

СОДЕРЖАНИЕ

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С ДЕФЕКТНЫМИ ЛОПАТКАМИ <i>В. Л. Блинов, И. С. Зубков, Е. Ю. Искорцев, О. В. Беляев, П. И. Плишкин</i>	7
ВЫБОР ЗНАЧЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ВХОДЕ В ТУРБИНУ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА <i>А. В. Иванов</i>	20
СТРУКТУРА БАЗЫ ЗНАНИЙ В ОБЕСПЕЧЕНИЕ СОЗДАНИЯ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ НА ОСНОВЕ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ <i>В. В. Рыжков</i>	28
ОСОБЕННОСТИ КОНТРОЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ НАЗЕМНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК <i>Д. В. Скиба, Д. А. Максимов, Р. С. Кашапов, Т. С. Харисов</i>	40
ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗМЕЩЕНИЯ И ВЫСОТЫ СТЕРЖНЕВОГО ИНТЕРЦЕПТОРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПЛА РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>К. О. Тищенко, Н. А. Брыков, А. С. Беляева</i>	52
ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ СХЕМЫ И РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРИОГЕННОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА <i>О. В. Тремкина, Д. А. Угланов, В. В. Урлапкин, С. С. Корнеев, Ю. В. Комисар</i>	59

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ЖЁСТКОСТИ УПРУГИХ КОЛЕЦ ДЕМПФЕРА <i>Д. С. Дилигенский, Д. К. Новиков, К. В. Бояров</i>	69
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ПУТЁМ ПОДБОРА ОПТИМАЛЬНОГО РАБОЧЕГО ТЕЛА ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО КОНТУРА <i>И. А. Елисеев, В. В. Точёнов, Р. А. Паньшин</i>	79

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ КОНЦЕВЫХ ФРЕЗ
ПРИ ОБРАБОТКЕ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ9**

М. Б. Сазонов, А. Н. Жидяев

89

**СКРЕТЧ-ТЕСТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКИХ НИКЕЛЕВЫХ
ПОКРЫТИЙ НА УГЛЕПЛАСТИКОВОЙ ПОДЛОЖКЕ**

Р. К. Салахова, С. Г. Кирилин, А. Б. Тихообразов, Т. Б. Смирнова

100

CONTENTS

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

SPECIAL ASPECTS OF NUMERICAL SIMULATION OF A TWO-STAGE AXIAL-FLOW COMPRESSOR WITH DEFECTIVE BLADES <i>V. L. Blinov, I. S. Zubkov, E. Yu. Iskortsev, O. V. Belyaev, P. I. Plishkin</i>	7
CHOICE OF GAS TEMPERATURE AT THE TURBOPUMP TURBINE INLET <i>A. V. Ivanov</i>	20
THE STRUCTURE OF KNOWLEDGE BASE TO SUPPORT THE DEVELOPMENT OF LOW-THRUST LIQUID-PROPELLANT ROCKET ENGINES BASED ON COMPUTER TECHNOLOGIES <i>V. V. Ryzhkov</i>	28
SPECIFIC FEATURES OF PRESSURE PULSATION CONTROL IN COMBUSTION CHAMBERS OF LAND BASED GAS TURBINE UNITS <i>D. V. Skiba, D. A. Maksimov, R. S. Kashapov, T. S. Kharisov</i>	40
PARAMETRIC STUDY OF THE INFLUENCE OF LOCATION AND EXTENSION HEIGHT OF THE ROD INTERCEPTOR ON JET ENGINE NOZZLE CHARACTERISTICS <i>K. O. Tishchenko, N. A. Brykov, A. S. Belyaeva</i>	52
SELECTION OF THE OPTIMUM CONFIGURATION AND CALCULATION STUDIES OF THE PARAMETERS OF A CRYOGENIC PROPULSION SYSTEM FOR AN UNMANNED AERIAL VEHICLE <i>O. V. Tremkina, D. A. Uglanov, V. V. Urlapkin, S. S. Korneev, Yu. V. Komisar</i>	59
<hr/> MECHANICAL ENGINEERING <hr/>	
DETERMINING STATIC STIFFNESS OF DAMPER ELASTIC RINGS <i>D. S. Diligensky, D. K. Novikov, K. V. Boyarov</i>	69
INCREASING THE EFFICIENCY OF LOW-TEMPERATURE POWER PLANTS BY SELECTING THE OPTIMAL WORKING FLUID OF THE AUXILIARY CIRCUIT <i>I. A. Eliseev, V. V. Tochenov, R. A. Panshin</i>	79

