсткости их соединения с оборудованием. Как правило, это штуцерные соединения. Существующие методы расчёта рассматривают эти опоры как абсолютно жёсткие или пренебрегают их жёсткостью, или учитывают только линейные жёсткости, что ведёт к значительным погрешностям (в исследуемой в настоящей работе системе до 12,7 %). Экспериментальное определение крутильной жёсткости штуцерных соединений затруднительно. Поскольку многие трубопроводы закрепляются не одиночно, а пучками, необходимо исследовать также влияние колебаний одного трубопровода на колебания другого. В настоящей работе предложен метод определения крутильной жёсткости, основанный на обобщении экспериментального и расчётного исследований. Экспериментально при помощи лазерного виброметра определяются собственные частоты пучка из двух трубопроводов. При расчётном исследовании с помощью пакета программ ANSYS подбираются значения крутильных жёсткостей вокруг всех трёх осей декартовой системы координат, при которых расчётные значения собственных частот трубопроводов близки к экспериментально полученным. Приведённые результаты расчётного исследования позволяют обсудить влияние крутильной жёсткости штуцерных опор на собственные частоты колебаний трубопроводов. Метод позволяет снизить погрешность расчёта собственных частот до 2,6 %.

Штуцерное соединение, крутильная жёсткость, вибрация трубопроводов.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-448-453

Трубопроводы современных технических систем подвергаются значительным вибрационным нагрузкам. Надёжность и прочность трубопроводов зависят от правильности определения собственных частот их колебаний, которые не должны совпадать с рабочими частотами. Собственные частоты трубопроводов зависят от жёсткости их соединений с оборудованием (как правило, это штуцерные соединения). Для расчёта пространственных колебаний трубопровода необходимо учитывать шесть жёсткостей опоры трубопровода. Это три линейных жёсткости по осям декартовой системы координат и три крутильных жёсткости вокруг этих осей.

В некоторых работах, посвящённых вибрации трубопроводов, жёсткость их концевых опор не учитывается вообще [1]. Иногда концевые опоры рассматриваются как абсолютно жёсткие во всех

направлениях [2, 3]. Порой учитывается только линейная составляющая жёсткости, а крутильная составляющая принимается равной нулю [4 - 6] или бесконечно большой величиной [7]. Всё это вносит погрешность в расчёты.

Линейную составляющую жёсткости штуцерной опоры нетрудно определить экспериментально. Это делается путём приложения силы к трубопроводу вблизи опоры [7]. Экспериментальное определение крутильной жёсткости штуцерной опоры более затруднительно. Этому вопросу и посвящено настоящее исследование.

Для определения крутильной жёсткости штуцерных опор предлагается расчётно-экспериментальный метод. Экспериментальной составляющей является определение собственных частот двух трубопроводов сложной пространственной формы с помощью лазерного вибро-

метра. Фотография и схема экспериментальной установки для определения собственных частот колебаний трубопроводов представлены на рис. 1, 2. На трубопровод наклеивался отражатель, на который направлялся лазер. Производилось ударное возбуждение трубопровода и записывался спектр амплитуд колебаний, по которому определялись собственные частоты трубопровода.

Для расчётного определения собственных частот трубопроводов были построены конечно-элементные модели трубопроводов в пакете ANSYS. Для задания геометрии трубопроводов использовался упругий прямой двухузловой элемент Pipe16. Опоры моделировались конечным элементом Combin14. Более детально моделирование трубопровода описано в [7]. Линейная жёсткость определялась экспериментально путём приложения силы к трубопроводу в месте его присоединения к штуцерной опоре. Получено, что линейная жёсткость исследуемых штуцерных опор (для внешнего диаметра трубопровода 6,2 мм) составляет $C_0 = 1111 \text{ Н/мм}$.

В табл. 1 приведено сравнение собственных частот трубопроводов, полученных экспериментально и расчётным путём для бесконечно большой крутильной жёсткости штуцерной опоры. Видно, что расхождение составляет от 2,2 до 12,7%.

Для определения крутильной жёсткости штуцерных опор было проведено расчётное исследование. Была построена конечно-элементная модель трубопровода № 1 и проведены серии расчётов с различными значениями крутильных жёсткостей. Целью этих расчётов был подбор таких значений крутильных жёсткостей вокруг осей X , Y и Z , чтобы экспериментальные и теоретические значения собственных частот трубопровода № 1 были наиболее близки. Ось X направлена по оси трубопровода, оси Y и Z взаимно перпендикулярны в плоскости, перпендикулярной оси трубопровода. В силу симметрии штуцерной опоры было принято, что $C_{кр Y} = C_{кр Z}$, а $C_{кр X}$ имеет отличное от них значение. Влияние крутильной жёсткости на погрешность расчёта представлено в табл. 2–5.

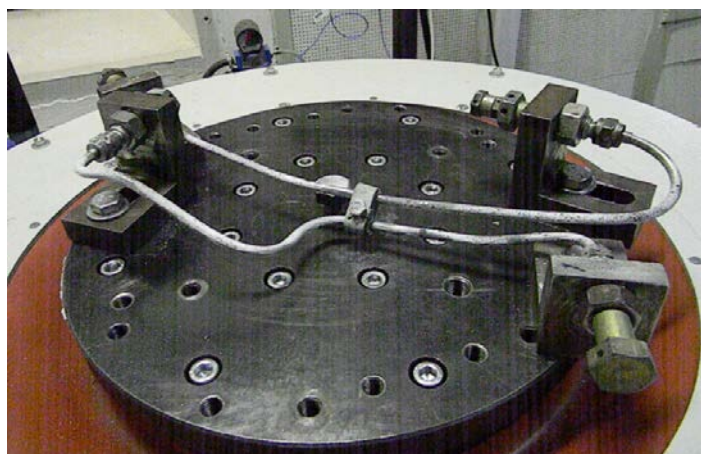


Рис. 1. Экспериментальная установка для определения собственных частот колебаний трубопроводов

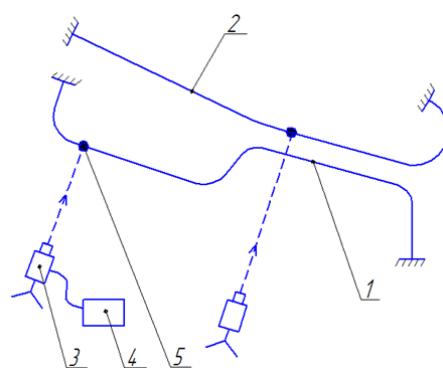


Рис. 2. Схема экспериментальной установки: 1 – трубопровод № 1; 2 – трубопровод № 2; 3 – лазер; 4 – лазерный виброметр; 5 – отражатель

Таблица 1. Сравнение расчётных и экспериментальных значений собственных частот колебаний трубопроводов (Гц) при бесконечно большой крутильной жёсткости опоры

Трубопровод 1			Трубопровод 2		
эксперимент	расчёт	погрешность, %	эксперимент	расчёт	погрешность, %
195,3	209,3	7,2	150	165,9	10,8
240,6	235,2	2,2	276,6	286,9	3,7
			395,6	445,8	12,7

Таблица 2. Влияние крутильной жёсткости на погрешность расчёта собственных частот трубопровода. Трубопровод 1, $C_{кр Y} = C_{кр Z}$, 1000000 Н/рад

$C_{кр X}$, Н/рад	1000000	100000	10000	1000	500	100	80	50
$C_{кр Y} = C_{кр Z}$, Н/рад	1000000							
Экспериментальные значения частот, Гц	Расчётные значения частот, Гц							
195,3	209,3	209,3	209,3	208,6	207,8	198	195	187,8
240,6	235,2	235,2	234,8	231,4	228,2	217,8	216,9	215,6

Таблица 3. Влияние крутильной жёсткости на погрешность расчёта собственных частот трубопровода. Трубопровод 1, $C_{кр Y} = C_{кр Z}$, 10000 Н/рад

$C_{кр X}$, Н/рад	1000	500	150	100	50
$C_{кр Y} = C_{кр Z}$, Н/рад	10000				
Экспериментальные значения частот, Гц	Расчётные значения частот, Гц				
195,3	207,8	207	201,7	197,3	187,2
240,6	230,3	227,1	218,9	216,6	214,8

Таблица 4. Влияние крутильной жёсткости на погрешность расчёта собственных частот трубопровода. Трубопровод 1, $C_{кр Y} = C_{кр Z}$, 1000 Н/рад и 500 Н/рад

$C_{кр X}$, Н/рад	500	200	150	100	10000	1000	500	100
$C_{кр Y} = C_{кр Z}$, Н/рад	1000				500			
Экспериментальные значения частот, Гц	Расчётные значения частот, Гц							
195,3	200	197,6	195,9	192	193,6	193,4	193	187
240,6	218,5	212	209,6	207,6	217,2	214	211	199,3

Таблица 5. Влияние крутильной жёсткости на погрешность расчёта собственных частот трубопровода. Трубопровод 2

$C_{кр X}$, Н/рад	1000000	500	150	100	500	150	100
$C_{кр Y} = C_{кр Z}$, Н/рад	1000000	10000			1000		
Экспериментальные значения частот, Гц	Расчётные значения частот, Гц						
150	165,9	161	152	146,6	156,9	148,4	143,3
276,6	286,9	284	282,6	281,5	270,6	269,3	268,5
395,5	445,8	462	398,1	385	416	387,7	374,6

Из табл. 2-5 видно, что наилучшее согласование с экспериментом достигается при значениях $C_{кр Y} = C_{кр Z} = 1000$ Н/рад, $C_{кр X} = 150$ Н/рад. Сравнение эксперимен-

тальных и расчётных значений частот обоих трубопроводов с уточнёнными значениями крутильной жёсткости показано в табл. 6.

Таблица 6. Сравнение расчётных и экспериментальных значений собственных частот колебаний трубопроводов (Гц) при уточнённом значении крутильной жёсткости

Трубопровод 1			Трубопровод 2		
эксперимент	расчёт	погрешность, %	эксперимент	расчёт	погрешность, %
195,3	195,9	0,3	150	148,4	1,1
240,6	209,9	12,8	276,6	269,3	2,6
			395,6	387,7	2,0

Видно, что расхождение по первым трём собственным частотам между расчётом и экспериментом для трубопровода № 2 составило от 1,1 до 2,6%, т.е. расчёт с уточнёнными значениями крутильных жёсткостей опор даёт значительно меньшую погрешность, чем расчёт с допущением, что крутильные жёсткости бесконечно большие.

Из табл. 1 и 6 видно, что собственные частоты трубопроводов с уточнёнными значениями крутильной жёсткости штуцерных опор ниже, что закономерно, так как при расчёте с бесконечно большой крутильной жёсткостью опор жёсткость системы выше.

Таким образом, необходимо учитывать крутильную жёсткость штуцерных опор при расчёте собственных частот колебаний трубопроводов. Проведённое исследование позволяет оценить увеличение точности расчёта, достигаемое учётом крутильной жёсткости.

Работа поддержана Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научных и образовательных центров на 2013-2020 годы.

Библиографический список

1. Zhang K., Li Y., Han B., Wang Zh. Numerical simulation on spanning pipeline's vibration characteristics and safety in flood // International Conference on Pipelines and Trenchless Technology. 2013. P. 986-996. doi: 10.1061/9780784413142.104
2. Старцев Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. 276 с.
3. Ghayesh M.H., Païdoussis M.P., Amabili M. Nonlinear dynamics of cantilevered extensible pipes conveying fluid // Journal of Sound and Vibration. 2013. V. 332, Iss. 24. P. 6405-6418. doi: 10.1016/j.jsv.2013.06.026
4. Xu Y., Johnston D.N., Zongxia J., Plummer A.R. Frequency modeling and solution of fluid-structure interaction in complex pipelines // Journal of Sound and Vibration. 2014. V. 333, Iss. 10. P. 2800-2822. doi: 10.1016/j.jsv.2013.12.023
5. Liu G., Li S., Li Y., Chen H. Vibration analysis of pipelines with arbitrary branches by absorbing transfer matrix method // Journal of Sound and Vibration. 2013. V. 332, Iss. 24. P. 6519-6536. doi: 10.1016/j.jsv.2013.06.019
6. Liu G., Li Y. Vibration analysis of liquid-filled pipelines with elastic constraints // Journal of Sound and Vibration. 2011. V. 330, Iss. 13. P. 3166-3181. doi: 10.1016/j.jsv.2011.01.022
7. Безбородов С.А., Уланов А.М. Методика расчёта колебаний трубопровода с демпфирующими опорами из материала МР // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2014. № 1(43). С. 91-97.

Информация об авторах

Безбородов Сергей Александрович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет. E-mail: bezborodovser@yandex.ru. Область научных интересов: моделирование колебаний нелинейных систем с распределёнными параметрами.

Уланов Александр Михайлович, доктор технических наук, профессор ка-

федры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет. E-mail: alexulanov@mail.ru. Область научных интересов: защита от вибрации и удара при помощи систем с сухим трением.

ESTIMATION OF NIPPLE SUPPORT TORSIONAL STIFFNESS FOR THE CALCULATION OF PIPELINE NATURAL FREQUENCIES

© 2015 S. A. Bezborodov, A. M. Ulanov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Natural frequencies of pipelines depend on the stiffness of their connection with equipment. As a rule, nipple supports are used as connections. The existing methods of calculation consider these supports as absolutely stiff, or neglect their stiffness at all, or take into account stiffness for translational displacement only. It leads to significant error (up to 12.7 % for the system under investigation in the present research). Experimental assessment of nipple support torsional stiffness is difficult to perform. Since many pipelines are connected in bundles, it is necessary to research the influence of the vibrations of one pipeline on those of another. A method of assessing nipple support torsion stiffness based on the correlation of experimental and calculation research is proposed in the paper. Natural frequencies of a bundle of two pipelines are obtained experimentally using a laser vibrometer. Calculation research with the aid of the ANSYS software makes it possible to find the torsional stiffness of supports about all three axes of the Cartesian coordinate system. In this case the calculated natural frequencies are close to those experimentally obtained. The results of calculation research make it possible to discuss the influence of pipeline nipple support torsion stiffness on the pipeline's natural frequencies. The proposed method allows reducing the calculation error for the pipeline natural frequency down to 2.6 %.

Nipple joint, torsion stiffness, pipeline vibration.

References

1. Zhang K., Li Y., Han B., Wang Zh. Numerical simulation on spanning pipeline's vibration characteristics and safety in flood. *International Conference on Pipelines and Trenchless Technology*. 2013. P. 986-996. doi: 10.1061/9780784413142.104
2. Startsev N.I. *Truboprovody gazoturbinnyh dvigatelei* [Pipelines of gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 276 p.
3. Ghayesh M.H., Païdoussis M.P., Amabili M. Nonlinear dynamics of cantilevered extensible pipes conveying fluid. *Journal of Sound and Vibration*. 2013. V. 332, Iss. 24. P. 6405-6418. doi: 10.1016/j.jsv.2013.06.026
4. Xu Y., Johnston D.N., Zongxia J., Plummer A.R. Frequency modeling and solution of fluid-structure interaction in complex pipelines. *Journal of Sound and Vibration*. 2014. V. 333, Iss. 10. P. 2800-2822. doi: 10.1016/j.jsv.2013.12.023
5. Liu G., Li S., Li Y., Chen H. Vibration analysis of pipelines with arbitrary branches by absorbing transfer matrix method. *Journal of Sound and Vibration*. 2013. V. 332,

Iss. 24. P. 6519–6536. doi: 10.1016/j.jsv.2013.06.019

6. Liu G., Li Y. Vibration analysis of liquid-filled pipelines with elastic constraints. *Journal of Sound and Vibration*. 2011. V. 330, Iss. 13. P. 3166-3181. doi: 10.1016/j.jsv.2011.01.022

7. Bezborodov S.A., Ulanov A.M. Method of calculating vibrations in a pipeline with damping supports made of MR material. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No 1(43). P. 91-97. (In Russ.)

About the authors

Bezborodov Sergey Alexandrovich, postgraduate, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: bezborodovser@yandex.ru. Area of Research: modeling vibrations of non-linear systems with distributed parameters.

Ulanov Alexander Mikhailovich, Doctor of Science (Engineering), professor of Aircraft Engine Design Department of Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: alexulanov@mail.ru. Area of Research: protection against vibration and shock using dry friction systems.

УДК 621.45.038

О КОНВЕРТИРОВАНИИ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2015 А. А. Боев, О. А. Гришанов

Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара

В статье отмечается всё возрастающая роль газотурбинных установок на рынке электрической энергии и перекачки газа. Одним из вариантов производства таких установок является конвертирование авиационных двигателей в наземные приводы. Рассмотрены преимущества, получаемые при таком производстве. Описаны условия работы таких установок и наибольшие трудности при проектировании масляных систем для них. Консерватизм разработчиков авиационных двигателей не позволяет в полной мере осознать изменение требований для наземных установок, что приводит к несовершенству конструкции масляной системы при её перепроектировании для наземных условий. Представлены основные тенденции развития масляных систем наземных установок. Выделены три уровня конвертирования масляных систем: максимальный (максимально возможное использование существующей материальной части, при этом невозможно достичь высоких показателей ресурса двигателя), средний (сохраняется часть авиационных узлов масляной системы, не оказывающих решающего влияния на ресурс двигателя, а остальные перепроектируются под наземные условия эксплуатации), минимальный (полная замена элементов масляной системы для достижения максимальных эксплуатационных показателей).

Газотурбинный двигатель, конвертирование, масляная система, уровни конвертирования.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-454-459

В последнее время в России возросла роль газотурбинных установок на рынке электрической энергии и перекачки газа. Одним из возможных вариантов получения газотурбинных установок является конвертирование авиационных двигателей.

Этот вариант объясняется рядом преимуществ перед традиционными схемами силовых установок [1].

1. Относительно малые габариты и масса, блочная конструкция, что позволяет достаточно просто и мобильно осуществлять транспортировку, монтаж, введение в эксплуатацию, ремонт и замену двигателей, особенно в труднодоступных регионах, удалённых от баз снабжения и транспортных магистралей.

2. Высокие показатели надёжности и КПД базовых газотурбинных двигателей (ГТД) относительно легко обеспечивают применение их модификаций в новых специфических условиях эксплуатации, в различных климатических условиях, обеспечивая приемлемые показатели безотказности и ресурса.

3. В конвертировании ГТД широко используются детали и элементы, исчерпавшие в авиации свой ресурс. Расходы на обслуживание этих двигателей в эксплуатации сравнительно ниже.

4. Простота обслуживания, высокая эксплуатационная технологичность, ремонтпригодность, степень автоматизации систем управления, регулирования и контроля позволяют иметь минимальный персонал эксплуатационников.

5. Полная автономия двигательного блока, работа двигателя на различных топливах и маслах.

6. Относительно низкая стоимость двигателя, сжатые сроки и сравнительно небольшие затраты при его создании и доводке, высокая степень унификации с базовым авиационным двигателем.

Существует ошибочное мнение, что режим работы двигателей наземного применения ниже, чем авиационных. Это далеко не так. Несмотря на то, что у конвертируемых двигателей уровень рабочих температур газа ниже на 70...100°C, следует принимать во внимание, что авиационные двигатели самолётов на взлётном

режиме (как правило, режим максимальной мощности) вырабатывают не более 3% от установленного ресурса, а в наземном применении двигатели работают на номинальном режиме более 95% своего ресурса. Кроме того, общетехнические ресурсы конвертированных двигателей наземного применения на один - два порядка выше ресурсов работы авиационных двигателей. Они достигают 100000 часов [2].

Наибольшая трудность при проектировании масляной системы конвертированного ГТД – это отсутствие единого комплекса знаний, обосновывающих принципы проектирования масляной системы конвертированного ГТД.

Использование ОСТ1 00969-80, устанавливающего требования к масляной системе авиационных ГТД, для проектирования масляной системы конвертированного ГТД не позволяет достигнуть экономических показателей и требований, связанных с непрерывной эксплуатацией. Это вызвано следующими обстоятельствами:

1. В авиационных двигателях такой показатель, как часовой расход масла, не является первостепенно важным в экономическом плане, так как полёт продолжается всего несколько часов. В наземном применении ГТД имеет непрерывные циклы работы в сотни часов, поэтому этот показатель должен быть ограничен.

2. Непрерывная работа конвертированного двигателя в течение сотен часов на земле требует создания возможности обслуживания масляной системы без останова двигателя.

3. ОСТ1 00969-80 предъявляет более жёсткие требования, связанные с надёжностью, точностью изготовления и испытанием элементов масляной системы, а также требования, обусловленные высотными условиями эксплуатации. Очевидно, что это увеличивает стоимость изготовления двигателя.

4. При конвертировании авиационного двигателя по возможности следует

стремиться к использованию максимального количества деталей с базового изделия.

В современных конвертированных ГТД нашли применение различные типы схем масляных систем, обеспечивающие необходимые условия работы подшипниковых узлов в зависимости от назначения двигателя. Причём практически у каждого разработчика двигателя сложился свой отличительный стиль проектирования масляных систем. При этом разработчик старается вносить как можно меньше изменений в действующую конструкцию, меняя или дорабатывая только необходимое для выполнения требований, заданных заказчиком.

Особенностью масляных систем конвертированных авиационных ГТД является то, что они состоят из двух частей: агрегатов, расположенных непосредственно на двигателе, и агрегатов системы, размещённых в отдельном отсеке (система маслообеспечения) (рис. 1).

В настоящее время при проектировании масляных систем наземных газотурбинных приводов намечен ряд тенденций:

- расположение максимально возможного количества агрегатов в системе маслообеспечения;
- использование наиболее дешёвых и легкообрабатываемых материалов;
- замена приводных агрегатов непригодными (в системе суфлирования замена приводных центробежных маслоотделителей на статические маслоотделители и фильтры-сепараторы);
- изменение принципа подвода смазки к наиболее нагруженным подшипникам опор роторов, в значительной степени определяющих ресурс двигателя [3];
- исключение необходимости привода агрегатов от вала двигателя и переход к автономным электроприводным агрегатам;
- охлаждение масла в газомасляном теплообменнике.

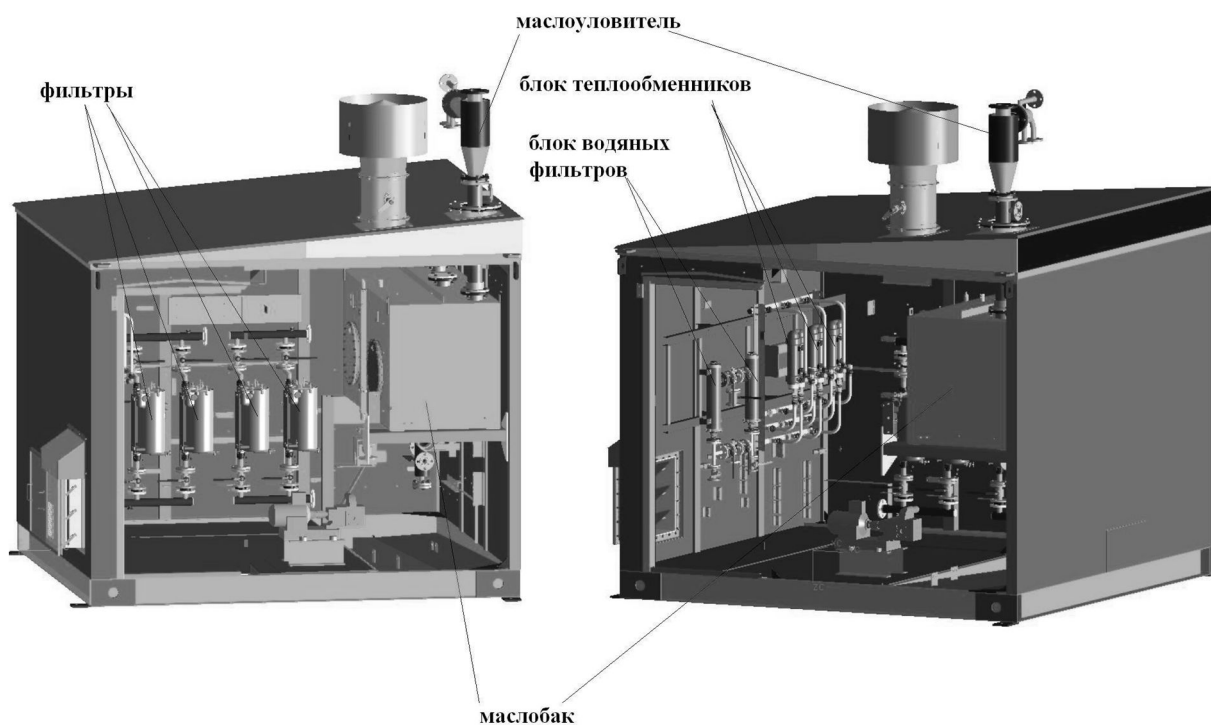


Рис. 1. Пример конструкции блока системы маслообеспечения

Очевидны три возможных уровня конвертирования масляных систем.

1. Максимальный (рис. 2). При таком уровне проектируются и изготавливаются только обязательные к изменению узлы масляной системы (масляный бак, теплообменник и дуплексные фильтры). К преимуществам такого метода стоит отнести максимальное использование материальной части авиационного двигателя. Главным недостатком является ограничение ресурса двигателя ресурсом деталей базового двигателя. Также ещё одним из недостатков является увеличение стоимости ремонта деталей и узлов, так как в случае поломки придётся их изготавливать по чертежам для авиационных двигателей (что необоснованно для наземного применения), или же затраты на проектирование деталей для наземного применения (например, замена материалов с титана на сталь).

Примером почти максимального уровня конвертирования масляной системы является двигатель НК-16СТ, созданный на базе авиационного двухконтурно-

го турбореактивного двигателя (ТРДД) НК-8. Помимо обязательных к перепроектированию агрегатов (маслобак, теплообменник и фильтры), в нём вновь проектируется суфлёр и откачивающий насос опоры турбины газогенератора, которые в базовом двигателе расположены внутри опоры, а на конвертированном вынесены на коробку приводов агрегатов. Также над маслобаком установлен дополнительный маслоотделитель типа «циклон» для уменьшения выбросов масла через систему суфлирования. Остальные элементы масляной системы и коробки приводов агрегатов сохраняются, что позволяет снизить общую стоимость двигателя. Межремонтный ресурс для двигателя НК-16СТ составляет 15000 часов, а полный ресурс 40000 часов.

2. Средний (рис. 3). В этом случае сохраняется часть авиационных узлов масляной системы, не оказывающих решающего влияния на ресурс двигателя, а остальные перепроектируются под наземные условия эксплуатации.

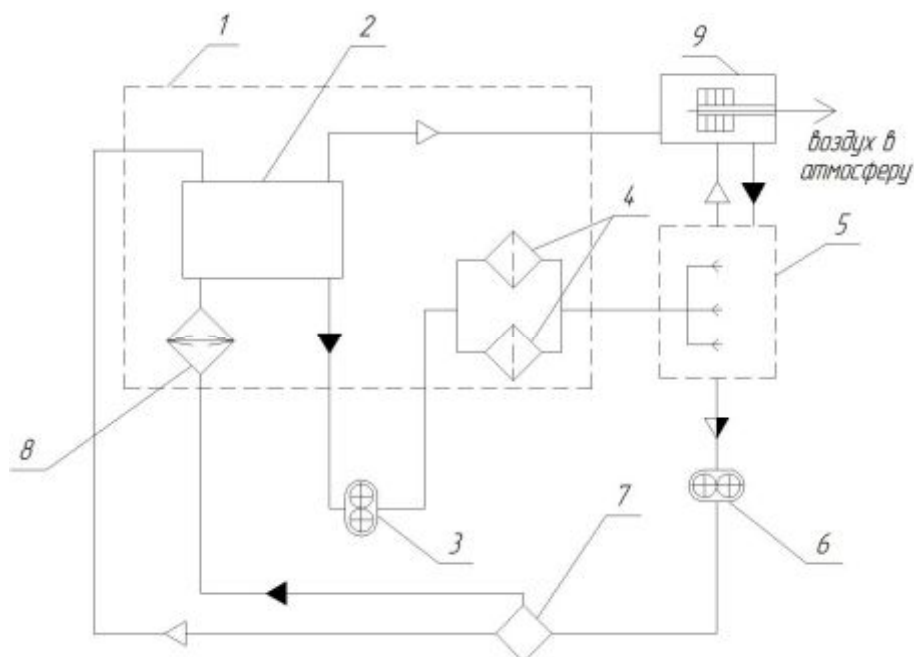


Рис. 2. Масляная система с максимальным уровнем конвертирования:
 1 – система маслообеспечения; 2 – маслобак; 3 – нагнетающий насос; 4 – блок фильтров;
 5 – опоры двигателя; 6 – откачивающий насос; 7 – воздухоотделитель; 8 – теплообменник;
 9 – маслоотделитель

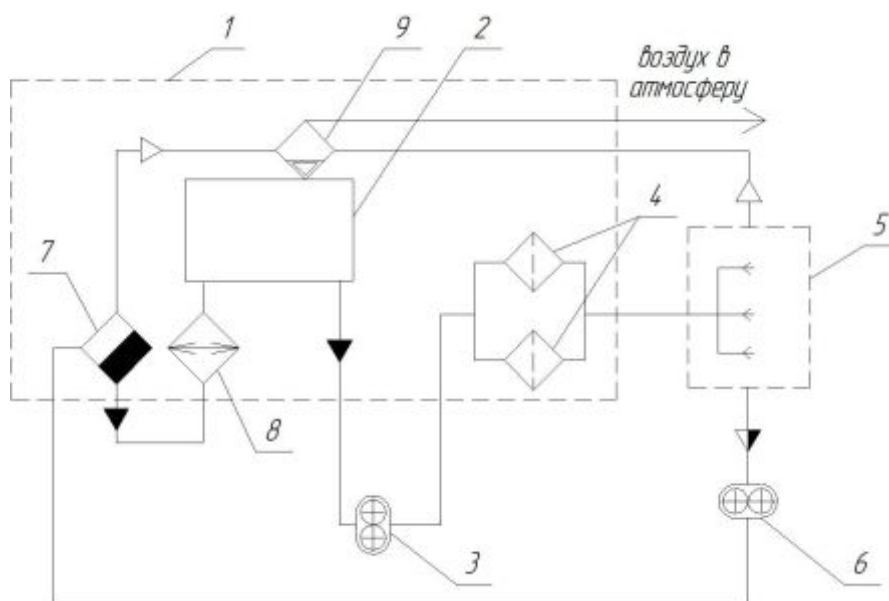


Рис. 3 Масляная система со средним уровнем конвертирования:
 1 – система маслообеспечения; 2 – маслобак; 3 – нагнетающий насос; 4 – блок фильтров;
 5 – опоры двигателя; 6 – откачивающий насос; 7 – воздухоотделитель; 8 – теплообменник;
 9 – маслоотделитель

Такой уровень конвертирования наиболее распространён при конвертировании ГТД. Для примера рассмотрим двигатель НК-36СТ, созданный на базе трёхкаскадного ТРДД НК-25. В данном двигателе конвертированы откачивающие насо-

сы, эжектор, суфлёр опоры турбины газогенератора. Остальные агрегаты и коробки приводов агрегатов проектируются заново, спроектирован также статический маслоотделитель. При этом в систему маслообеспечения вынесены только не-

приводные агрегаты. Это позволило лидерным двигателям достигнуть межремонтного ресурса в 20000 часов и назначенного – в 100 000 часов.

3. Минимальный (рис. 4). Полная замена приводных и неприводных агрегатов и перевод их в систему маслообеспе-

чения позволит достичь высоких эксплуатационных характеристик масляной системы и увеличить ресурс элементов масляной системы. Но при этом пропадает сам принцип конвертирования – повторное использование деталей и узлов авиационного двигателя.

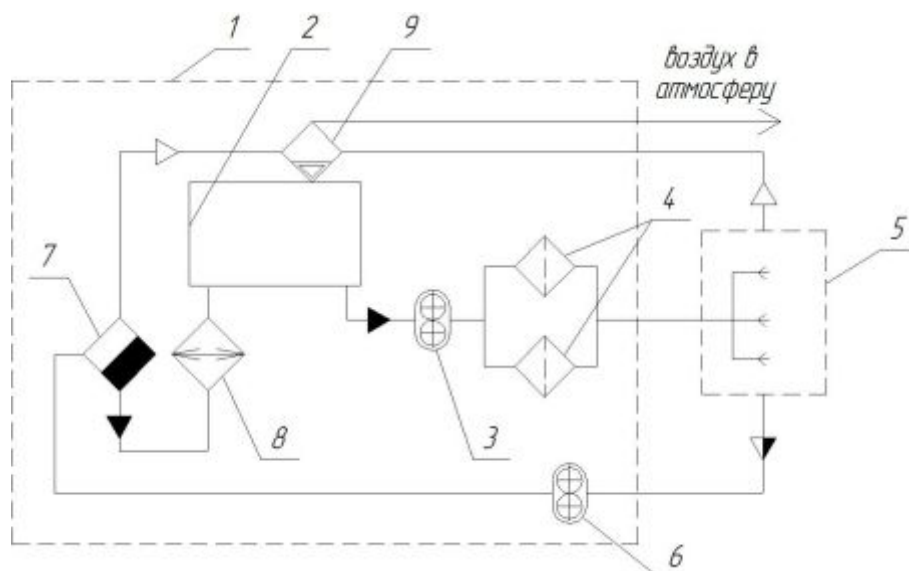


Рис. 4. Масляная система с минимальным уровнем конвертирования:
 1 – система маслообеспечения; 2 – маслобак; 3 – нагнетающий насос; 4 – блок фильтров;
 5 – опоры двигателя; 6 – откачивающий насос; 7 – воздухоотделитель; 8 – теплообменник;
 9 – маслоотделитель

Как правило, разработчики конвертированных ГТД стараются избегать таких вариантов преобразования масляных систем из-за повышения стоимости двигателя за счёт проектирования и изготовления новых элементов масляной системы.

В зависимости от требований заказчика к ресурсу и стоимости газотурбинной установки необходимо правильно оп-

ределять уровень конвертирования масляной системы и выбирать подходящий вариант.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Медведев С.Д., Фалалеев С.В., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Повышение эксплуатационной надёжности ГПА развитием конвертированных авиационных технологий. Самара: Самарский научный центр РАН, 2008. 371 с.
 2. Трянов А.Е. Особенности конструкции узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок: уч. по-

собие. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2010. 203 с.
 3. Боев А.А., Петрухин А.Г., Шкловец А.О. О перспективном подводе масла к подшипниковому узлу ГТД // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. Т. 15, № 6(4). С. 1022-1026.

Информация об авторах

Боев Александр Алексеевич, инженер-конструктор, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара. E-mail: alex_boyev@mail.ru. Область научных интересов: масляные системы газотурбинных двигателей.

Гришанов Олег Алексеевич, начальник отдела, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара. Область научных интересов: масляные системы газотурбинных двигателей.

CONVERSION OF GAS TURBINE ENGINE OIL SYSTEM

© 2015 A. A. Boev, O. A. Grishanov

Joint-Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation

The paper emphasizes the increasingly important role of gas turbines on the power generation and gas pumping market. One of the variants of manufacturing such power plants consists in the conversion of aircraft engines into industrial gas turbine drives. The authors review the advantages of this type of production. The paper describes the operating conditions of such gas turbines and major challenges encountered in designing oil systems for aeroderivatives of this type. Conservatism of aircraft engine developers does not make it possible to realize the changes in requirements to industrial power plants to the full extent, which results in imperfection of the oil system structure as it is re-designed for ground application. The paper presents the main trends in industrial gas turbine oil system development. Three levels of oil system conversion are defined: maximum (maximum possible application of the existing hardware, in which case achieving high gas turbine service life is impossible), medium (aircraft engine oil system components that do not significantly affect the engine life are partially preserved, while other components are re-designed for ground application), minimum (complete replacement of the oil system elements aimed at achieving the highest performance characteristics).

Gas turbine engine, conversion, oil system, levels of conversion.

References

1. Medvedev S.D., Falaleev S.V., Novikov D.K., Balyakin V.B. *Povyshenie ekspluatatsionnoy nadezhnosti GPA razvitiem konvertirovannykh aviatsionnykh tekhnologii* [Increasing functional reliability of gas pumping units due to the development of converted aircraft technologies]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2008. 371 p.
2. Tryanov A.E. *Osobennosti konstruktsii uzlov i sistem aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok* [Design features of aircraft engine and gas turbine components and systems. Assembly units and systems: Study guide]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2010. 203 p.
3. Boev A.A., Petrukhin A.G., Shklovets A.O. About Promising Method Supply Oil to Bearing of Gas Turbine Engine. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2013. V. 15, no. 6(4). P. 1022-1026. (In Russ.)

About the authors

Boev Aleksandr Alekseevich, design engineer, Joint-Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. E-mail: alex_boyev@mail.ru. Area of Research: oil systems of gas turbine engines.

Grishanov Oleg Alekseevich, Head of Department, Joint-Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. Area of Research: oil systems of gas turbine engines.

УДК 621.452

ИСПЫТАНИЕ ПОДВОДА МАСЛА К ПОДШИПНИКОВОМУ УЗЛУ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ЧЕРЕЗ МАСЛОЗАХВАТНОЕ КОЛЬЦО

© 2015 А.А. Боев, А.Г. Петрухин, А.А. Михайлов

Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара

Рассмотрен дефект радиально-упорного подшипника ротора высокого давления, выраженный в его разрушении. Разрушение подшипника возможно из-за недостаточного объёма охлаждающей жидкости. Предложен способ подачи масла к подшипниковому узлу газотурбинного двигателя через маслозахватное кольцо. Представлена и описана конструкция маслозахватного кольца. Особенностью такого кольца является способность его подавать жидкость вопреки действию центробежных сил. Сформулированы недостатки такого способа подвода смазки, а также преимущества при использовании конструкции. Описан расчёт виртуальной конструкции и представлены входные данные и полученные результаты. Приведены конструкция стенда для испытания колец и параметры, контролируемые в ходе испытаний. Представлены результаты испытаний и их сопоставление с результатами гидравлического расчёта. Сделаны выводы о применении маслозахватных колец, подтверждающие эффективность использования такого способа подвода смазки.

Газотурбинный двигатель, подшипник, подвод масла, маслозахватное кольцо, испытание, расчёт виртуальной конструкции.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-460-466

За время эксплуатации газотурбинных двигателей (ГТД) НК-37 и НК-36СТ произошло несколько случаев разрушения радиально-упорного шарикового подшип-

ника компрессора высокого давления (КВД) в средней опоре. В частности, отмечено три случая со значительным разрушением материальной части (рис. 1).



Рис. 1. Фрагменты разрушенного подшипника

Возможной причиной разрушения подшипников является недостаточный подвод масла на охлаждение внутренней обоймы подшипника.

В связи с этим было предложено осуществлять подвод масла от форсунки через внутреннюю обойму подшипника при помощи вращающегося кольца с центробежными спиралевидными ка-

налами, так называемого маслозахватного кольца (рис. 2) [1].

Маслозахватное кольцо (рис. 3) представляет собой деталь цилиндрической формы с центральным отверстием, в которой в окружном направлении выполнены наклонные пазы, заканчивающиеся коническими раскрывающимися к торцу подшипника канавками.