**RESEARCH ON END MILL VIBRATION
IN MACHINING OF VT9 TITANIUM ALLOY**

M. B. Sazonov, A. N. Zhidyaev

89

**SCRATCH TESTING OF ELECTROLYTIC NICKEL COATINGS
ON A CARBON FIBER REINFORCED PLASTIC SUBSTRATE**

R. K. Salakhova, S. G. Kirilin, A. B. Tikhoobrazov, T. B. Smirnova

100

ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С ДЕФЕКТНЫМИ ЛОПАТКАМИ

© 2021

В. Л. Блинов кандидат технических наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели»;
Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;
v.l.blinov@urfu.ru

И. С. Зубков магистрант;
Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;
lamqtada@gmail.com

Е. Ю. Искорцев студент;
Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;
iskor083eg1996@mail.ru

О. В. Беляев студент;
Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;
belyaev_oleg09@mail.ru

П. И. Плишкин студент;
Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;
pplishkin@bk.ru

Представлены результаты одного из этапов разработки модели по оценке влияния различных дефектов на работу осевого компрессора. Предложены рекомендации по настройке расчётных моделей для проведения газодинамических и прочностных исследований ступеней и лопаток компрессора с учётом различных дефектов: для представленных моделей была проведена верификация. На основании результатов верификационных расчётов рассмотрены некоторые особенности проведения CFD-моделирования, а также обозначены требования к исследуемым дефектам. Представлена классификация дефектов, исследование которых возможно с применением специально разработанного математического описания геометрии лопаточных профилей и лопаток, а также с учётом всех рекомендаций по настройке расчётной модели.

Газотурбинная установка; газотурбинный двигатель; осевой компрессор; лопаточный аппарат; дефекты лопаток; вычислительная газовая динамика

Цитирование: Блинов В.Л., Зубков И.С., Искорцев Е.Ю., Беляев О.В., Плишкин П.И. Особенности численного моделирования двухступенчатого осевого компрессора с дефектными лопатками // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 7-19.
DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-7-19

Введение

Газотурбинные установки (ГТУ) нашли широкое применение в различных отраслях промышленности: авиация, судовой и наземный транспорт, газо- и нефтехимия, большая и малая энергетика. Независимо от отрасли поддержание их технического состояния на требуемом уровне является одной из важнейших задач. В процессе эксплуатации техническое состояние узлов и элементов ГТУ непрерывно деградирует, что приводит к различным нарушениям в работе, аварийным остановам и снижению энергетических показателей оборудования [1]. Одним из наиболее важных и чувствительных к изменению условий эксплуатации узлов ГТУ является осевой компрессор (ОК), что во многом обусловлено сложностью аэродинамических процессов, протекающих в его проточной части [2]. Недостаточная очистка воздуха, попадание посторонних

предметов (например, кристаллов льда при обледенении элементов проточной части на входе или птиц) и другие особенности эксплуатации конкретного оборудования могут привести к возникновению различных дефектов лопаточного аппарата ОК, что негативно сказывается на надёжности и эффективности ГТУ. Актуальной задачей является создание статистической математической модели, позволяющей с достаточной точностью предсказывать влияние того или иного геометрического отклонения или конкретного дефекта на характеристики ОК и ГТУ [3]. Помимо сбора и анализа информации о дефектах, проявляющихся на работающих агрегатах или получаемых по итогам ремонтных работ [4], для наполнения такой модели могут применяться данные, полученные при численном моделировании газодинамики и прочности. Методы вычислительной газодинамики (CFD) активно применяются для количественной оценки интегральных и локальных характеристик работы ОК [2; 5; 6]. Такой подход обеспечивает приемлемую точность прогнозирования различных процессов в проточной части ОК, позволяет проследить динамику их развития и оценить влияние различных изменений без существенных экономических и временных затрат в сравнении со стендовыми испытаниями.

Представленное в статье исследование направлено на применение численных методов при исследовании различных дефектов лопаток осевых компрессоров.

Построение расчётных моделей

В качестве объекта исследования выбран низкоскоростной двухступенчатый осевой компрессор, для которого в открытом доступе представлены сведения о геометрии проточной части, интегральные характеристики, а также экспериментальные распределения скоростей, углов и напоров по сечениям проточной части [7; 8]. Трёхмерные модели лопаток были построены с использованием разработанного математического описания топологии лопаточных профилей [3; 9], на основе которых затем была сформирована расчётная модель (рис. 1, а).