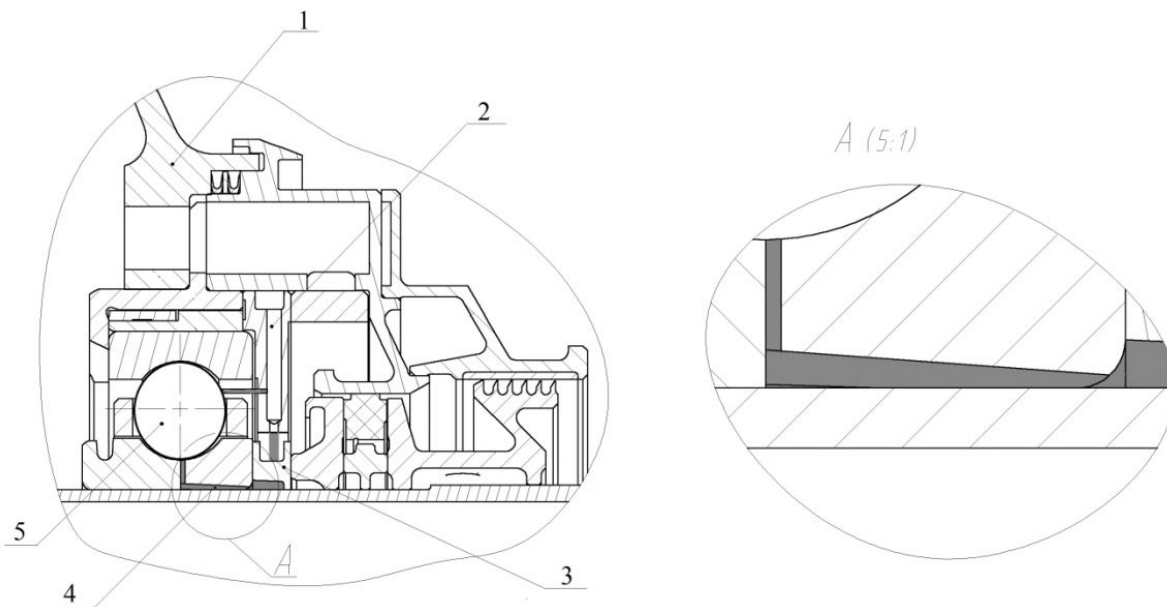


Рис.2. Подвод масла через маслозахватное кольцо:

1 – опора ГТД; 2 – форсунка; 3 – маслозахватное кольцо; 4 – каналы внутри ротора двигателя;
5 – подшипник

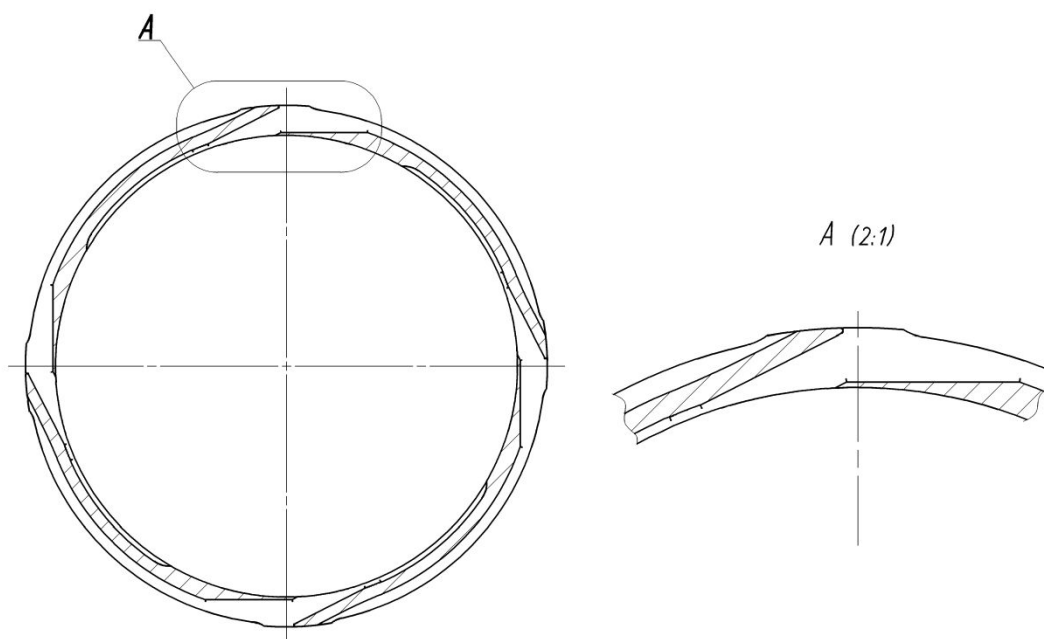


Рис. 3. Разрез маслозахватного кольца

Струя масла из форсунки, направленная в сторону маслозахватного кольца, взаимодействует с поверхностью входного участка канала кольца и его кинетическая энергия преобразуется в статическое давление потока масла в канале.

Главной сложностью при проектировании такого способа подвода масла является то, что масло должно двигаться в направлении, противоположном центробежным силам. В связи с этим ключевое значение для расчёта имеют следующие параметры: частота вращения ротора, скорость истечения масла из форсунки, число каналов и их геометрия.

Данный способ подачи масла позволяет, не увеличивая габариты опоры, подавать масло непосредственно в зону контакта тел качения и беговой дорожки подшипника, что даёт возможность обеспечить низкий градиент температуры подшипника в радиальном направлении.

Такой способ возможен к применению не только на вновь проектируемых двигателях, но и на существующих авиационных двигателях, позволяя увеличить

ресурс одних из самых высоконагруженных подшипников с незначительным изменением конструкции. Особенно актуально это решение для конвертируемых двигателей (как правило, у них по сравнению с базовым двигателем ресурс должен быть увеличен в десятки раз), поскольку позволяет достичь требуемых показателей надёжности с максимальным сохранением материальной части.

На ОАО «Кузнецов» выполнена модернизация конвертируемого двигателя НК-37 с внедрением в конструкцию узла радиально-упорного подшипника ротора высокого давления подвода смазки через маслозахватное кольцо. Так как экспериментальная отработка конструкции требует значительных временных и материальных затрат, то предварительно была использована технология её «виртуальной» разработки. На рис. 4 представлена картина течения масла на входе в канал маслозахватного кольца, полученная с использованием пакета ANSYS CFX. В модели учитывалась двухфазность среды, протекающей через канал.



Рис. 4. Распределение масла по каналам маслозахватного кольца

В результате проведённого исследования была выполнена оптимизация конструкций маслозахватного кольца и форсунки. Определено число каналов, подающих оптимальное количество масла в заданных условиях работы. Следует отметить, что при малом количестве захватов большая часть масла будет отбрасываться, а при большом масле не будет успевать достигать поверхности на маслозахватном кольце, с которого возможен захват.

Для радиально-упорного подшипника ротора высокого давления двигателя НК-37, имеющего частоту вращения 9600 об/мин, смазываемого маслом с давлением 0,4 МПа через форсунку с двумя жиклёрами диаметром 1,2 мм, оптимальная конструкция маслозахватного кольца включает четыре захвата (рис. 5) с наклоном стенки 27 градусов.

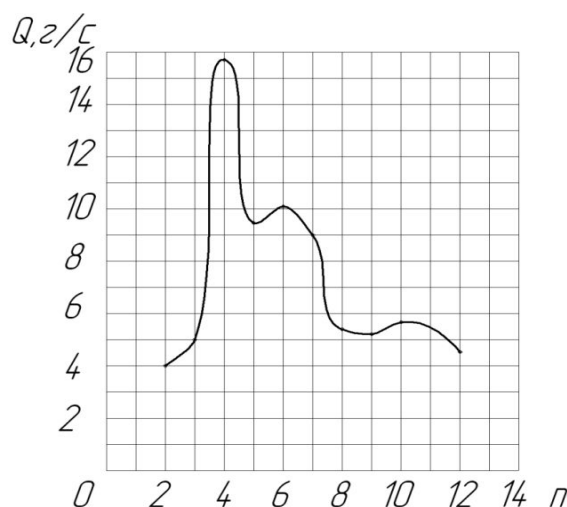


Рис.5. Расчётная зависимость прокачки масла от числа захватов

С целью верификации расчётных данных на ОАО «Кузнецов» было проведено испытание маслозахватных колец (рис. 6).

Испытанию подверглось штатное маслозахватное кольцо с четырьмя каналами, а также кольцо, изготовленное в Самарском государственном аэрокосмическом университете методом 3D-печати из полимерного материала (FullCure 720), с двумя каналами.

При испытании контролировались следующие параметры:

- температура масла 30...40 °С (понижена относительно реальных условий для обеспечения работоспособности полимерного кольца);
- давление масла 0,4 МПа ($4 \pm 0,5$ кгс/см²);
- частота вращения маслозахватного кольца 9600 ± 400 об/мин;
- объём «захваченного» масла;

- давление наддува воздуха 0,02 МПа ($0,2$ кгс/см²);

- время испытания 5⁺¹ мин.

В результате испытания через штатное маслозахватное кольцо за пять минут прошло 1,76 л масла и, таким образом, его пропускная способность составляет 7,3 г/с.

Полимерное маслозахватное кольцо с двумя каналами захватило 0,15 л масла, пропускная способность – 0,625 г/с.

Результат эксперимента более чем в два раза отличается от результата расчёта. Причиной этого может быть следующее.

Во-первых, расчёты численными методами течения двухфазных сред недостаточно отработаны и имеют повышенную погрешность.

Во-вторых, с целью снижения времени вычислений в расчётах не была учтена шероховатость поверхностей, существующая у реального маслозахватного кольца.

В третьих, условия испытания отличались от расчётных наличием в полости захваченного масла противодействия величиной 0,02 МПа, необходимого для наддува разделяющего полости лабиринтного уплотнения. Данное противодействие

способно создать заметное сопротивление потоку захваченного масла и внести искажения в расчётную величину. Следует отметить, что исключение наддува потребовало бы внесения существенных изменений в конструкцию стенда.

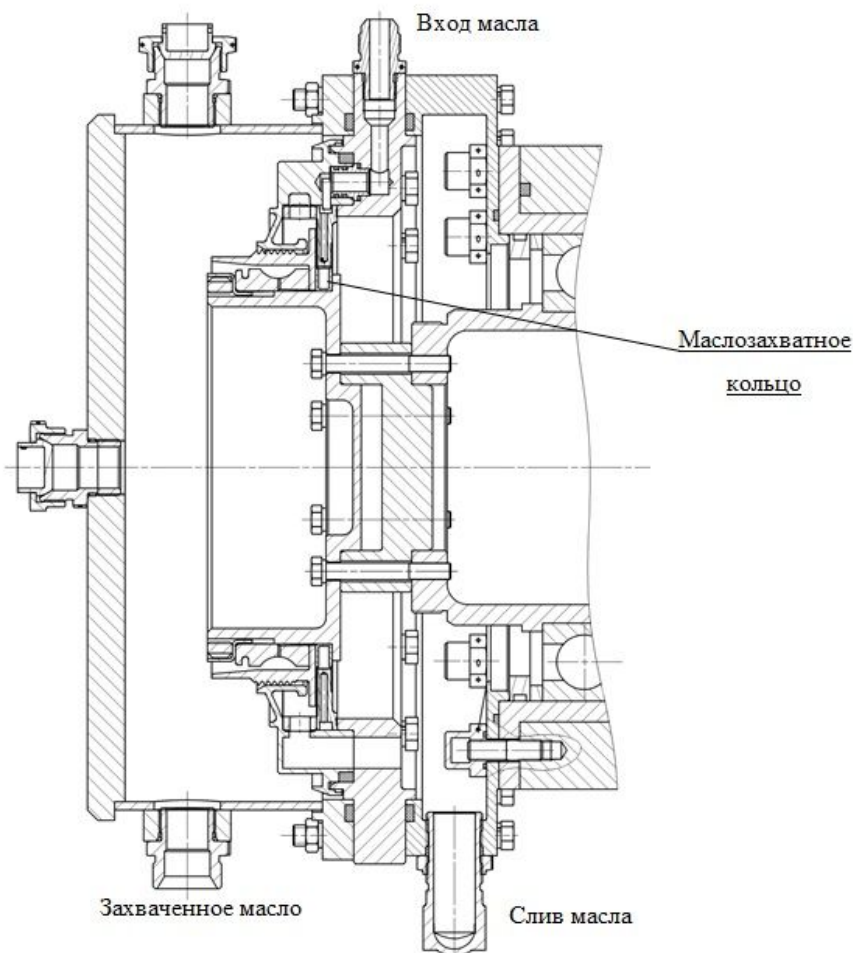


Рис.6. Конструкция стенда для испытания маслозахватных колец

Выводы

1. Испытания доказали эффективность способа подачи масла через маслозахватное кольцо в зону трения подшипника.

2. При основном боковом подводе масла (не менее 6 л/мин) к радиально-упорному подшипнику ротора через форсуночное кольцо маслозахватное кольцо обеспечивает дополнительный подвод масла 0,352 л/мин. Его гарантированное попадание в зону трения и тепловыделения способствует более эффективному

отводу тепла от нагретых элементов подшипника и снижению градиента температуры его внутренней обоймы.

3. Испытания подтвердили результаты проведённых расчётов и показали, что четырёхканальное маслозахватное кольцо обеспечивает лучшую пропускную способность, чем двухканальное.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Боев А.А., Петрухин А. Г., Шкловец А.О. О перспективном подводе масла к подшипниковому узлу ГТД // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. Т. 15, № 6(4). С. 1022-1026.

Информация об авторах

Боев Александр Алексеевич, инженер-конструктор, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара. E-mail: alex_boyev@mail.ru. Область научных интересов: масляные системы газотурбинных двигателей.

Петрухин Анатолий Геннадьевич, инженер-конструктор, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара.

E-mail: petruhin_t@mail.ru. Область научных интересов: масляные системы газотурбинных двигателей.

Михайлов Алексей Александрович, инженер-конструктор, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара. E-mail: lex6390@mail.ru. Область научных интересов: масляные системы газотурбинных двигателей.

TESTING OF GAS TURBINE ENGINE BEARING OIL SUPPLY THROUGH AN OIL-CATCH RING

© 2015 A. A. Boev, A. G. Petrukhin, A. A. Mikhailov

Joint Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation

The paper describes a defect of a high-pressure rotor radial-thrust bearing resulting in its failure. Bearing failure could be caused by insufficient liquid coolant supply. The paper presents a method of oil supply to the gas turbine engine bearing assembly through an oil-catch ring. It also introduces and describes the oil-catch ring design. The ring features the capability of providing the liquid coolant supply in spite of the centrifugal effect. The authors enumerate the disadvantages of this method of lubricant supply as well as the advantages of the proposed design application. The paper describes the virtual structure calculation and presents the input data and the obtained results. The configuration of the ring test rig is presented. The parameters to be controlled during the test are detailed. The test results and their comparison with the hydraulic design results are presented. Conclusion is made about the application of the oil-catch ring that proves the efficiency of using this method of supplying lubricant.

Gas turbine engine, bearing, oil supply, oil-catch ring, testing, virtual structure calculation.

References

1. Boev A.A., Petrukhin A.G., Shklovets A.O. About Promising Method Supply Oil to Bearing of Gas Turbine Engine. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2013. V. 15, no. 6(4). P. 1022-1026. (In Russ.)

About the authors

Boev Aleksandr Alekseevich, design engineer, Joint Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federa-

tion. E-mail: alex_boyev@mail.ru. Area of Research: oil systems of gas turbine engines.

Petrukhin Anatolii Gennadievich, design engineer, Joint Stock Company

«KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. E-mail: petruhin_t@mail.ru. Area of Research: oil systems of gas turbine engines.

Mikhailov Aleksei Aleksandrovich,
design engineer, Joint Stock Company

«KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. E-mail: lex6390@mail.ru. Area of Research: oil systems of gas turbine engines.

УДК 621.787.4 + 539.3

ОЦЕНКА НАПРЯЖЁННОСТИ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛЕЙ ПОСЛЕ УПРОЧНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫМИ МЕТОДАМИ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

© 2015 М. Б. Сазонов, Л. В. Соловацкая

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Рассмотрен способ контроля дробеударных методов поверхностного пластического деформирования. Показано, что контроль процесса упрочнения деталей из титановых сплавов возможен по деформационному прогибу пластин из углеродистых сталей. Ввиду различия упругих и пластических свойств материалов и разной склонности к упрочнению деформация их во времени будет протекать с различной скоростью. При наибольшем прогибе контрольной пластины он может не соответствовать необходимой степени упрочнения обрабатываемой детали, изготавливаемой из другого материала. При контроле упрочнения по пластинам из стали У8А возможны случаи недостаточного упрочнения или переупрочнения поверхностного слоя детали. Одним из показателей поверхностного слоя является его энергетический уровень, поэтому в качестве критерия оценки напряжённо-деформированного состояния поверхностного слоя может быть использована интенсивность экзoeлектронной эмиссии поверхности обработанной детали, сравнивая которую с эталоном, можно осуществлять неразрушающий контроль упрочнения и отделки поверхностного слоя.

Упрочнение, деформация, контроль, обработка микрошариками, экзoeлектронная эмиссия, шероховатость, наклёп, остаточные напряжения.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-467-473

Основным направлением в развитии дробеударных методов упрочнения является создание производительного и надёжного оборудования, обеспечивающего высококачественный процесс поверхностного пластического деформирования (ППД) [1]. Одним из путей повышения надёжности работы дробеструйных установок является оснащение их контрольно-измерительной аппаратурой, обеспечивающей регистрацию и регулирование параметров режима обработки.

В настоящее время при обработке деталей на дробеударных и сопловых установках часто контроль упрочнения поверхностного слоя производится по прогибу пластин размером 70×20×1,2 мм, изготовленных из полос углеродистой стали У8А путём вальцевания или шлифования с последующей термообработкой до HRC = 45...50.

Эти пластины применяются при упрочнении деталей из различных материалов, в том числе и из титанового сплава

BT9. Можно предположить, что ввиду различия упругих и пластических свойств материалов и разной склонности к упрочнению деформация их во времени будет протекать с различными скоростью и интенсивностью [2]. При наибольшем прогибе контрольной пластины, соответствующем порогу насыщения поверхностного слоя пластическими деформациями и наибольшему уровню в нём сжимающих остаточных напряжений, прогиб может не соответствовать необходимой степени упрочнения обрабатываемой детали, изготавливаемой из другого материала. Тогда при контроле упрочнения по пластинам из стали У8А возможны случаи недостаточного упрочнения или переупрочнения поверхностного слоя детали, что может привести к её ускоренному усталостному разрушению [3].

Для проверки этого предположения применительно к сплаву BT9 [4] были проведены экспериментальные исследования деформаций и остаточных напря-

жений, возникающих при упрочнении контрольных пластин из стали У8А и сплава ВТ9 на дробемётной установке микрошариками диаметром 0,1...0,3 мм. Изменение деформационного прогиба пластин по времени показано на рис. 1.

Как видно из рис. 1, характер изменения прогиба пластин из сплава ВТ9 (кривая 1) и стали У8А (кривая 2) одинаков. Вначале происходит линейное нара-

стание прогиба с несколько большей интенсивностью для титанового сплава, затем оно замедляется и при $\tau = 3...4$ мин прогиб достигает максимального значения, происходит насыщение поверхностного слоя пластической деформацией. При дальнейшем увеличении времени упрочнения до 5...6 мин величина прогиба остаётся неизменной, а затем несколько уменьшается за счёт перенаклёпа.

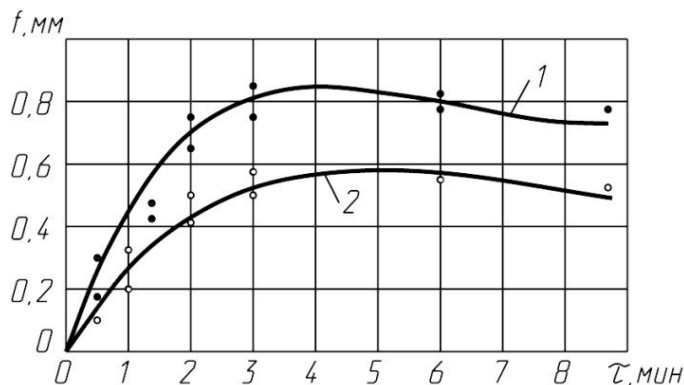


Рис.1. Изменение деформационного прогиба f контрольных пластин после обработки микрошариками в зависимости от времени упрочнения τ : 1 – сплав ВТ9; 2 – сталь У8А

На рис. 2 показаны эпюры остаточных напряжений, формирующиеся в поверхностном слое пластин из стали У8А (а) и сплава ВТ9 (б) при различном времени обработки, а на рис. 3 – графики изменения напряжений во времени на раз-

личных уровнях от поверхности. С увеличением времени упрочнения до 3...4 мин уровень их и глубина распространения возрастают. Это соответствует диапазону времени нарастания деформационного прогиба образцов (рис. 1).

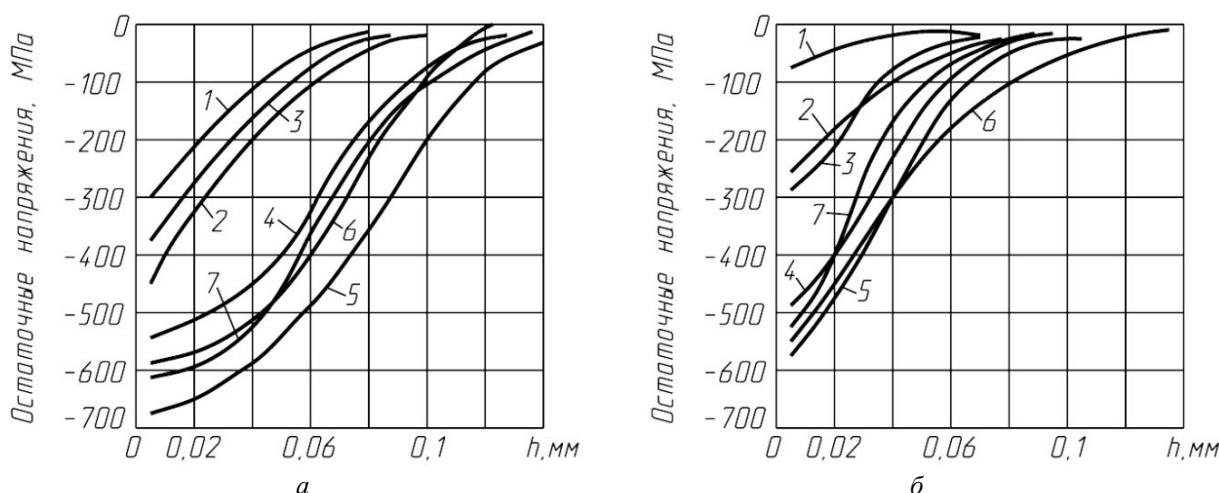


Рис. 2. Изменение остаточных напряжений по глубине h в контрольных образцах из стали У8А (а) и сплава ВТ9 (б) при ОМШ ($V = 46$ м/с, $d_{ш} = 0,1...0,2$ мм) с различным временем упрочнения $\tau = 0,5$ мин (1); 1 мин (2); 1,5 мин (3); 2 мин (4); 3 мин (5); 6 мин (6); 9 мин (7)

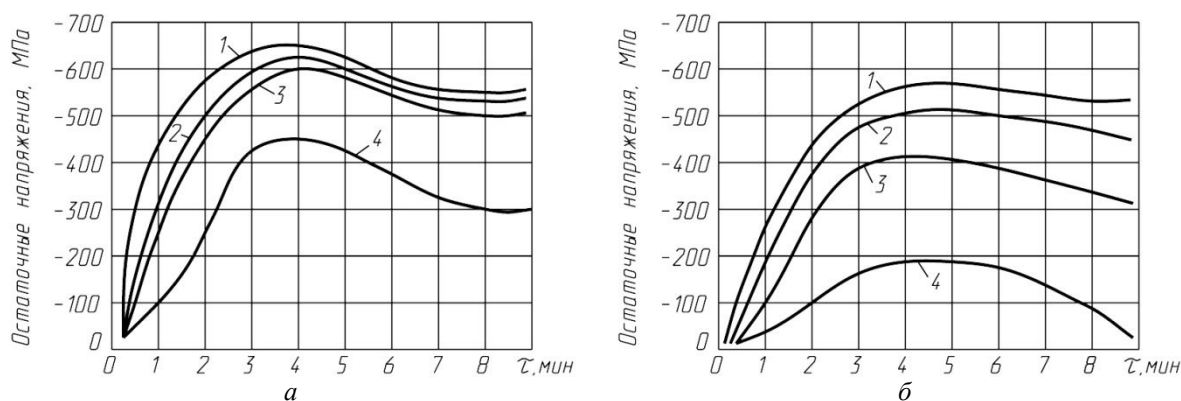


Рис. 3. Изменение остаточных напряжений от времени обработки τ в контрольных образцах из стали У8А (а) и сплава ВТ9 (б) при ОМШ ($V = 46$ м/с, $d_{ш} = 0,1...0,2$ мм) на глубине $h = 0,005$ мм (1); $0,015$ мм (2); $0,03$ мм (3); $0,06$ мм (4)

В дальнейшем с увеличением времени остаточные напряжения в верхних слоях образцов из стали У8А несколько снижаются, а для сплава ВТ9 остаются практически неизменными до 8 мин. Это свидетельствует о том, что сплав ВТ9 менее чувствителен к перенаклёпу. Таким образом, в обоих случаях остаточные напряжения достигают наибольших значений при времени упрочнения, равном 3...6 мин, что соответствует наибольшему деформационному прогибу.

На основании изложенного можно сделать вывод, что при упрочнении деталей из титанового сплава ВТ9 для контроля упрочнения можно использовать пластины из углеродистой стали У8А.

К недостатку данного метода контроля можно отнести разный порог насыщения пластической деформацией поверхностного слоя, который у титанового сплава ВТ9 равен 3...6 мин, а у стали У8А – 3...4 мин. Это может привести к неточности оценки степени упрочнения.

Одним из показателей состояния поверхностного слоя является его энергетический уровень. Аккумуляция энергии внешнего воздействия при различных видах обработки, а также образование при деформации напряжённости в кристаллической решётке и структурных дефектов обуславливают повышение внутренней потенциальной энергии в поверхностных слоях деталей, которое со-

провождается явлением экзоэлектронной эмиссии (ЭЭЭ). Для контроля энергетического состояния поверхностного слоя после различных видов обработки можно использовать устройства, основанные на регистрации ЭЭЭ.

Исследования взаимосвязи физико-механических характеристик поверхностного слоя металлов с интенсивностью ЭЭЭ показали высокую чувствительность метода ЭЭЭ к изменению микротвёрдости, химического и фазового состава поверхностного слоя, толщины и состава окисной плёнки. Однако эти исследования не носят комплексного характера, не показывают связи ЭЭЭ с такими важными эксплуатационными характеристиками, как шероховатость и остаточные напряжения поверхностного слоя деталей, сопротивление усталости.

Для регистрации ЭЭЭ использовалась установка, состоящая из вакуумной камеры и комплекса электронной аппаратуры. Блок-схема установки представлена на рис. 4.

В вакуумной камере 1 располагается координатный столик 2, на нём крепится испытуемый образец 3 и детектор экзоэлектронов 4, в качестве которого использовался вторичный электронный умножитель (ВЭУ). Эмиссия стимулируется нефльтрованным ультрафиолетовым светом от дейтериевой лампы 5 типа ЛД через систему диафрагм и кварцевых линз б.

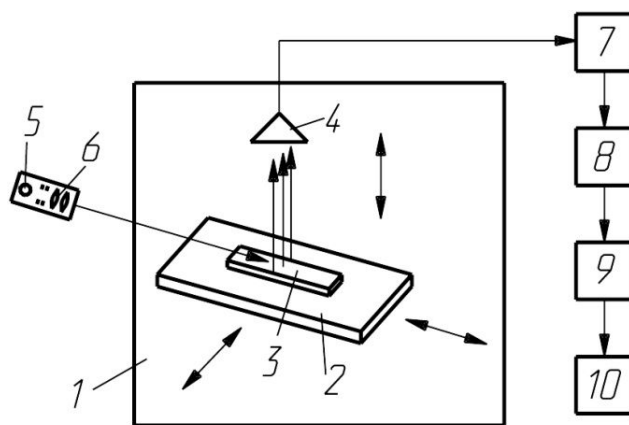


Рис. 4. Схема установки для регистрации экзоэлектронной эмиссии

Для нормальной работы ВЭУ в счётном режиме необходимо вакуумирование измерительной камеры до остаточного давления 10^{-3} Па. Чтобы надёжно регистрировать слабые эмиссионные токи, необходимо высокое усиление выходного сигнала ($10^{10} \dots 10^{12}$). Такой коэффициент усиления, равный 10^7 , реализуется при использовании ВЭУ, совместно с комплексом электронной аппаратуры, состоящей из предусилителя 7, импульсного усилителя 8, дискриминатора 9 и регист-

ратора 10 (цифрового индикатора). Количественно ЭЭЭ оценивалась средней интенсивностью $J_{имп/с}$ экзоэлектронной эмиссии.

В табл. 1 и на рис. 5 и 6 приведены опытные данные о величине интенсивности ЭЭЭ образцов из сплава ВТ9 после различных видов и режимов отделочно-упрочняющей обработки, показана связь J с параметрами качества поверхностного слоя и пределом выносливости при симметричном изгибе.

Таблица 1. Зависимость интенсивности экзоэлектронной эмиссии от параметров качества поверхностного слоя и режимов упрочнения образцов из сплава ВТ9

Номер серии	Вид обработки	Параметры качества поверхностного слоя			Предел выносливости σ_{-1} , МПа
		$\sigma_{пов}$, МПа	Ra, мкм	J , имп/с	
1	ОМШ*/V = 37 м/с, τ = 3 мин	-480	1,1	410	320
2	Полирование + ВКПАЛ*	+50	0,2	500	340
3	Полирование	-100	0,3	720	370
4	ОМШ/V = 46 м/с, τ = 3 мин + ВШ*	-310	0,5	700	380
5	ОМШ/V = 46 м/с, τ = 3 мин	-510	1,2	680	380
6	ОМШ/V = 46 м/с, τ = 3 мин + ВКПАЛ	-280	0,2	1400	460
7	ОМШ/V = 46 м/с, τ = 6 мин	-420	1,6	400	340
8	ОМШ/V = 46 м/с, τ = 3 мин + ВУ*	-540	0,9	900	460

* ОМШ – обработка микрошариками, ВКПАЛ – виброконтактное полирование алмазной лентой, ВШ – виброшлифование, ВУ – виброупрочнение

Из рис. 5 и 6 видно, что величина интенсивности ЭЭЭ поверхностного слоя существенно зависит от напряжённо-деформированного и геометрического состояния поверхностного слоя.

При увеличении шероховатости Ra от 0,2 до 1,6 мкм (рис. 5, а) интенсивность ЭЭЭ имеет тенденцию к снижению, что, по-видимому, связано с большим рассеи-

ванием эмиссии электронов. Однако наблюдается разброс данных, который можно объяснить значительным влиянием разного уровня наклёпа (остаточных напряжений) на повышение общего уровня внутренней энергии и соответствующего увеличения экзоэмиссии при различных видах упрочняюще-отделочной обработки. Это хорошо подтверждается сопостав-

лением интенсивности ЭЭЭ на образцах 2-й, 3-й и 6-й серий.

При одинаковом уровне шероховатости $Ra = 0,2$ мкм образцов 2-й и 6-й серий интенсивность образца 6-й серии ($\sigma_{max} = -280$ МПа) значительно больше, чем у образцов 2-й серии ($\sigma_{max} = +50$ МПа), у образцов 3-й серии с небольшим упрочнением ($\sigma_{max} = -100$ МПа) интенсивность ЭЭЭ немного выше, чем у образцов 2-й серии (рис. 5, б). При шероховатости $Ra = 1,1 \dots 1,6$ мкм у образцов 1-й, 5-й и 7-й серий интенсивность ЭЭЭ на образце 5-й серии в 1,5...2 раза выше, чем на образцах

7-й и 1-й серий с более низким уровнем остаточных напряжений. То же видно из сопоставления образцов 4-й и 8-й серий с $Ra = 0,5 \dots 0,9$ мкм. Уровень интенсивности ЭЭЭ образца 8-й серии в 1,3 раза выше, чем у образца 4-й серии, хотя напряжения значительно разнятся ($\sigma_{max} = -540$ МПа и $\sigma_{max} = -310$ МПа). На небольшую разницу интенсивности ЭЭЭ образцов 4-й и 8-й серий, имеющих сравнительно большое отличие по остаточным напряжениям, накладывает отпечаток более высокий уровень шероховатости образца 8-й серии.

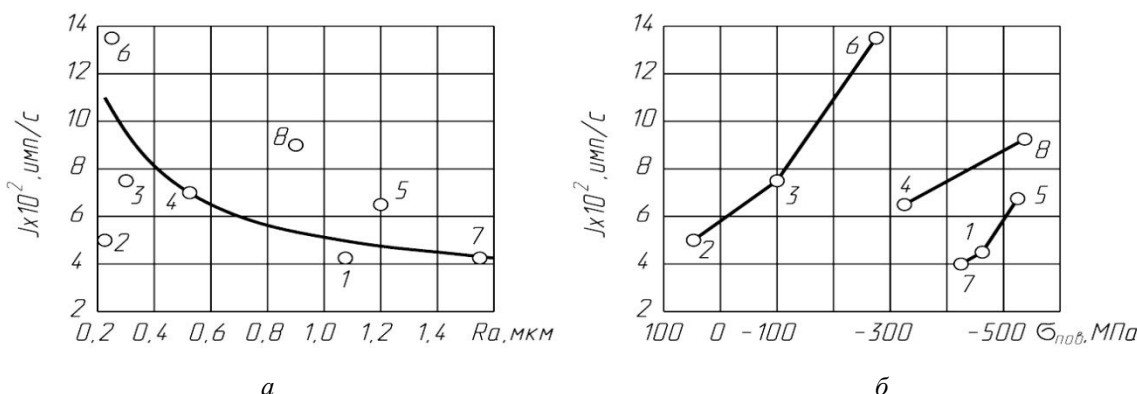


Рис. 5. Зависимость интенсивности экзоэлектронной эмиссии J от шероховатости Ra (а) и остаточных напряжений $\sigma_{пов}$ (б)

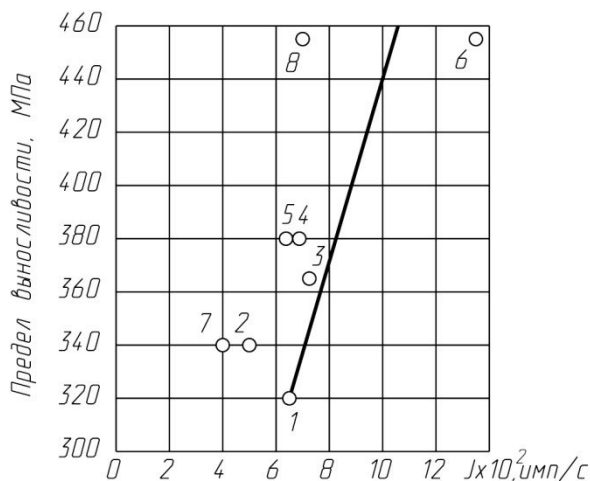


Рис. 6. Зависимость предела выносливости от уровня интенсивности экзоэлектронной эмиссии J образцов из сплава ВТ9, обработанных на различных режимах

На рис. 6 показана связь изменения предела выносливости с интенсивностью ЭЭЭ. С увеличением интенсивности ЭЭЭ предел выносливости образцов возрастает по линейной зависимости при сравни-

тельно небольшом разбросе данных. Это можно объяснить тем, что и интенсивность ЭЭЭ, и предел выносливости возрастают с увеличением степени упрочнения и остаточных напряжений сжатия по-

верхностного слоя и уменьшением шероховатости поверхности. Полученные результаты позволяют сделать вывод о функциональной связи между пределом выносливости и интенсивностью ЭЭЭ.

На основании статистических данных, характеризующих предлагаемый метод упрочняюще-отделочной обработки, можно в качестве неразрушающего контроля заданного напряжённно-деформированного состояния поверхностного слоя и обеспечения планируемого уровня выносливости использовать интенсивность ЭЭЭ.

Проведённые исследования показали, что при дробеударной обработке деталей из титанового сплава ВТ9 контроль процесса упрочнения возможен по деформационному прогибу пластин, изготовленных из углеродистой стали У8А. Однако возможны ошибки при оценке

степени упрочнения из-за различных упруго-пластических свойств обрабатываемого материала и материала контрольных пластин, возможных отклонений физико-механических свойств и состояния поверхностного слоя при изготовлении пластин, влияющих на величину прогиба.

В результате исследований выявлено, что для каждой обработки деталей различными методами ППД характерно своё напряжённно-деформированное и соответственно энергетическое состояние поверхностного слоя.

В качестве критерия оценки энергетического состояния поверхностного слоя обработанной детали может быть использована интенсивность ЭЭЭ поверхности обработанной детали, сравнивая которую с эталоном, можно осуществлять неразрушающий контроль упрочнения и отделки поверхностного слоя.

Библиографический список

1. Багтер М.А. Упрочнение деталей машин. М.: Машиностроение, 1978. 181 с.
2. Кудрявцев И.В., Вайнштейн В.Г. Влияние поверхностного механического упрочнения на усталость титанового сплава в малоциклоевой области // Металловедение и термическая обработка металлов. 1971. № 12. С. 44-46.
3. Иванова В.С. Разрушение металлов. М.: Металлургия, 1979. 166 с.
4. Сулима А.М., Шулов В.А., Ягодкин Ю.Д. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.

Информация об авторах

Сазонов Михаил Борисович, кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sazonov.mihail.56@yandex.ru. Область научных интересов: механическая обработка материалов.

Соловацкая Людмила Владимировна, старший преподаватель кафедры технологий производства двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: lyud.Kiselewa@yandex.ru. Область научных интересов: механическая обработка материалов.

ESTIMATION OF TENSION OF THE SURFACE LAYER OF PARTS AFTER HARDENING BY DIFFERENT METHODS OF SURFACE PLASTIC DEFORMATION

© 2015 M. B. Sazonov, L. V. Solovatskaya

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

A method of control of shot impact methods of surface plastic deformation is presented in the paper. The possibility of controlling the hardening process of parts made of titanic alloys in terms of deflection of plates made of carbon steels is shown. Because of differences in the resilient and plastic properties of materials and as they show different tendencies to hardening their deformation will occur with different speed and intensity over time. In the case of the greatest deflection of the test plate it may not be up to the required degree of hardening of the part made of another material. Cases of insufficient hardening or rehardening of the part's surface layer may occur in controlling the hardening on plates made of U8A steel. One of the indices of the surface layer is its energy level, therefore the intensity of exoelectronic emission of the surface of the part treated can be used as a criterion of estimation of the stress-strain state of the surface layer. Non-destructive testing of hardening and finishing of the surface layer can be accomplished comparing the part tested with the reference standard.

Hardening, deformation, control, microball treatment, exoelectronic emission, roughness, work hardening, residual stresses.

References

1. Bagter M.A. *Uprochnenie detaley mashin* [Hardening of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 181 p.
2. Kudryavtsev I.V., Vaynshteyn V.G. Effect of mechanical surface hardening on the low-cycle fatigue strength of titanium alloys. *Metal Science and Heat Treatment*. 1971. V. 13, Iss. 12. P. 1038-1040. doi.org/ 10.1007/bf00665002
3. Ivanova V.S. *Razrushenie metallov* [Fracture of metals]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1979. 166 p.
4. Sulima A.M., Shulov V.A., Yagodkin Yu.D. *Poverkhnostnyy sloy i ekspluatatsionnyye svoystva detaley mashin* [Surface layer and operating properties of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. 240 p.

About the authors

Sazonov Michael Borisovich, Candidate of Science (Engineering), associate Professor of the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: sazonov.mihail.56@yandex.ru. Area of Research: machining of materials.

Solovatskaya Ljudmila Vladimirovna, senior teacher the Department of Engine Production Technology, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: lyud.kiselewa@yandex.ru. Area of Research: machining of materials.

УДК 621.787 + 539.3

РАСЧЁТНЫЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ТОНКОСТЕННЫХ ВАЛОВ, УПРОЧНЯЕМЫХ МЕТОДАМИ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

© 2015 А. С. Букатый, А. Н. Швецов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Рассмотрены расчётные методы исследования остаточного напряжённо-деформированного состояния поверхностного слоя валов, упрочняемых дробеструйной обработкой и алмазным выглаживанием. Валы, изготавливаемые на авиационных производствах, в основном тонкостенные. Кроме того, к ним предъявляются высокие требования по точности геометрических размеров и формы. Обеспечение сопротивления усталости валов достигается применением упрочняющей обработки. Остаточные напряжения от упрочняющей обработки приводят к остаточным деформациям валов, часто превышающим технологические допуски. Предлагаемые в данной работе модели и подходы позволяют расчётным путём прогнозировать остаточное напряжённо-деформированное состояние поверхностного слоя после алмазного выглаживания, осуществлять расчётное прогнозирование технологических остаточных деформаций валов от полученных остаточных напряжений и корректировать режимы дробеструйного упрочнения и алмазного выглаживания на стадии разработки технологического процесса. Работы проводились на примере валов из материалов ВТ-22 и ЭП517-Ш (15X12H2МВФАБ-Ш). По результатам работ показано, что применение предварительного расчётного анализа режимов обработки позволяет обеспечить остаточные деформации наиболее ответственных участков валов – посадочных поверхностей под подшипники – в пределах технологических допусков, а также снизить растягивающие остаточные напряжения на поверхности вала после алмазного выглаживания.

Дробеструйная обработка, алмазное выглаживание, остаточные напряжения, технологические остаточные деформации, сопротивление усталости.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-474-480

Введение

Повышение сопротивления усталости тонкостенных валов, работающих в условиях высоких знакопеременных нагрузок, является важной задачей, стоящей перед авиационными производствами. Решение указанной задачи достигается применением упрочняющей обработки методами поверхностного пластического деформирования. Наиболее распространёнными методами упрочнения валов являются пневмодробеструйная обработка, алмазное выглаживание, обкатка роликом. Наличие на валах посадочных поверхностей с жёсткими технологическими допусками значительно усложняет процесс назначения режимов упрочняющей обработки. Сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое повышают долговечность валов, однако приводят к технологическим остаточным деформациям, в результате чего необходимо назначать

режимы обработки с учётом заданных технологических допусков на геометрические размеры и форму особо ответственных поверхностей. Кроме того, следует исключить перенаклёп упрочняемой поверхности, так как это ведёт к появлению растягивающих остаточных напряжений в поверхностном слое детали и понижению сопротивления усталости. В связи с этим целью данной работы является разработка методик, позволяющих на стадии проектирования технологического процесса изготовления валов осуществить расчётное прогнозирование остаточных напряжений и деформаций валов, назначить параметры упрочняющей обработки, обеспечивающие оптимальное распределение сжимающих остаточных напряжений и остаточные деформации в пределах технологических допусков.