При выполнении работы параметры численной модели варьировались для обеспечения наилучшего совпадения с экспериментальными данными. В окончательных расчётах для моделирования турбулентных течений выбрана модель Ментера SST [5; 10]. Для приближения результатов расчёта к экспериментальным данным изменялся коэффициент, отвечающий за ограничение вихревой вязкости [11; 12]. С учётом опыта решения различных задач газодинамики [13 – 16] сеточная модель для указанных параметров расчётной модели выбиралась из условия соответствия параметра y^+ диапазону значений 1...3. В качестве граничных условий были заданы величины составляющих скорости по высоте канала, температура на входе и статическое давление на выходе. Для рабочих (РК) и направляющих (НА) лопаток задан радиальный зазор 1,4% от их высоты. Под НА первой ступени задано вращение втулки с частотой, равной частоте вращения ротора, для соответствия условиям эксперимента. Сходимость расчёта доводилась до уровня 10^{-6} . В качестве рабочего тела использовался Air Ideal Gas. Интерфейсы между доменами – Stage. Результатами расчётов являлись коэффициенты расхода и напора ОК, а также распределения параметров по высоте канала во входном и выходном сечениях всех лопаточных венцов, а именно относительные и абсолютные углы потока для рабочих колёс (β_1 и β_2) и для направляющих аппаратов (α_2 и α_3) соответственно, осевые составляющие абсолютной скорости, а также полный напор в сечении за венцом. Выбранные данные позволяют получить представление о поведении потока в проточной части исследуемого компрессора и оценить качество моделирования течения при помощи методов вычислительной газодинамики, сформировать реко-

мендации по дальнейшему CFD-моделированию работы компрессора с учётом различных лопаточных дефектов.

Наличие дефектов на лопатках ОК негативно сказывается на их прочности и вибронадёжности, поэтому помимо моделирования течения важной является оценка прочностных характеристик дефектных лопаток. В зависимости от типа дефекта, его расположения и геометрических размеров он будет оказывать различное влияние на прочностные и вибрационные характеристики лопаток. В настоящей работе при расчёте статической прочности учитывались центробежные и газодинамические силы, действующие на лопатку (рис. 1, б).

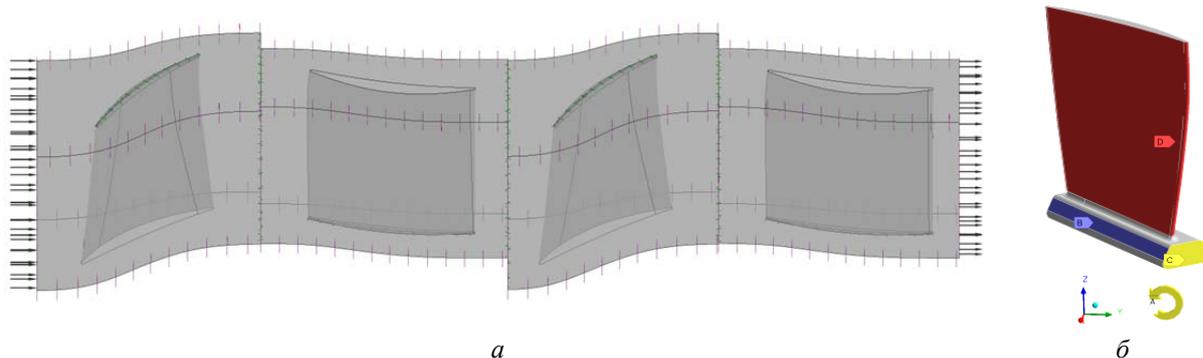


Рис. 1. Расчётные модели ОК для моделирования газодинамики (а) и прочности (б)