Упрочнение посадочных поверхностей тонкостенных валов дробеструйной обработкой.

Дробеструйное упрочнение приводит к появлению остаточных напряжений в поверхностном слое деталей и, как следствие, технологическим остаточным деформациям (ТОД), наиболее значимой из которых является увеличение диаметра посадочных поверхностей. В зависимости от интенсивности режима упрочнения и диаметра дроби увеличение может составлять до 0.1 мм. При этом наибольшее влияние на остаточные деформации оказывает диаметр дроби и давление воздуха.

Исследуемой деталью являлся тонкостенный вал диаметром 140×110 мм из сплава ВТ-22. Упрочнению на роботизированной пневмодробеструйной установке стальными микрошариками подвергались посадочные поверхности под подшипники. Режимы упрочняющей обработки вала назначались на основе энергетического метода [1]. Ранее исследовались различные режимы работы упрочняющей установки. Из материала ВТ-22 были изготовлены прямоугольные образцы, подвергаемые дробеструйной обработке. Остаточные напряжения в образцах определялись методом электролитического травления на установке АСБ-1 [2]. В результате были получены эпюры остаточных напряжений, соответствующие различным режимам упрочнения. Для проведения опытных работ по назначению режима дробеструйной обработки вала был изготовлен образец цилиндрической формы из материала ВТ-22, имитирующий упрочняемый участок детали. Наружный и внутренний диаметры образца составляют 140×110 мм. В системе ANSYS создана модель образца (рис. 1). В модели выделен поверхностный слой, толщина которого составляет 0.17 мм и соответствует глубине залегания сжимающих остаточных напряжений. Основной объём детали размечен элементами Solid 45, поверхностный слой размечен элементами Solid-Shell 193. По методике [3] в поверхностный слой модели образца загрузились

эпюры остаточных напряжений, соответствующие различным режимам упрочнения.

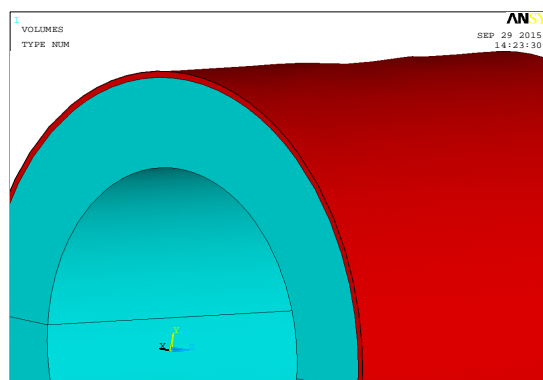


Рис. 1. Модель цилиндрического образца

В результате расчётов были получены деформации образца (рис. 2), на основе которых был выбран режим упрочнения, соответствующий полученным деформациям: давление воздуха $P = 0,3$ МПа, расход микродроби $G = 4.5$ кг, диаметр шариков $D_{ш} = 0.6$ мм. Эпюра остаточных напряжений, соответствующая выбранному режиму, показана на рис. 3.

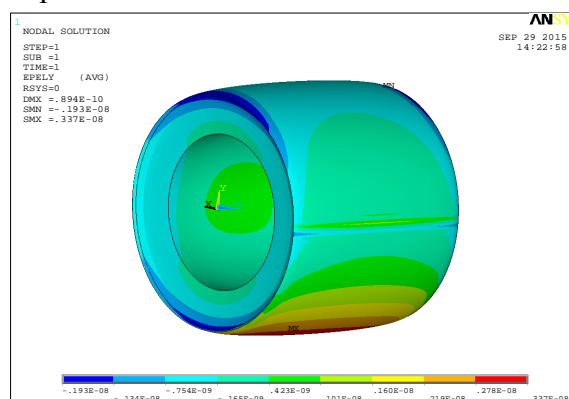


Рис. 2. Расчётные деформации образца



Рис. 3. Эпюра распределения остаточных напряжений

По результатам расчётов максимальное изменение диаметра образца составило 0.0142 мм, при этом образец принял бочкообразную форму. После упрочнения цилиндрического образца на выбранном режиме произошло изменение диаметра: 0.01–0.12 мм. Упрочнение натурной детали на выбранном режиме привело к увеличению диаметра посадочной поверхности: 0.008 мм – в краевой зоне у торца вала, 0.01 мм – посередине упрочнённого участка и 0.012 мм – на крае упрочнённого участка ближе к середине вала. При этом необходимо учитывать, что если поверхность приближена к торцу вала, то профиль упрочнённой поверхности приобретает конусовидную форму вследствие действия краевого эффекта [4]. Конусность составляет до 0.004 мм на длине 150 мм.

При проведении работ по увеличению диаметра вала в ремонтном производстве необходимо применять стальные шарики диаметром более 2 мм. Микродроль 0.6 мм не даёт необходимой степени деформации поверхностного слоя для значительного увеличения диаметра.

По результатам проведённых работ установлено: применение разработанных методик прогнозирования ТОД позволяет провести предварительный анализ и прогнозирование изменения геометрических размеров и формы деталей, что особенно

актуально при упрочнении ответственных деталей, подверженных короблению.

Алмазное выглаживание тонкостенных валов. Алмазное выглаживание относится к методам отделочно-упрочняющей обработки, повышающих качество поверхности деталей. Оно приводит к снижению шероховатости поверхности и формированию в поверхностном слое сжимающих остаточных напряжений.

В качестве образцов для выглаживания использовались кольца из сплава ЭП517-Ш (15Х12Н2МВФАБ-Ш) с наружным диаметром 108 мм, внутренним – 98 мм, шириной 10,5 мм, вырезанные из вала. Режимы обработки выглаживанием устанавливались, исходя из проведённого полнофакторного эксперимента. Сила выглаживания соответствовала 50 и 200 Н, радиус сферы алмазного инструмента 1,5 и 2,5 мм, величина продольной подачи 0,02 и 0,08 мм, скорость выглаживания 21,5 и 68 м/мин. В качестве смазочно-охлаждающего технологического средства (СОТС) использовалось масло И20. Остаточные напряжения исследовались на установке АСБ-1 в сегментах, вырезанных из кольцевых образцов. С целью оптимизации процесса выглаживания была построена конечно-элементная модель (рис. 4).

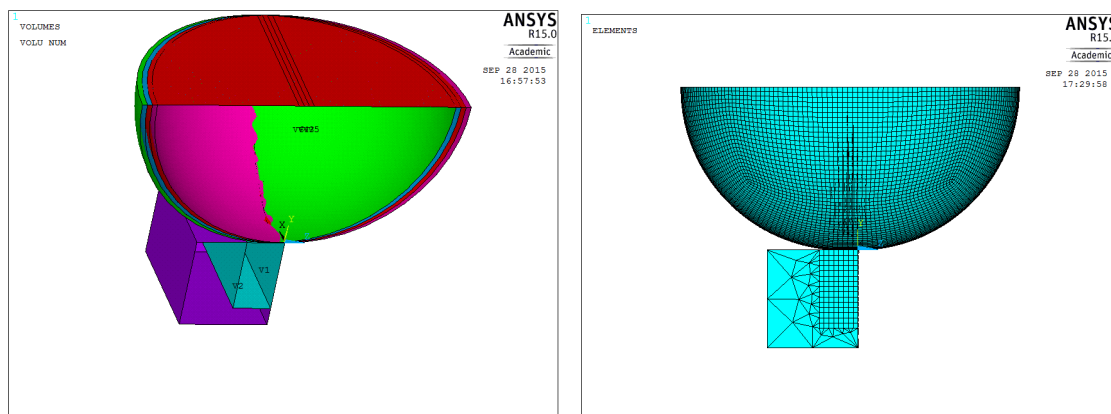


Рис. 4. Конечно-элементная модель процесса алмазного выглаживания

Моделирование процесса осуществлялось по аналогии с работами [5,6], где зона под сферой инструмента выделялась

объёмом с густо разбитой конечно-элементной сеткой, элементами SHELL63 и SOLID45. Размеры образца были

выбраны следующими: длина – 4 мм, толщина – 1,5 мм, ширина – 1,4 мм. Параметры процесса выглаживания выбирались исходя из получения наилучшей шероховатости поверхности.

Радиус сферы инструмента $R_{cf} = 2,5$ мм, величина подачи $S_o = 0,02$ мм/об, сила выглаживания $P_y = 200$ Н, скорость выглаживания в расчёте не учитывалась и задавалась величиной перемещения инструмента. Величина подачи задавалась путём создания дополнительных сфер, отстоящих друг от друга на расстоянии, равном величине подачи. Результаты численного расчёта (рис. 5) показывают,

что на поверхности образца формируются напряжения растяжения, что понижает сопротивление усталости и уменьшает работоспособность деталей. Аналогичный характер распределения величины остаточных напряжений получен и при экспериментальных исследованиях (рис. 6, кривая 4). Из графиков видно, что при небольшом усилии на поверхности обработанной поверхности формируются сжимающие напряжения, а при небольшой величине продольной подачи на поверхности формируются значительные растягивающие напряжения.

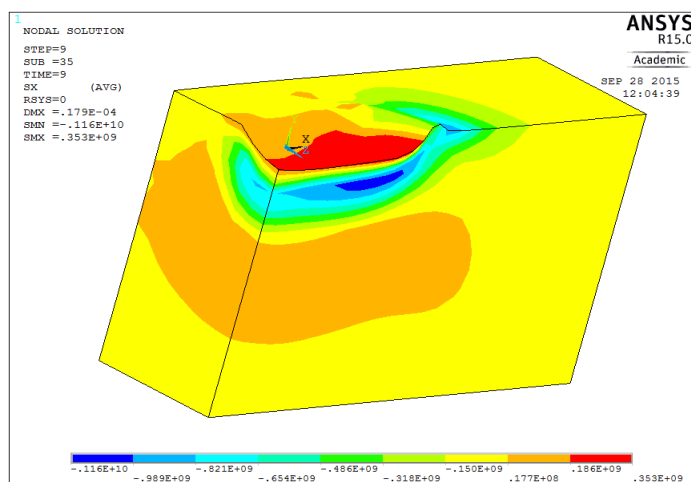


Рис. 5. Результаты конечно-элементного моделирования процесса выглаживания

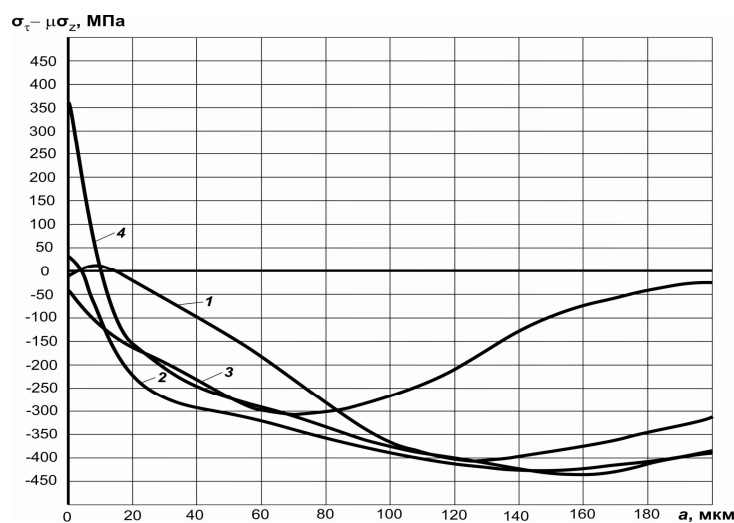


Рис. 6. Эпюры распределения остаточных напряжений в поверхности образца при выглаживании:
 1 – $P_y = 250$ Н, $S_o = 0,08$ мм/об, $R_{cf} = 2,5$ мм; $v = 68$ м/мин; 2 – $P_y = 250$ Н, $S_o = 0,08$ мм/об, $R_{cf} = 1,5$ мм; $v = 68$ м/мин; 3 – $P_y = 50$ Н, $S_o = 0,08$ мм/об, $R_{cf} = 2,5$ мм; $v = 68$ м/мин; 4 – $P_y = 200$ Н, $S_o = 0,02$ мм/об, $R_{cf} = 2,5$ мм; $v = 68$ м/мин

Данная конечно-элементная модель может быть использована для оптимизации режимов алмазного выглаживания с целью минимизации возможных значений растягивающих напряжений на поверхности валов, а также для анализа ТОД.

Выводы

1. Расчётное прогнозирование ТОД позволяет анализировать способы и режимы упрочняющей обработки валов на стадии проектирования технологического процесса.

2. Упрочнение поверхностным пластическим деформированием может применяться в ремонтном производстве с це-

лью увеличения диаметра посадочных поверхностей.

3. Оптимизация режимов алмазного выглаживания с применением изложенных расчётных методик позволяет минимизировать растягивающие остаточные напряжения на поверхности детали.

4. Эпюра остаточных напряжений, полученная расчётным путём при моделировании алмазного выглаживания, может быть использована для расчётного прогнозирования остаточных деформаций валов и позволяет учесть эффект упрочнения при проведении типовых расчётов на прочность.

Библиографический список

1. Букатый А.С., Стогов В.С., Иванов А.А. Оптимизация режимов дробеструйного упрочнения высокоточных деталей на основе энергии поверхностного пластически деформированного слоя // Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Прочность материалов и элементов конструкций». Т. 1. Киев: Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. С. 56-57.

2. Букатый, С.А., Букатый А.С. Автоматизированная система определения остаточных напряжений // Труды XXXVIII Уральского семинара «Механика и процессы управления». Т. 1. Екатеринбург-Миасс: УрО РАН, 2008. С. 191-194.

3. Букатый С.А., Букатый А.С. Энергетический метод определения рациональных режимов упрочнения тонкостенных и маложёстких деталей ГТД поверхностным пластическим деформированием // Авиационно-космическая техника и технология. 2009. № 10(67). С. 45-49.

4. Букатый С.А., Иванов С.И. Изменение размеров тонкостенного вала после

упрочняющей обработки поверхности // Сборник научных трудов «Вопросы прочности и долговечности элементов авиационных конструкций». Вып. 3. Куйбышев: Куйбышевский авиационный институт, 1977. С. 83-87.

5. Швецов, А.Н., Скуратов Д.Л. Анализ результатов моделирования алмазного выглаживания отверстий средствами CAE-технологий в программном комплексе ANSYS // Материалы Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Высокие технологии в машиностроении». Самара: Самарский государственный технический университет, 2011. С. 34-36.

6. Швецов, А.Н. Скуратов Д.Л. Моделирование напряженно-деформированного состояния поверхностного слоя детали при алмазном выглаживании в программном комплексе ANSYS // Сборник научных трудов «Фундаментальные и прикладные проблемы моделирования современного машиностроения и металлургии». Ч. 2. Липецк: Липецкий государственный технический университет, 2012. С. 49-53.

Информация об авторах

Букатый Алексей Станиславович, кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: bukaty@inbox.ru. Область научных интересов: остаточные напряжения, остаточные деформации, сопротивление усталости, оптимизация на-

пряжённо-деформированного состояния деталей.

Швецов Алексей Николаевич, ассистент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shvecovalexey@yandex.ru. Область научных интересов: процессы поверхностно-пластического деформирования материалов.

CALCULATION METHODS OF INVESTIGATING THE SURFACE LAYER OF THIN-WALLED SHAFTS HARDENED BY METHODS OF SURFACE PLASTIC DEFORMATION

© 2015 A. S. Bukaty, A. N. Shvetsov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Calculation methods of investigating the residual stress-strain state of the surface layer of shafts hardened by shot peening and diamond burnishing are discussed in the paper. Shafts manufactured at aircraft plants are mostly thin-walled. In addition high requirements are imposed on the accuracy of their geometric dimensions and shape. Ensuring the fatigue resistance of shafts is achieved by applying hardening treatment. Hardening treatment residual stresses result in residual deformation of shafts often exceeding manufacturing tolerances. The models and approaches proposed in this paper make it possible to predict computationally the residual stress-strain state of the surface layer after diamond burnishing as well as technological residual deformations of the shafts caused by residual stress. They also allow adjusting the modes of shot peening and diamond burnishing at the stage of process development. The work was carried out for a shaft made of VT-22 and EP517-SH materials. The results of the investigation show that the use of preliminary numerical analysis of treatment modes makes it possible to ensure residual deformations of the most critical sections of the shafts and seating surfaces for bearings within manufacturing tolerances and also to reduce tensile residual stress on the shaft surface after diamond burnishing.

Shot peening, diamond burnishing, residual stresses, technological residual strains, fatigue resistance.

References

1. Bukaty A.S., Stogov S.V., Ivanov A.A. Optimization of shot peening regimes of precision parts based on the energy of the surface plastically deformed layer. *International Conference «Strength of Materials and Structural Elements: Proceedings»*. V. 1. Kiev: Institute for Problems of Strength Publ., 2011. P. 56-57. (In Russ.)
2. Bukaty S.A., Bukaty A.S. Automated system for determining residual stresses. *Proceedings of the XXXVIII international «Mechanics and control processes»*. V. 1. Ekaterinburg-Miass: Russian Academy of Sciences Ural Branch Publ., 2008. P. 191-194. (In Russ.)
3. Bukaty S.A., Bukaty A.S. Energy method to determine the rational regimes of hardening of thin-walled and small-hard turbine engine parts by surface plastic deformation. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*. 2009. No. 10(67). P. 45-49. (In Russ.)
4. Bukaty S.A., Ivanov S.I. Izmenenie razmerov tonkostennogo vala posle

uprochnyayushchey obrabotki poverkhnosti. *Sbornik nauchnykh trudov «Voprosy prochnosti i dolgovechnosti elementov aviatsionnykh konstruktsiy»*. V. 3. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute Publ., 1977. P. 83-87. (In Russ.)

5. Shvetsov A.N. Skuratov D.L. Analiz rezultatov modelirovaniya almaznogo vyglazhivaniya otverstiy sredstvami CAE-tekhnologiy v programnom komplekse ANSYS. *Materialy Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii s mezhduna-*

rodnym uchastiem «Vysokie tekhnologii v mashinostroenii». Samara: Samara State Technical University Publ., 2011. P. 34-36. (In Russ.)

6. Shvetsov A.N. Stress-strain state modeling of surface layer of part at the diamond smoothing in ANSYS. *Fundamental and applied problems in the modeling of modern engineering and metallurgy. Collection of scientific works*. Part 2. Lipetsk: Lipetsk State Technical. University Publ., 2012. P. 49-53. (In Russ.)

About the authors

Bukaty Alexey Stanislavovich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: bukaty@inbox.ru. Area of Research: residual stress, residual strain, fatigue, optimization of strain- stress state of parts.

Shvetsov Alexey Nikolaevich, assistant, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: shvecovalexey@yandex.ru. Area of Research: processes related to surface plastic strain of materials.

УДК 621.431.75

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВИНТОВОГО ДРОССЕЛЯ ДЛЯ НАСТРОЙКИ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ АГРЕГАТА УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕПУСКОМ ВОЗДУХА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2015 А. Г. Гимадиев, Г. М. Макарьянц, К. В. Блюмин, И. М. Дудниченко

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В процессе доводки и эксплуатации газотурбинных двигателей с малоэмиссионной камерой сгорания возникает необходимость в изменении быстродействия агрегата управления перепуском воздуха (АУП) для оценки его влияния на газодинамическую устойчивость компрессора и процесс горения в камере сгорания. Задание требуемой длительности закрытия (открытия) клапанов перепуска воздуха с помощью штатного гидравлического привода в процессе испытаний требует остановки двигателя, съёма агрегата управления перепуском воздуха, смены жиклёра, стендовой проверки характеристик агрегата, что связано со значительными временными и материальными затратами. Для настройки длительности переключки АУП предложен винтовой дроссель, параметры которого рассчитаны на основе исследований быстродействия агрегата. Разработана конструкция и исследованы гидравлические характеристики настраиваемого винтового дросселя, экспериментально проверена его эффективность в стендовых условиях в составе агрегата. Показана возможность изменения быстродействия АУП в широких пределах при различных усилиях противодействия со стороны клапанов перепуска воздуха.

Газотурбинный двигатель, агрегат управления перепуском воздуха, быстродействие, винтовой дроссель, расчёт, эксперимент.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-481-490

Введение

Обеспечение одновременно устойчивости процесса горения в малоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя (ГТД) и газодинамической устойчивости компрессора является одной из важных задач, возникающих при доводке двигателя [1]. Мероприятия, не допускающие пульсации и срыв пламени в камере сгорания ГТД, в основном направлены на устранение термоакустических автоколебаний. Широкое распространение получили акустические демпферы [2-5], резонаторы Гельмгольца [6-8], акустические панели [9, 10], системы активного подавления акустических волн [11, 12] и электрические нагреватели [13]. Однако вопросы влияния быстропеременных газодинамических процессов в узлах двигателя на устойчивость компрессора и процесс горения в камере сгорания в настоящее время остаются ещё недостаточно изученными.