Газодинамические силы во всех расчётах принимались постоянными в соответствии с газодинамическим расчётом на номинальном режиме работы ОК. Граничные условия показаны на рис. 1, б. Частота вращения принята номинальной 2400 об/мин [7]. Расчёты проводились без учёта диска. Для имитации положения лопатки в пазах диска фиксирующая опора Fixed Support задана на гранях хвостовика, контактирующих с диском и воспринимающих основную нагрузку. Ограничение смещений Displacement задано относительно собственной системы координат, привязанной к торцевой поверхности хвостовика, и ограничивает движение модели в осевом направлении. Распределение давления по перу лопатки импортировано из ранее описанной численной модели ОК. В качестве материала лопатки и хвостовика была принята сталь ЭИ268 (X17H2), что отличается от экспериментального компрессора по причине отсутствия данных о материале (данный факт стоит учитывать при анализе результатов расчётов). Для построения сеточной модели был использован метод Hex Dominant. Оптимальные параметры сетки определялись на основании анализа сеточной сходимости. На входной и выходной кромках, а также в области галтели проводилось уточнение сетки. Конечное число элементов составило 133 тыс. ячеек. Для оценки собственных частот колебаний лопаток проводился модальный анализ.

В исследовании принимались следующие упрощения численных моделей: течение стационарное; моделирование течения осуществлялось в осесимметричной постановке; густота расчётной сетки определялась из приемлемого соотношения точности и времени расчётов; структура материала лопатки однородная; для определения частот собственных колебаний лопаток на переменных режимах работы газодинамическая сила принималась равной номинальной; в качестве дефектов рассматриваются только те, которые можно представить в симметричной постановке, то есть дефект одной лопатки будет аналогичен дефекту во всём венце. Описанные допущения значительно ограничивают возможность оценки дефектов лопаточного аппарата ОК. На данном этапе исследования с учётом описанных допущений рассмотрены дефекты: утонение входной

кромки в разных местах по высоте лопатки, загибы кромок, деформации лопаток вследствие задеваний ротора о статор, эрозионный износ пера лопатки.

Результаты оценки газодинамических и прочностных характеристик исходной и деформированной геометрии лопаток

На рис. 2, 3 представлены результаты сравнения рассчитанных интегральных и локальных параметров потока в ОК с экспериментальными данными. Для примера на рис. 2 показаны локальные параметры потока для первой ступени ОК на режиме работы при коэффициенте расхода $\varphi = 0,500$. Из рисунка видно хорошее качественное совпадение распределений среднemasовых параметров по высоте канала во всех венцах. Однако отличия наблюдаются при количественном сравнении результатов моделирования и эксперимента. Несмотря на то, что составляющие абсолютной скорости на входе, а следовательно и угол потока, заданы в качестве граничных условий, при моделировании возникают ошибки в определении относительного угла входа потока на рабочую решётку первой ступени (рис. 2, а); по результатам моделирования он оказывается больше исходного в среднем на $0,71^\circ$. Несовпадение углов входа потока оказывает влияние на распределение параметров потока далее по проточной части. Относительный угол потока на выходе превышает экспериментальные значения в среднем на $1,61^\circ$ (рис. 2, а). Осевая составляющая скорости потока за РК выше экспериментальной в среднем на 4,22% (рис. 2, в). Накопление ошибок в распределении параметров по высоте канала продолжается и в последующих венцах. Для НА первой ступени наблюдается совпадение формы кривых, но количественно абсолютный угол входа потока имеет значения меньше в среднем на $4,59^\circ$ по сравнению с экспериментом (рис. 2, б).