Высокое быстродействие клапанов перепуска воздуха (КПВ), используемых

для повышения запаса газодинамической устойчивости компрессора, на режиме разгона двигателя вызывает ступенчатое увеличение расхода воздуха в камеру сгорания (до 5 % и более). Это приводит к повышению коэффициента избытка воздуха, вызывая иногда пульсации и срыв пламени. Таким образом, задача разработки мероприятий, позволяющих исследовать влияние скорости срабатывания агрегата управления перепуском на газодинамическую устойчивость компрессора и процесс горения в камере сгорания ГТД, является актуальной.

В состав системы по обеспечению устойчивости компрессора ГТД входят АУП и клапаны перепуска воздуха (рис. 1).

Принцип действия АУП (рис. 2) таков: поступающий от компрессора воздух, проходя через входной жиклёр 8, попадает в воздушный редуктор, соединённый с атмосферой двумя соплами К8 и К9, в которых теряется часть давления.

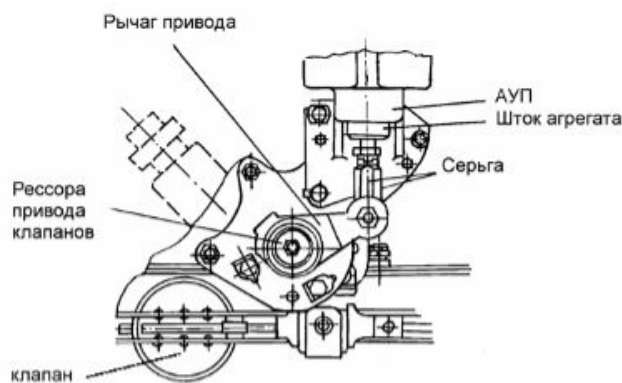


Рис. 1. Конструктивная схема основных узлов системы перепуска воздуха ГТД

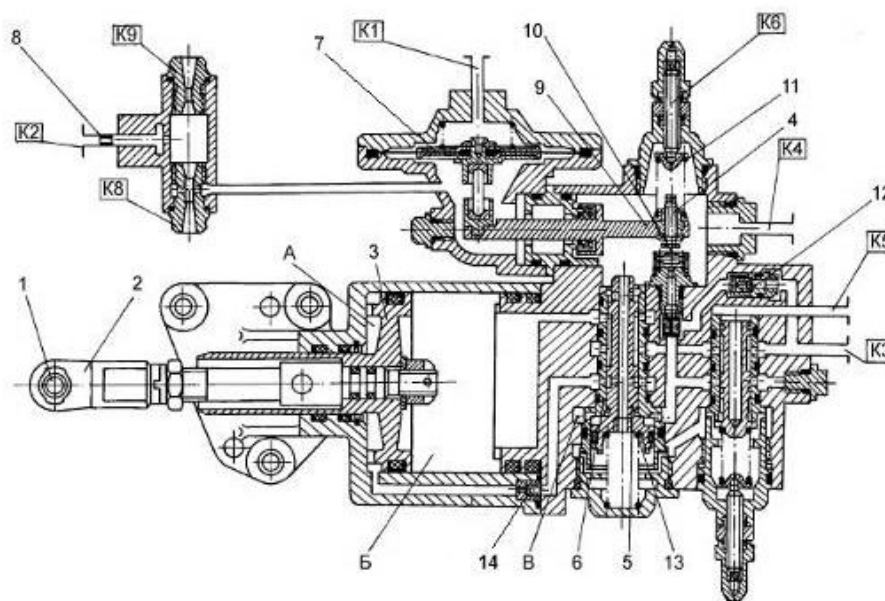


Рис. 2. Конструктивная схема АУП:

- 1 – роликовый шарнир; 2 – серьга; 3 – поршень; 4 – клапан плоский; 5 – золотник; 6 – гильза;
 7 – мембрана; 8 – жиклёр воздушный; 9 – коромысло; 10 – седло; 11 – пружина;
 12 – жиклёр питающий; 13 – пружина; 14 – жиклёр-штулка;
 А – штоковая полость; Б – поршневая полость; В – золотниковая полость

Редуцированный воздух воздействует на чувствительную мембрану 7 агрегата и при достижении на ней определённого перепада давления приводит в действие рычажно-клапанный механизм 9 и 10. Клапан 9, перекрывая слив, приводит в движение подпружиненную золотниковую пару 5. При достижении золотником 5 своего крайнего положения происходит соединение питающей магистрали К3 с штоковой полостью А силового гидроцилиндра, который совершает полный рабочий ход и переводит клапаны перепуска в положение «закрыто». Гидроцилиндр остаётся в крайнем положении до тех пор, пока давление, поступающее в редуктор,

не упадёт до значения ниже порога срабатывания мембраны.

Из анализа работы АУП ясно, что возможны следующие способы воздействия на скорость перекладки клапанов перепуска воздуха: изменение формы запорно-регулирующих элементов клапанов перепуска, снижающих скорость дросселирования воздуха; воздействие на скорость перемещения штока гидроцилиндра АУП. Учитывая высокую эффективность последнего мероприятия проведено исследование возможности изменения быстродействия АУП за счёт изменения конструкции жиклёра-штулки 14 (рис. 2).

Теоретическое исследование

Для определения быстродействия АУП и выбора рационального значения площади проходного сечения жиклёра-втулки разработана математическая модель агрегата и проведено моделирование процесса его срабатывания в программном пакете MATLAB/Simulink.

При выводе уравнений был принят ряд допущений: запаздывание в передаче давления, подаваемого в штуцер К2, на мембранный чувствительный элемент 7 в расчётах не учитывалось; усилие со стороны воздушных клапанов не меняется в процессе перекладки АУП; гидродинамические процессы, протекающие в каналах агрегата, квазистационарные. С учётом принятых допущений выведены уравнения элементов АУП.

Уравнение равновесия поршня 3 (рис. 2) как динамического звена с учётом сил инерции, сухого трения и перепада давления представлено в виде [14, 15]

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + N_{тр} \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt} + \lambda_{тр} \cdot \frac{dx}{dt} + N_{кл} = F_{п1} \cdot p_1 - F_{п2} \cdot p_2, \quad (1)$$

где m – приведённая масса штока с поршнем; $N_{тр}$ – сила сухого трения между штоком и цилиндром; $\lambda_{тр}$ – коэффициент вязкого трения; $N_{кл}$ – усилие противодействия со стороны клапанов; p_1 – давление в штоковой полости; p_2 – давление в поршневой полости; $F_{п1}$ – площадь поршня со стороны штоковой полости; $F_{п2}$ – площадь поршня со стороны поршневой полости; x – координата поршня (штока).

Расход, обусловленный движением поршня $Q_{п}$, находится по формуле

$$Q_{п} = F_{п1} \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (2)$$

Уравнение неразрывности рабочей среды в полости между поршнем А и жиклёром-втулкой 14 имеет вид

$$\frac{dp_1}{dt} \cdot \frac{V_1}{\rho \cdot c^2} = Q_{п} - Q_{ж}, \quad (3)$$

где V_1 – геометрический объём штоковой полости; $Q_{ж}$ – объёмный расход жидкости через жиклёр-втулку; ρ – плотность рабочей среды; c – скорость распространения звука в рабочей среде.

Уравнение расхода жидкости через жиклёр-втулку 14 таково:

$$Q_{ж} = F_{ж}^{эКВ} \cdot \sqrt{2 \cdot (p_{зол} - p_1) / \rho}, \quad (4)$$

где $F_{ж}^{эКВ}$ – эквивалентная площадь проходного сечения жиклёра-втулки; $p_{зол}$ – давление в канале на выходе из золотника.

Уравнение неразрывности для полости между жиклёром-втулкой 14 и золотниковой частью 5 выглядит следующим образом:

$$\frac{dp_{зол}}{dt} \cdot \frac{V_{зол}}{\rho \cdot c^2} = Q_{ж} - Q_{зол}, \quad (5)$$

где $V_{зол}$ – геометрический объём каналов золотниковой части; $Q_{зол}$ – объёмный расход жидкости в каналах золотников.

Уравнение расхода жидкости через золотниковую часть 5 имеет вид

$$Q_{зол} = F_{зол}^{эКВ} \cdot \sqrt{2 \cdot (p_{пит} - p_{зол}) / \rho}, \quad (6)$$

где $F_{зол}^{эКВ}$ – эквивалентная площадь проходного сечения каналов золотников; $p_{пит}$ – давление жидкости на входе в АУП.

Уравнение неразрывности между поршневой полостью В и отверстием слива К4 описывается зависимостью

$$\frac{dp_2}{dt} \cdot \frac{V_2}{\rho \cdot c^2} = Q_{п} - Q_{сл}, \quad (7)$$

где V_2 – геометрический объём поршневой полости; $Q_{сл}$ – объёмный расход жидкости в сливном канале.

Уравнение расхода жидкости на слив через штуцер К4 описывается выражением

$$Q_{сл} = F_{сл}^{эКВ} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_2 - p_{сл})}, \quad (8)$$

где $F_{сл}^{эКВ}$ – эквивалентная площадь окон слива золотника агрегата; $p_{сл}$ – давление в сливном канале на выходе АУП.

Для моделирования переходного процесса в АУП необходимы данные о

параметрах его элементов. Учитывая сложность конфигурации каналов агрегата, было принято решение об их экспериментальном определении. Для этого разработана и изготовлена электрогидравлическая испытательная установка, оснащённая контрольно-измерительной аппаратурой, описание которой приведено ниже.

В результате экспериментов были определены коэффициенты расхода золотниковых пар и жиклёра-втулки агрегата. Для этого определялся расход жидкости через золотниковую часть агрегата при разных перепадах давления на входе в агрегат и на выходе из золотниковой части. При этом давление воздуха, подаваемого в полость под мембраной 7 (рис. 2), соответствовало режиму работы агрегата в положении штока «закрыто».

Были определены также геометрические размеры каналов и полостей агрегата:

$V_{\text{штока}} = 123 \text{ см}^3$ – геометрический объём штоковой полости АУП; $V_{\text{пор}} = 161 \text{ см}^3$ – геометрический объём поршневой полости АУП; $V_{\text{каналов}} = 1,8 \text{ см}^3$ – геометрический объём питающих каналов; $V_{\text{зол}} = 6 \text{ см}^3$ – геометрический объём каналов управляющего золотника.

Экспериментально получена переходная характеристика АУП с штатным жиклёром-втулкой с диаметром проходного сечения 1,4 мм при нагрузке 710 кгс, соответствующей техническим условиям эксплуатации (рис 3).

На основе уравнений (1)-(8) разработана блок-схема АУП для набора в программном пакете MATLAB/Simulink и рассчитаны его переходные характеристики при определённых гидравлических характеристиках каналов, геометрических объёмах полостей агрегата при разных диаметрах жиклёра-втулки (рис. 4).

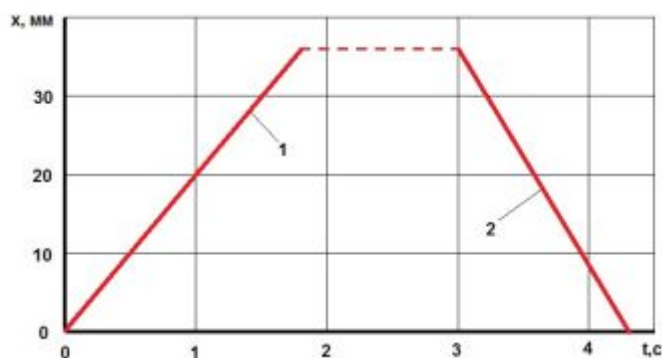


Рис. 3. Экспериментальная переходная характеристика АУП при ступенчатом изменении давления воздуха, подаваемого на штуцер К2, и диаметре штатного жиклёра-втулки 1,4 мм при имитации закрытия (1) и открытия (2) клапанов перепуска воздуха

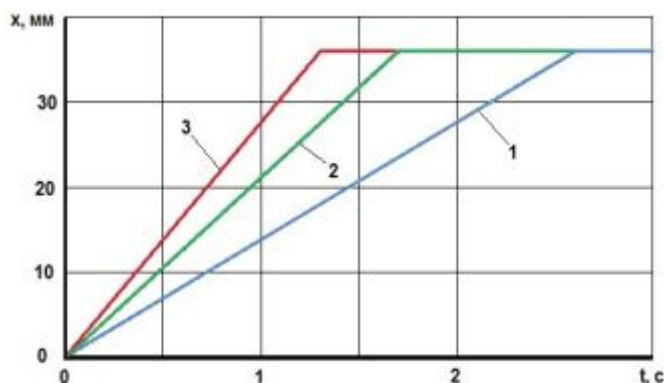


Рис. 4. Теоретическая переходная характеристика АУП при ступенчатом изменении давления воздуха, подаваемого на штуцер К2, и различных диаметрах жиклёра-втулки: 1 - 1,2 мм; 2 - 1,4 мм; 3 - 1,7 мм

Моделирование переходных процессов в АУП позволило рассчитать время переходного процесса при различных диаметрах проходного сечения жиклёра-втулки. При диаметре проходного сечения штатного жиклёра-втулки 1,4 мм закрытие клапанов перепуска происходит за 1,75 с. Для исследования длительности переключения клапанов на процессы в двигателе необходимо, чтобы была возможность изменять её в пределах 1,7...8 с. Однако применение регулируемого дросселя в виде игольчатого вентиля невозможно из-за малого проходного сечения, приводящего к его засорению и облитерации. Поэтому необходимо разработать такой дросселирующий элемент, который позволил бы изменять быстродействие АУП при сохранении его надёжности.

Разработка регулируемого винтового дросселя АУП

В качестве конструктивного мероприятия по настройке быстродействия АУП без его демонтажа с двигателя разработан винтовой дроссель (рис. 5).

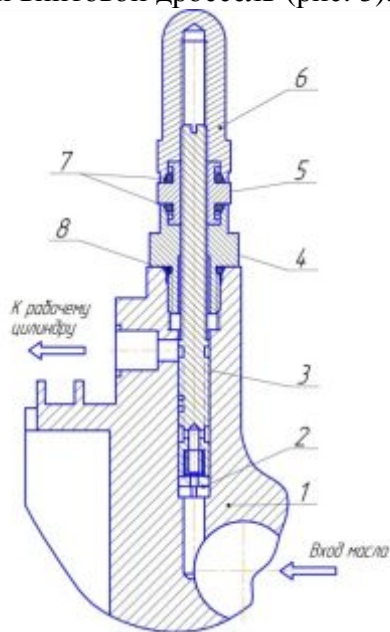


Рис. 5. Конструктивная схема регулируемого винтового дросселя: 1 – корпус АУП; 2 – местный дроссель с гидравлическим сопротивлением, равным штатному жиклёра-втулки; 3 - игла винтового дросселя; 4 – штуцер; 5 – втулка; 6 – колпак; 7, 8 - уплотнительные кольца

На входе в винтовой канал иглы 3 размещён местный дроссель с гидравлическим сопротивлением, равным сопротивлению штатного жиклёра-втулки. При вывернутом положении иглы реализуется гидравлическое сопротивление дросселя, равное сопротивлению штатного жиклёра втулки. При вворачивании иглы увеличивается его гидравлическое сопротивление, пропорциональное числу оборотов вращения иглы. Исходя из конструктивных соображений, были выбраны наружный диаметр иглы 6 мм и параметры прямоугольного винтового канала 0,7×0,7 мм. Эффективная длина иглы была определена из условия, что гидравлическое сопротивление соответствует сопротивлению или диаметру проходного сечения жиклёра-втулки, обеспечивающей длительность закрытия клапанов не менее 8 с.

Экспериментальное исследование эффективности винтового дросселя в составе АУП

Для экспериментальных исследований быстродействия АУП с разработанным винтовым дросселем была изготовлена пневмогидравлическая установка, внешний вид которой представлена на рис. 6.

В состав экспериментальной установки входят:

- масляный насос, обеспечивающий расход не менее 500 л/ч и давление не менее 50 кгс/см²;
- устройство, обеспечивающее нагрузку 670±50 кгс на силовой поршень агрегата и действующее против движения поршня в положение «закрыто» и в положение «открыто»;
- система подвода, очистки и регулирования давления сухого сжатого воздуха в пределах 0...21 кгс/см² с расходом до 0,15 кг/с;
- контрольно-измерительная система, включающая датчики давления в полостях гидроцилиндра нагрузки и датчик положения штока гидроцилиндра.



Рис. 6. Экспериментальная установка для исследования статических и динамических характеристик АУП ГТД

Согласно техническим условиям эксплуатации, а также паспорту изделия при испытаниях агрегата необходимо было выдержать следующие параметры [15]:

- рабочее давление масла в подводящем штуцере 50 ± 3 кгс/см²;
- давление масла в сливных магистралях $1 \pm 0,2$ кгс/см²;
- давление воздуха, подводимое к управляющему штуцеру, не более 28 кгс/см²;
- противодействующее усилие на шток агрегата 670 ± 50 кгс.

Для создания нагрузки на АУП, имитирующей сопротивление закрытия клапанов перепуска воздуха, был выбран гидроцилиндр с диаметром в поршневой полости 50 мм и длиной хода 250 мм.

В результате применения регулируемого винтового дросселя в конструкции АУП и проведения экспериментальных исследований доработанного агрегата получена зависимость быстродействия агрегата от положения регулирующей иглы (рис. 7).

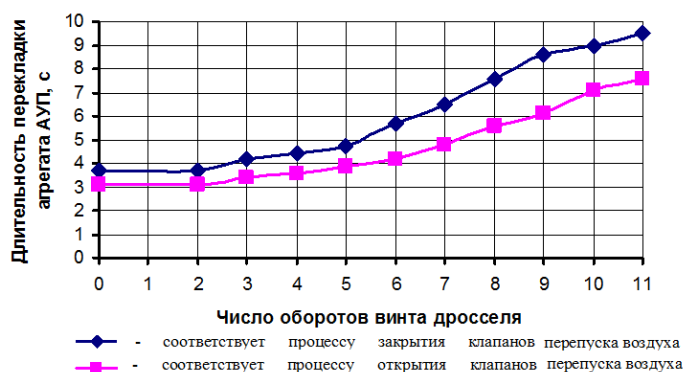


Рис. 7. Экспериментальная зависимость длительности срабатывания АУП ГТД в процессе закрытия (открытия) клапанов от числа оборотов винта дросселя

Из полученной экспериментальной зависимости (рис. 7) следует, что при вворачивании винта дросселя на два оборота быстродействие АУП не изменяется. Это соответствует действию только входной диафрагмы, аналогичной штатному жиклёру-втулке диаметром 1,4 мм. При даль-

нейшем вворачивании винта дросселя до 11 оборотов пропорционально растёт длительность переключения агрегата до 9,5 с и 7,7 с соответственно для процесса закрытия и открытия клапанов перепуска воздуха.

Заключение

Проведённые экспериментальные и теоретические исследования позволили определить параметры регулируемого винтового дросселя АУП, устанавливаемого вместо штатного жиклёра-штулки во время испытаний ГТД. Применение винтового дросселя даст возможность изменять быстродействие агрегата АУП без его съёма с двигателя. Настройка АУП будет производиться в соответствии с режимом работы двигателя в целях опреде-

ления диапазона быстродействия агрегата с учётом обеспечения запаса газодинамической устойчивости компрессора и стабильности процесса горения в малоэмиссионной камере сгорания.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Фаворский О.Н. Проблемы разработки технологий малоэмиссионного горения и создания малоэмиссионных камер сгорания в газотурбостроении // Двигатель. 2012. № 6(84). С. 6-9.
2. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. On the effectiveness of operation of oscillation dampers for hydraulic circuits of control systems // Power Engineering New York. 1986. V. 24, Iss. 4. P. 136-143.
3. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. Designing dampers for control-system hydraulic circuits // Power Engineering New York. 1987. V. 25, Iss. 4. P. 116-122.
4. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. Evaluating the influence of the characteristics of connected circuits on the stability of hydraulic regulators // Soviet Machine Science (English Translation of Mashinovedenie). 1984. V. 4. P. 32-36.
5. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Проектирование гасителей колебаний для демпфирования пульсаций давления в системах управления ГТД // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1982. № 7. С. 65-68.
6. Kim J., Yoon G.H., Noh J, Lee J., Kim K., Park H., Hwang J., Lee Y. Development of optimal diaphragm-based pulsation damper structure for high-pressure GDI pump systems through design of experiments // Mechatronics. 2013. V. 23, Iss. 3. P. 369-380. doi.org/10.1016/j.mechatronics.2013.02.001
7. Noiray N., Schuermans B. Theoretical and experimental investigations on damper performance for suppression of thermoacoustic oscillations // Journal of Sound and Vibration. 2012. V 331, Iss. 12. P. 2753-2763. doi: 10.1016/j.jsv.2012.02.005
8. Ćosić B., Wassmer D., Terhaar S., Paschereit C.O. Acoustic response of Helmholtz dampers in the presence of hot grazing flow // Journal of Sound and Vibration. 2015. V. 335. P. 1-18. doi: 10.1016/j.jsv.2014.08.025
9. Eldredge J.D., Dowling A.P. The absorption of axial acoustic wave by a perforated liner with bias flow // J. Fluid Mechanics. 2003. V. 485. P. 307-335. doi.org/10.1017/s0022112003004518
10. Zhong Z., Zhao D. Time-domain characterization of the acoustic damping of a perforated liner with bias flow // Journal of the Acoustical Society of America. 2011. V. 132, Iss. 1. P. 271-282. doi.org/10.1121/1.4728197
11. Rubio-Hervas J., Zhao D., Reyhanoglu M. Nonlinear feedback control of self-sustained thermoacoustic oscillations // Aerospace Science and Technology. 2015. V. 41. P. 209-215. doi.org/10.1016/j.ast.2014.12.026
12. Zhao D., Reyhanoglu M. Feedback control of acoustic disturbance transient growth in triggering thermoacoustic instability // Journal of Sound and Vibration. 2014. V. 333, Iss. 16. P. 3639-3656. doi.org/10.1016/j.jsv.2014.04.015

13. Zhao D., Ji C., Li X., Li S. Mitigation of premixed flame-sustained thermoacoustic oscillations using an electrical heater // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2015. V. 86. P. 309-318. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.012

14. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1976. 424 с.

15. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Высшая школа, 1976. 302 с.

Информация об авторах

Гимадиев Асгат Гатъятович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Область научных интересов: динамика пневмогидравлических цепей и систем топливной автоматики двигателей летательных аппаратов.

Макарьянц Георгий Михайлович, доктор технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: georgy.makaryants@gmail.com. Область научных интересов: акустика, динамика пневмогидравлических систем.

Блюмин Кирилл Владимирович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: blyumin.kirill@gmail.com. Область научных интересов: стенды для полунатурных испытаний пневмогидравлических и топливных систем газотурбинных двигателей.

Дудниченко Иван Максимович, магистрант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: rockivan@mail.ru. Область научных интересов: стенды для полунатурных испытаний пневмогидравлических и топливных систем газотурбинных двигателей.

DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF SCREW RESTRICTOR HYDRAULIC CHARACTERISTICS IN THE AIR BLEED VALVE CONTROL UNIT OF A GAS TURBINE ENGINE

© 2015 A. G. Gimadiev, G. M. Makaryants, K. V. Blyumin, I. M. Dudnichenko

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

There is a need to change the air bypass control unit performance to estimate its influence on the compressor gas-dynamic steadiness and the combustion process in the combustion chamber during the testing and operation of gas turbine engines with low-emission combustion chamber. Setting up the required air bypass valve closed (open) time by means of standard hydraulic actuator in the process of testing requires stopping the engine, removing the air bypass control unit, changing the orifice and testing the unit's performance on the test stand that are associated with significant time and material costs. To adjust the time of restating the air bypass control unit it is proposed a screw throttle, the parameters of which are calculated on the basis of research performance of the unit. The custom screw throttle is designed and its hydraulic characteristics are researched, its effectiveness is experimentally verified within the unit at the test stand conditions. The possibility of changing the air bypass control unit performance in a wide range at different air bypass valve reaction forces is shown.

Gas turbine engine, automatic control system, time response, compressor surging, unstable burning process.

References

1. Favorskij O.N. Problemy razrabotki tehnologij malojemissionnogo gorenija I sozdaniya malojemissionnyh kamer sgoraniya v gazoturbostroenii. *Dvigatel'*. 2012. No. 6(84). P. 6-9. (In Russ.)
2. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. On the effectiveness of operation of oscillation dampers for hydraulic circuits of control systems. *Power Engineering New York*. 1986. V. 24, Iss. 4. P. 136-143.
3. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V. P. Designing dampers for control-system hydraulic circuits. *Power Engineering New York*. 1987. V. 25, Iss. 4. P. 116-122.
4. Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. Evaluating the influence of the characteristics of connected circuits on the stability of hydraulic regulators. *Soviet Machine Science (English Translation of Mashinovedenie)*. 1984. V. 4. P. 32-36.
5. Shorin V.P., Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V. Design of oscillation suppressors for the damping of pressure pulsations in gas turbine engine control systems. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 1982. No. 7. P. 65-68. (In Russ.)
6. Kim J., Yoon G.H., Noh J, Lee J., Kim K., Park H., Hwang J., Lee Y. Development of optimal diaphragm-based pulsation damper structure for high-pressure GDI pump systems through design of experiments. *Mechatronics*. 2013. V. 23, Iss. 3. P. 369-380. doi.org/10.1016/j.mechatronics.2013.02.001
7. Noiray N., Schuermans B. Theoretical and experimental investigations on damper performance for suppression of thermoacoustic oscillations. *Journal of Sound and Vibration*. 2012. V 331, Iss. 12. P. 2753-2763. doi: 10.1016/j.jsv.2012.02.005
8. Čosić B., Wassmer D., Terhaar S., Paschereit C.O. Acoustic response of Helmholtz dampers in the presence of hot grazing flow. *Journal of Sound and Vibration*. 2015. V. 335. P. 1-18. doi: 10.1016/j.jsv.2014.08.025
9. Eldredge J.D., Dowling A.P. The absorption of axial acoustic wave by a perforated liner with bias flow. *J. Fluid Mechanics*. 2003. V. 485. P. 307-335. doi.org/10.1017/s0022112003004518
10. Zhong Z., Zhao D. Time-domain characterization of the acoustic damping of a perforated liner with bias flow. *Journal of the Acoustical Society of America*. 2011. V. 132, Iss. 1. P. 271-282. doi.org/10.1121/1.4728197
11. Rubio-Hervas J., Zhao D., Reyhanoglu M. Nonlinear feedback control of self-sustained thermoacoustic oscillations. *Aerospace Science and Technology*. 2015. V. 41. P. 209-215. doi.org/10.1016/j.ast.2014.12.026
12. Zhao D., Reyhanoglu M. Feedback control of acoustic disturbance transient growth in triggering thermoacoustic instability. *Journal of Sound and Vibration*. 2014. V. 333, Iss. 16. P. 3639-3656. doi.org/10.1016/j.jsv.2014.04.015
13. Zhao D., Ji C., Li X., Li S. Mitigation of premixed flame-sustained thermoacoustic oscillations using an electrical heater. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. V. 86. P. 309-318. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.012
14. Popov D.N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem: uchebnik dlya mashinostroitel'nyh vuzov* [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems: manual for mechanical engineering higher educational institutions] Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 424 p.
15. Vil'ner Ja.M., Kovalev Ja.T., Nekrasov B.B. *Spravochnoe posobie po gidravlike, gidromashinam i gidroprivodam* [Reference book on hydraulics, hydraulic machines and drives]. Minsk: Vysshaya shkola Publ., 1976. 302 p.

About the authors

Gimadiev Asgat Gatyatovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Area of Research: dynamics of pneumatic-hydraulic systems and fuel metering systems of aircraft engines.

Makaryants Georgy Mikhailovich, Doctor of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: georgy.makaryants@gmail.ru.

Area of Research: acoustics, dynamics of pneumatic-hydraulic systems.

Blyumin Kirill Vladimirovich, post-graduate student, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: blyumin.kirill@gmail.com. Area of Research: stands for static tests of pneumatic-hydraulic and fuel systems of gas turbine engines.

Dudnichenko Ivan Maksimovich, engineer, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: rockivan@mail.ru. Area of Research: stands for static tests of pneumatic-hydraulic and fuel systems of gas turbine engines.

УДК 621.431.75

ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АКУСТИЧЕСКОГО ЗОНДА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ВО ВХОДНОМ УСТРОЙСТВЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2015 В. Н. Иваненко¹, А. Г. Александрова¹, Е. С. Дягилева¹,
А. Г. Гимадиев², Н. Д. Быстров²

¹Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара

²Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Для определения влияния неоднородности воздушного потока на входе в двигатель на запас газодинамической устойчивости компрессора проводятся специальные испытания. Для этой цели в расходомерном коллекторе двигателя устанавливаются акустические зонды для измерения пульсаций давления. Зонды устанавливаются по окружности коллектора под углом 90° относительно его оси. Учитывая малость амплитуд пульсаций скоростного напора в коллекторе, в акустическом зонде предусмотрена установка датчика давления дифференциального типа. В основной вход датчика направляется заторможенный пульсирующий поток воздуха, а в разгрузочную полость – демпфированная его составляющая. В статье на основе электродинамических аналогий приведена методика расчёта акустического РС-демпфера, позволяющего отсечь постоянную и низкочастотную составляющие пульсаций скоростного потока. Для подтверждения соответствия характеристик измерительных зондов требованиям технического задания проведены частотные испытания акустических зондов. Результаты исследований показывают, что разработанный акустический зонд позволяет измерять пульсации давления во входном расходомерном коллекторе газотурбинного двигателя с динамической погрешностью не более $\pm 10\%$ в частотном диапазоне 2-300 Гц.

Пульсации давления, дифференциальный датчик давления, акустический зонд, стенд для частотных испытаний, амплитудно-частотная характеристика, испытания, анализ результатов.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-491-500

Введение

В настоящее время перед конструкторами ставится ряд ответственных задач по созданию конкурентоспособных газотурбинных двигателей (ГТД) как авиационного, так и наземного применения. При решении указанных задач важная роль отводится измерению пульсаций давления потока воздуха или газа в отдельных сечениях двигателя [1 - 3].

Стало традицией в практике исследования пульсаций полного давления воздушного потока на входе в двигатель применять значительное число (до нескольких десятков) датчиков, устанавливаемых в специальных гребёнках. Наилучший вариант заключается в установке датчиков пульсаций давления непосредственно в точке измерения [4, 5], но в большинстве случаев он не может быть выполнен из-за невозможности установки

датчиков без разборки двигателя или из-за недостаточной надёжности датчика при работе в условиях высоких температур, вибраций, запылённого воздуха. Последнее обстоятельство может привести к перфорации чувствительного элемента датчика (мембраны) песчинками, содержащимися в воздухе. Возможно проявление эффекта налипания твёрдых частиц, образующихся в тракте в процессе работы двигателя, на мембране датчика со стороны динамического входа в датчик давления, что, в свою очередь, приводит к изменению частотной характеристики датчика давления, а в дифференциальных датчиках ещё и вызывает нарушение линейности характеристики.

Для определения запасов устойчивости двигателя к неоднородностям воздушного потока на его входе проводятся специальные испытания по определению

запасов газодинамической устойчивости двигателя. Для этой цели в расходомерном коллекторе устанавливаются зонды измерения пульсаций давления. На стенде СГАУ для подтверждения соответствия характеристик измерительных модулей требуемым авторами проведены их испытания по определению амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) [6, 7].

Разработка зонда пульсаций давления

Измерительный модуль зонда (рис. 1) представляет собой полый прямоугольный корпус, выполненный из материала

Д1Т. В корпусе выполнена полость объёмом $3,45 \text{ см}^3$, которая совместно с демпфером Д-59 служит для демпфирования переменной составляющей давления в рабочем диапазоне частот. Верхняя часть корпуса образована двумя площадками со сквозными отверстиями под размещение датчика пульсации давления типа ДМИ-0,6-II и демпфера Д-59, пневматическое сопротивление которого рассчитывается по приведённой ниже методике. Электрический сигнал с датчиков ДМИ-0,6-II выводится через разъёмы, установленные на корпусе зонда.

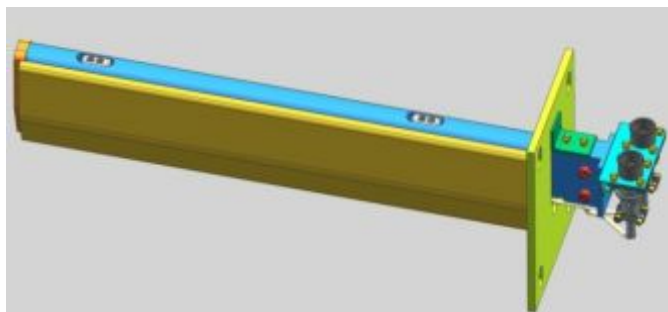


Рис. 1. Зонд измерения пульсаций давления

Модуль измерения уровня пульсаций давления выполнен на базе дифференциального датчика ДМИ-0,6-II (рис. 2), поэтому для измерения переменной составляющей процесса ΔP необходимо на один вход датчика подать полное давление P , на другой вход – среднюю составляющую полного давления или статическое давление $P_{ст}$. Тогда на мембрану датчика будет непосредственно действовать переменная часть давления $\Delta P = P - P_{ст}$. На второй вход датчика полное давление подаётся через газовый демпфер и полость объёмом $3,45 \text{ см}^3$.

В тех случаях, когда на выходе волновода зонда устанавливается преобразователь пульсаций давления дифференциального типа (рис. 3), предназначенный для измерения динамической составляющей давления, задача коррекции частотной характеристики цепи, естественно, усложняется.

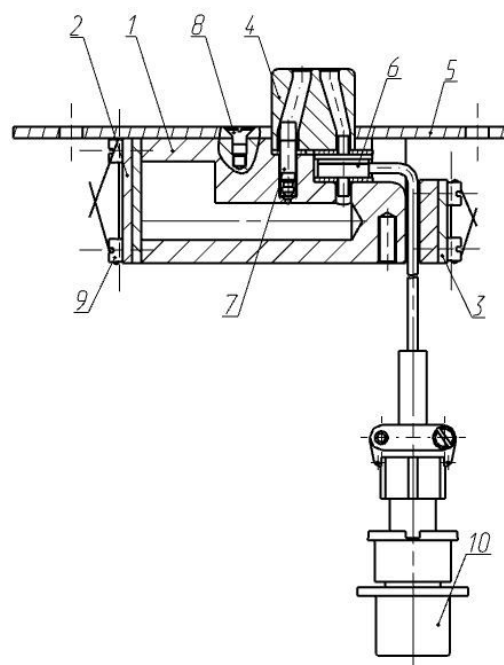


Рис. 2. Конструктивная схема модуля измерения пульсаций давления: 1 – корпус; 2,3 – фланец; 4 – корпус двухканальный; 5 – планка; 6 – датчик давления ДМИ-0,6-II; 7 – демпфер Д59-II; 8,9 – винт; 10 – штексельный разъём

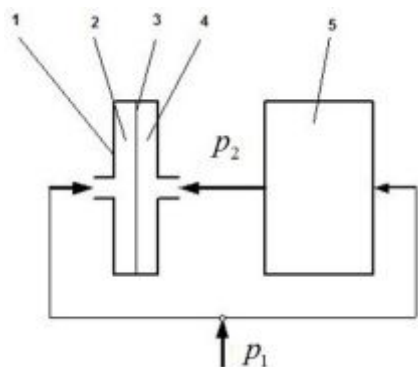


Рис. 3. Принципиальная схема датчика пульсаций давления дифференциальной схемы с акустическим фильтром низких частот:
 1 – дифференциальный датчик пульсаций давления; 2 – динамическая камера датчика; 3 – мембрана; 4 – статическая камера датчика; 5 – акустический фильтр низких частот

К дифференциальным цепям предъявляются следующие основные требования:

- обеспечение передачи давления к динамической камере преобразователя с минимально возможными динамическими искажениями в заданном частотном диапазоне;
- обеспечение фильтрации динамической составляющей давления, передаваемого в статическую полость преобразователя.

В последние годы для гашения колебаний рабочей среды в гидравлических и пневматических цепях разработан ряд схем гасителей [8, 9], которые могут быть использованы как акустический фильтр низких частот (АФНЧ) для устройств измерения и контроля пульсаций давления. По принципу действия АФНЧ подразделяются на реактивные, активные и комбинированные.

В настоящее время для пневматических цепей передачи информации в основном используется один тип АФНЧ – акустический RC-фильтр, который представляет собой последовательное соединение сосредоточенного активного сопротивления и акустической ёмкости. Подбором величины сопротивления и ёмкости при заданной граничной частоте $\omega_{гр}$ до-

бываются требуемой эффективности акустического фильтра.

Расчёт АФНЧ сводится к определению его параметров, при которых обеспечивается заданная эффективность в диапазоне частот выше $\omega_{гр}$. Эффективность акустического фильтра зависит от граничных условий, т.е. от нагрузок со стороны входа и выхода фильтра. Как правило, расчёт фильтров производится при условии согласованных нагрузок. Применительно к датчикам дифференциальной схемы, предназначенным для измерения колебаний давления, условия согласованного включения АФНЧ практически никогда не выполняются.

С одной стороны, от АФНЧ в информационных измерительных цепях не требуется обеспечения передачи максимально возможной акустической мощности, с другой – акустические сопротивления источника колебаний и дифференциального датчика давления отличаются существенным образом в полосе пропускания фильтра.

Переходя к расчёту АФНЧ, необходимо сделать ряд допущений:

- АФНЧ состоит из сосредоточенных элементов (линейные размеры фильтров пренебрежимо малы по сравнению с длиной волны колебаний);
- нагрузочные сопротивления АФНЧ не согласованы, поскольку источник колебаний давления обладает внутренним сопротивлением, близким к нулю, а входное сопротивление датчика весьма велико;
- необратимые потери в индуктивных и ёмкостных элементах не учитываются;
- параметры элементов фильтра не зависят от частоты колебаний.

При принятых допущениях, рассматривая АФНЧ как пассивный четырёхполюсник, связь между комплексными амплитудами давления на входе и на выходе можно записать в виде [10]:

$$\frac{p_1 - p_2}{p_1} = 1 - \frac{Z_H}{Z_H A + B}, \quad (1)$$

где A и B – коэффициенты матрицы передачи фильтра; Z_H – полное сопротивление нагрузки АФНЧ со стороны выхода; p_1, p_2 – комплексные амплитуды колебаний давлений.

Для АФНЧ, включённого в схему согласно рис. 3, нагрузочным сопротивлением является входное сопротивление дифференциального датчика, которое для низких частот можно считать равным бесконечно большой величине. Отсюда следует

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1}{A}. \tag{2}$$

На основании выражений (1) и (2) частотную функцию АФНЧ можно записать так:

$$W(j\omega) = \frac{p_1 - p_2}{p_1} = 1 - \frac{1}{A}, \tag{3}$$

где ω – угловая частота колебаний, $j = \sqrt{-1}$.

Наиболее простым по структуре является фильтр, состоящий из элементов, включённых по Г-образной схеме (рис. 4). В связи с тем, что АФНЧ должен пропускать колебания низких частот, начиная от нуля до частоты среза фильтра, в последовательных плечах АФНЧ должны быть установлены элементы, пропускающие постоянный расход рабочей среды, т.е. индуктивные элементы. Следовательно, в параллельных плечах должны размещаться ёмкостные элементы. Для Г-образного фильтра коэффициент матрицы передачи согласно [11] равен $A = 1 + Z_1 / Z_2$, где Z_1 , Z_2 – сопротивления плеч фильтра (рис. 4).

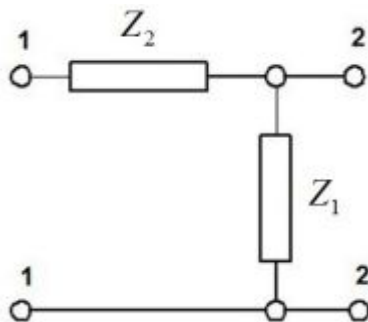


Рис. 4. Г-образная схема электрического аналога простейшего реактивного АФНЧ: Z_1, Z_2 – сопротивления плеч

Тогда выражение для частотной функции датчика пульсаций с АФНЧ запишется в виде:

$$W(j\omega) = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_2}. \tag{4}$$

Для расчёта RC-фильтров также будем считать, что резистивные элементы фильтров обладают только активным сопротивлением.

Для Г-образного RC-фильтра, очевидно, что сопротивление последовательного плеча равно $Z_1 = R$, параллельного плеча – $Z_2 = \frac{1}{j\omega C}$, где R – акустическое сопротивление дросселирующего элемента; C – акустическая ёмкость.

С учётом величин Z_1 и Z_2 формула (4) примет вид:

$$W(j\omega) = \frac{j\omega RC}{1 + j\omega RC}. \tag{5}$$

Обозначим комплекс RC через T_ϕ и введём в рассмотрение частоту квазирезонанса $\omega_{кр} = 1/T_\phi$ и безразмерную частоту колебаний:

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{кр}} = \omega RC. \tag{6}$$

С учётом (6) выражение (5) представим в виде $W(j\bar{\omega}) = \frac{j\bar{\omega}}{1 + \bar{\omega}}$, откуда нетрудно определить модуль и аргумент частотной функции $W(j\bar{\omega})$:

$$|W(j\bar{\omega})| = \frac{\bar{\omega}}{\sqrt{1 + \bar{\omega}^2}}, \tag{7}$$

$$\arg W(j\bar{\omega}) = \arctg \frac{1}{\bar{\omega}}.$$

Расчёт АФНЧ сводится к отысканию параметров фильтра (R и C) при заданной граничной частоте $\omega_{гр}$ и допустимой неравномерности δ АЧХ датчика с фильтром. Из АЧХ, представленной на рис. 5, нетрудно увидеть, что для граничной частоты $\omega_{гр}$ может быть записано следующее равенство:

$$|W(j\bar{\omega}_{гр})| = 1 - \delta. \tag{8}$$

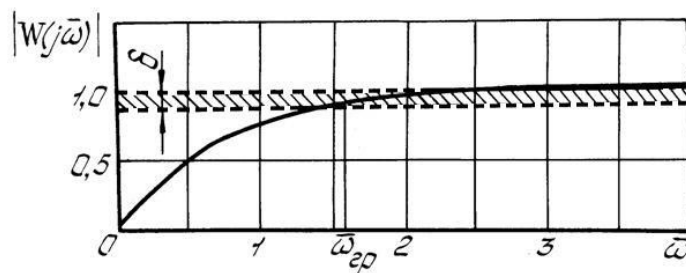


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика дифференциального датчика пульсаций давления с Г-образным RC-фильтром

С учётом выражения (7) равенство (8) переписывается в виде:

$$\frac{\bar{\omega}_{гр}}{(1 + \bar{\omega}_{гр}^2)^{1/2}} = 1 - \delta. \quad (9)$$

Решив уравнение (9) относительно $\bar{\omega}_{гр}$, получим:

$$\bar{\omega}_{гр} = \frac{1 - \delta}{\sqrt{\delta(2 - \delta)}}. \quad (10)$$

Поскольку $\bar{\omega}_{гр} = \frac{\omega_{гр}}{\omega_{кр}}$ и $\frac{1}{\omega_{кр}} = RC$, из

уравнения (10) получим выражение:

$$RC = \frac{1 - \delta}{\omega_{гр} \sqrt{\delta(2 - \delta)}}. \quad (11)$$

При заданных δ и $\omega_{гр}$ можно определить параметры акустического RC-фильтра.

Воспользуемся выведенными выше соотношениями и рассчитаем параметры RC-фильтра, когда $f_{гр} = 2$ Гц ($\omega_{гр} = 2\pi \cdot f_{гр}$) и $\delta = 0,02$.

Находим $T_{\phi} = RC$ по формуле (11).

При принятых выше $f_{гр}$ и δ постоянная времени фильтра $T_{\phi} = 0,39$ с.

Акустическая ёмкость находится по соотношению $C = V / P_{ст}$, где V – геометрический объём модуля пульсаций, равный $3,45 \text{ см}^3$.

Для рассматриваемого случая при атмосферном давлении и указанном выше объёме акустическая ёмкость будет равна $C = 3,45 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4 \text{ с}^2 / \text{кг}$. При рассчитанных T_{ϕ} и C сопротивление фильтра $R = 1,1 \cdot 10^{10} \text{ кг/с м}^4$.

Таким сопротивлением обладает демпфер Д59 при динамическом давлении до 120 дБ.

На основании формулы (5) определяем модуль частотной функции:

$$|W(j\omega)| = \frac{\omega T_{\phi}}{\sqrt{1 + T_{\phi}^2 \omega^2}}. \quad (12)$$

С помощью выражения (12) рассчитана АЧХ зонда в области нижних частот (рис. 6).

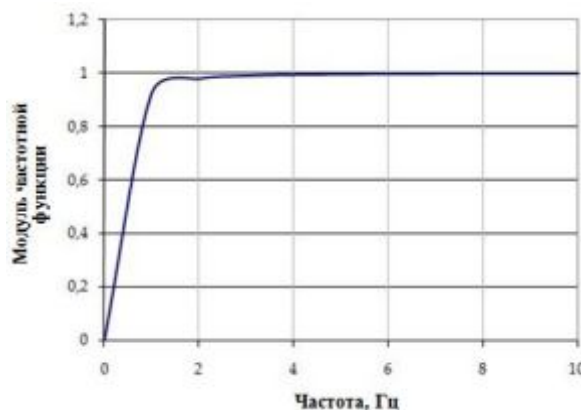


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика АФНЧ

Из графика ясно, что зонд будет регистрировать колебания давления с частотой более 2 Гц.

Экспериментальные исследования частотных характеристик зонда

На первом этапе были проведены частотные испытания измерительного модуля акустического зонда на акустической трубе при атмосферном давлении с генерацией колебаний давления с уровнем амплитуды до 120 дБ в диапазоне частот 100...1000 Гц (рис.7).

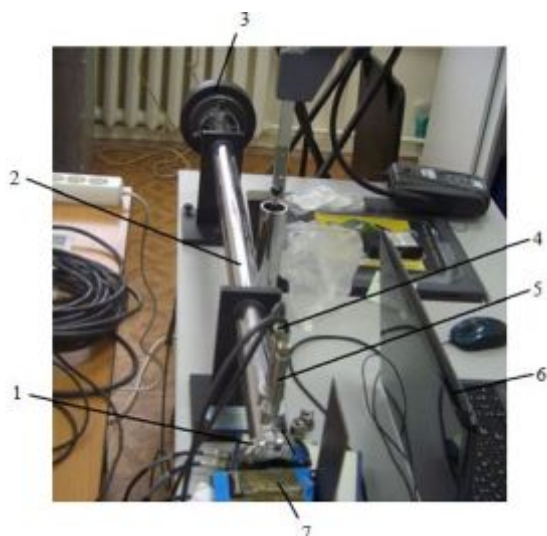


Рис. 7. Общий вид акустической трубы:
 1 – акустический выход трубы; 2 – цилиндрическая часть трубы; 3 – генератор акустических колебаний; 4, 5 – полудюймовые микрофоны; 6 – компьютер с управляющей программой; 7 – измерительный модуль с датчиком давления ДМИ-0,6

С помощью управляющей программы последовательно задавались отдельные частоты колебаний, генерируемые динамиком акустической трубы. При этом

настраивалась наибольшая амплитуда колебаний. Записывались сигналы, представляющие частотно-амплитудный отклик датчика ДМИ и показания микрофона. С шагом 50 Гц по частоте был пройден диапазон частот 100...1000 Гц. Полученный массив данных был впоследствии обработан для получения АЧХ датчика ДМИ-0,6- II.

С помощью программы РУДИП [11] был осуществлен расчёт АЧХ измерительного модуля с датчиком ДМИ-0,6-II в диапазоне частот 10...1000 Гц. При расчёте АЧХ измерительного модуля амплитудная характеристика датчика полагалась равномерной и равной 1,0.

Из графика (рис. 8) следует, что измерительным модулем можно проводить испытания объектов в диапазоне частот 10...550 Гц с погрешностью, не превышающей +10%, обусловленной началом проявления резонансных свойств входного канала.

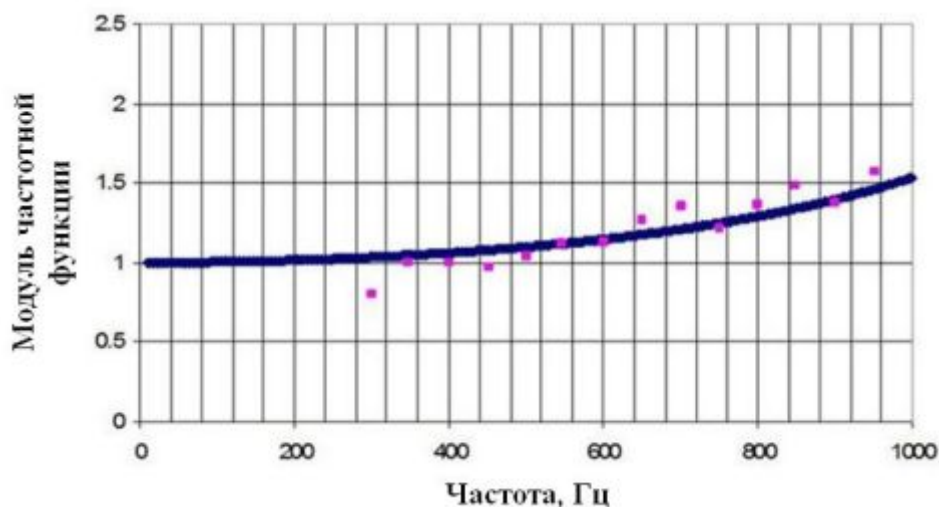


Рис. 8. АЧХ измерительного модуля датчика ДМИ в диапазоне частот 10...1000 Гц: непрерывная линия – расчёт по программе РУДИП; точки – эксперимент на акустической трубе

Следующим этапом исследований измерительного зонда явились испытания на частотном стенде СГАУ (рис. 9). Основным узлом стенда для частотных испытаний пневматических измерительных средств является генератор колебаний давления, принцип действия которого основан на периодическом прерывании потока воздуха модулирующим диском.

Для частотных испытаний измерительного модуля на частотном стенде СГАУ при повышенном уровне амплитуд пульсаций давления спроектирован и изготовлен технологический модуль, который через специальный штуцер подключён к испытательной камере. В качестве контрольного датчика при проведении испытаний применён датчик M102A07.

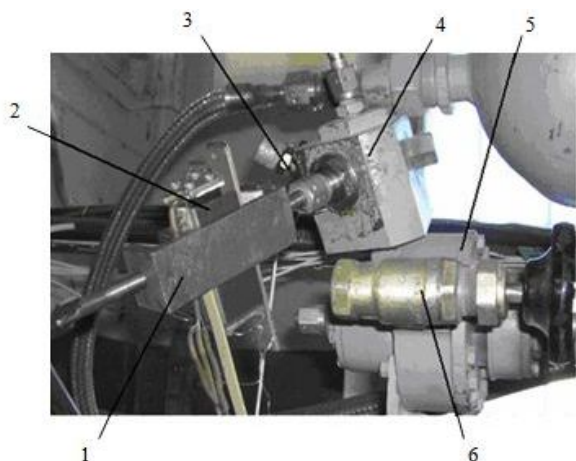


Рис. 9. Технологический модуль с измерительным модулем, установленный на стенде СГАУ: 1,2 – технологический модуль и измерительный модуль; 3 – датчик М102А07; 4 – испытательная камера генератора колебаний; 5 – генератор колебаний; 6 – вентиль воздушный

Для регистрации сигналов с датчиков давления ДМИ-0,6-II и М102А07 использованы аппаратура 4АНЧ-22, измерительно-вычислительный комплекс МИС-026 НПП «Мера» и компьютер.

Сигналы с датчика зонда ДМИ-0,6-II и с контрольного датчика М102А07 во время испытаний поступали на вход платы МС-201 измерительно-вычислительного комплекса МИС-026 и с помощью программы Recorder записывались на жёсткий диск компьютера для последующей обработки. Для обработки осциллограмм (рис. 10) использовалась программа WinПОС НПП «Мера».

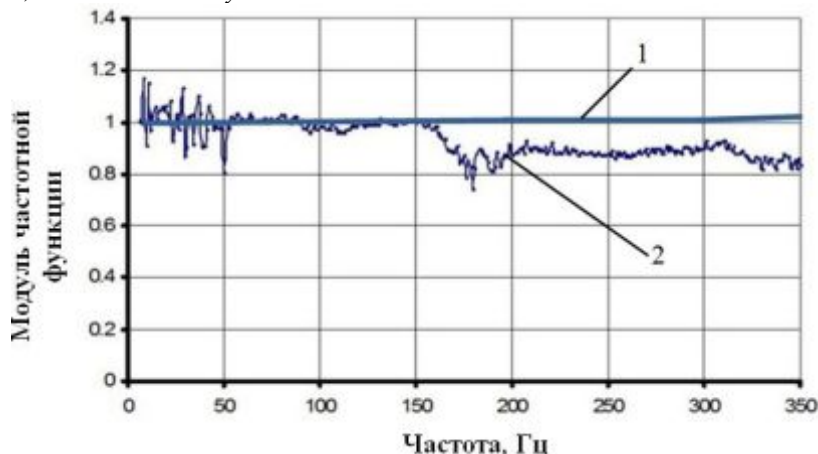


Рис. 10. АЧХ измерительного модуля с датчиком ДМИ-0,6-II при избыточном давлении 0,5 кгс/см²:

1 – расчёт по программе РУДИП; 2 – эксперимент на стенде СГАУ

Анализ зависимостей показывает, что проявившаяся при испытаниях неравномерность АЧХ в частотном диапазоне 150...350 Гц обусловлена проявлением акустических резонансов в подводящих трубках технологического модуля и корпуса с датчиком М102А07. Из-за разницы в значениях коэффициентов усиления и сдвига резонансных частот технологического модуля с датчиком ДМИ и контрольного датчика наблюдаются провалы АЧХ, которые не были зафиксированы при испытаниях на акустической трубе.

Выводы

Результаты исследований показывают, что разработанный акустический зонд позволяет измерять пульсации давления во входном расходомерном коллекторе. При этом наибольшая неравномерность АЧХ измерительного модуля с датчиком ДМИ-0,6-II, экспериментально определённая на стенде СГАУ в диапазоне частот 10...300 Гц, находится в пределах $\pm 10\%$, что допустимо по условиям испытаний ГТД.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Dowling A.P., Morgans A.S. Feedback control of combustion oscillations // Annual Review of Fluid Mechanics. 2005. V. 37, Iss. 1. P. 151-182. doi.org/10.1146/annurev.fluid.36.050802.122038
2. Canbazoglu S., Yakut K. Reduction of peak amplitudes of pressure fluctuations in turbulent pipe flow using vortex generators and compliant boundaries // HVAC and Research. 2005. V. 11, Iss. 3. P. 487-498. doi.org/10.1080/10789669.2005.10391149
3. Lieuwen T.C., Yang V. Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines: Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling // Progress in Astronautics and Aeronautics. Published by American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2006. doi: 10.2514/4.866807
4. Шорин В.П., Шахматов Е.В., Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2007. 132 с.
5. Choutapalli I., Krothapalli A., Arakeri J.H. An experimental study of an axisymmetric turbulent pulsed air jet // Journal of Fluid Mechanics. 2009. V. 631. P. 23-63. doi.org/10.1017/s0022112009007009
6. Furlotov V.I., Dubovitsky A.N., Khanyan G.S. Determination of frequency characteristics for «transducer waveguide» system under high gas parameters // Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2007. Tokyo, December 3-7, 2007.
7. Benajes J., Bermudez V., Climent H., Rivas-Perea M. Instantaneous pressure measurement in pulsating high temperature internal flow in ducts // Applied Thermal Engineering. 2013. V. 61, Iss. 2. P. 48-54. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.07.033
8. Петунин А.Н. Методы и техника измерений параметров газового потока. М.: Машиностроение, 1972. 332 с.
9. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.
10. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники. Электрические цепи. М.: Высшая школа, 1996. 638 с.
11. Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д., Устинов А.В. Разработка методики и программы расчёта неоднородных газовых измерительных цепей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2012. № 3 (34), ч. 2. С. 263-268.

Информация об авторах

Иваненко Владислав Николаевич, начальник конструкторского бюро, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара. Область научных интересов: разработка средств измерения параметров двигателей.

Александрова Татьяна Геннадьевна, ведущий инженер, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара. Область научных интересов: измерение и обработка экспериментальных данных.

Дягилева Евгения Сергеевна, инженер-конструктор, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара. Область научных интересов: измерение и обработка экспериментальных данных.

Гимадиев Асгат Гатьятович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Область научных интересов: динамика пневмогидравлических цепей и систем топливной автоматики двигателей летательных аппаратов.

Быстров Николай Дмитриевич, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет

имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: bystrof-nd@yandex.ru. Область научных интересов: динамика пневмогид-

равлических цепей и систем топливной автоматики двигателей летательных аппаратов.

PILOT STUDY OF FREQUENCY CHARACTERISTICS OF AN ACOUSTIC PROBE FOR MEASURING PRESSURE PULSATIONS IN THE GAS TURBINE ENGINE INLET DEVICE

© 2015 V. N. Ivanenko¹, T. G. Alexandrova¹, E. C. Dyagileva¹,
A. G. Gimadiyev², N. D. Bystrov²

¹Open Joint-Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation

²Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Special tests are carried out to determine the effect of heterogeneity of the air flow at the engine intake to the gas-dynamic stability margin of the compressor. There are acoustic probes mounted in the engine air flow meter manifold to measure pressure pulsations for this purpose. The probes are installed around the circumference of the collector at an angle of 90° relative to its axis. There is a differential pressure sensor installation in the acoustic probe due to the smallness of the amplitudes of velocity head pulsations in the manifold. Stagnated pulsed-flow of air is directed to the main input of the sensor and its damped component to the discharge chamber. In the paper on the basis of electrodynamic analogies the method of calculation of acoustic RC-damper to eliminate the constant and low frequency components of the flow speed pulsations is presented. To confirm compliance of the measuring probes characteristics to the design specification requirements acoustic probes' frequency tests are conducted. Test results show that the developed acoustic probe can measure pressure fluctuations in the gas turbine engine inlet flow meter manifold with dynamic accuracy of $\pm 10\%$ in the frequency range of 2-300 Hz.

Pressure pulsation, differential pressure sensor, acoustic probe, stand for the frequency tests, amplitude-frequency characteristic, analysis of results.

References

1. Dowling A.P., Morgans A.S. Feedback control of combustion oscillations. *Annual Review of Fluid Mechanics*. 2005. V. 37, Iss. 1. P. 151-182. doi.org/10.1146/annurev.fluid.36.050802.122038
2. Canbazoglu S., Yakut K. Reduction of peak amplitudes of pressure fluctuations in turbulent pipe flow using vortex generators and compliant boundaries. *HVAC and Research*. 2005. V. 11, Iss. 3. P. 487-498. doi.org/10.1080/10789669.2005.10391149
3. Lieuwen T.C., Yang V. Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines: Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling. *Progress in Astronautics and Aeronautics*. Published by American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2006. doi: 10.2514/4.866807
4. Shorin V.P., Shakhmatov E.V., Gimadiyev A.G., Bystrov N.D. *Akusticheskie metody i sredstva izmereniya pul'satsiy davleniya* [Acoustic methods and facilities of measuring pressure pulsations]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2007. 132 p.
5. Choutapalli I., Krothapalli A., Arakeri J.H. An experimental study of an axisymmetric turbulent pulsed air jet. *Journal of Fluid Mechanics*. 2009. V 631. P. 23-63. doi.org/10.1017/s0022112009007009
6. Furletov V.I., Dubovitsky A.N., Khanyan G.S. Determination of frequency characteristics for «transducer waveguide» system under high gas parameters. *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2007*. Tokyo, December 3-7, 2007.

7. Benajes J., Bermudez V., Climent H., Rivas-Perea M. Instantaneous pressure measurement in pulsating high temperature internal flow in ducts. *Applied Thermal Engineering*. 2013. V. 61, Iss. 2. P. 48-54. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.07.033

8. Petunin A.N. *Metod i tehnika izmereniy parametrov gazovogo potoka* [Methods and techniques of measuring gas flow parameters]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1972. 32 p.

9. Shorin V.P. *Ustranenie kolebanii v aviacionnyh truboprovodah* [Suppression of

oscillations in aircraft pipelines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 156 p.

10. Bessonov L.A. *Teoreticheskie osnovy elektrotekhniki. Elektricheskie tsepi* [Theoretical foundations of electrical engineering. Electric circuits]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1996. 638 p.

11. Gimadiyev A.G., Bystrov N.D., Ustinov A.V. Development of techniques and calculation program heterogeneous gas measurement circuits // *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2012. No. 3(34), part 2. P. 263-268. (In Russ.)

About the authors

Ivanenko Vladislav Nikolaevich, Head of Design Bureau, Open Joint-Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. Area of Research: development of instruments for measuring engine parameters.

Aleksandrova Tatjana Gennadjevna, Senior Engineer, Open Joint-Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. Area of Research: measurement and processing of experimental data.

Djagileva Evgenija Sergeevna, design engineer, Open Joint-Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. Area of Research: measurement and processing of experimental data.

Gimadiyev Asgat Gatyatovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: gimadiyev_ag@mail.ru. Area of Research: dynamics of pneumatic-hydraulic and fuel metering systems of aircraft engines.

Bystrov Nikolaj Dmitrievich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: bystrofund@yandex.ru. Area of Research: dynamics of pneumatic-hydraulic and fuel metering systems of aircraft engines.