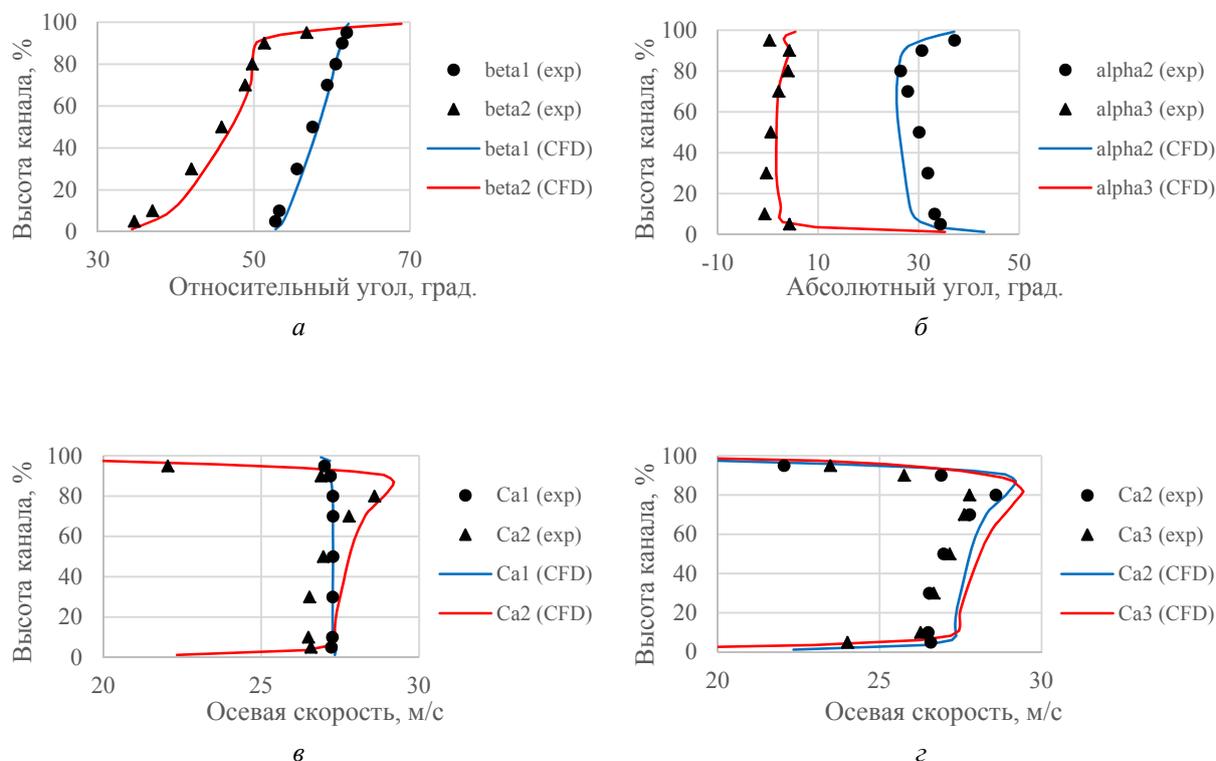


Рис. 2. Распределение по высоте канала относительных (а) и абсолютных (б) поточных углов для РК и НА, осевой скорости на входе и выходе в РК (в) и НА (г) первой ступени ОК

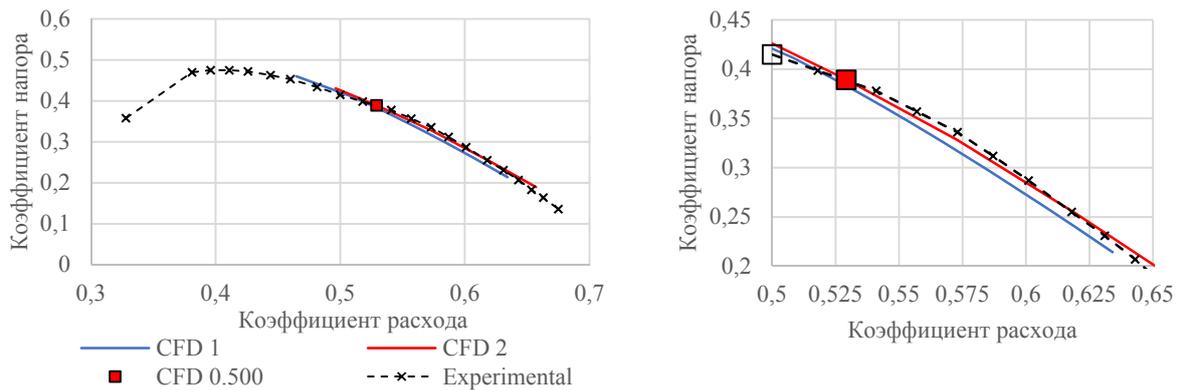


Рис. 3. Расходно-напорная характеристика исследуемого компрессора

Для выходного поточного угла значения оказались выше экспериментальных, при этом среднее отклонение составляет $1,45^\circ$. При этом все расчётные углы имели положительное значение, тогда как вблизи корневого сечения в эксперименте наблюдались отрицательные значения. Несовпадение поточных углов обуславливает изменение напора за венцами, что приводит к повышению осевой скорости потока на входе и выходе НА в среднем на 4,22 и 6,12% соответственно (рис. 2, з).

Выводы по результатам расчётов параметров в лопаточных венцах второй ступени аналогичные. Относительные углы потока на входе в РК отличаются в среднем на $0,95^\circ$, при этом выходные углы оказываются выше экспериментального значения в среднем на $2,31^\circ$. Углы потока на входе в НА оказываются ниже экспериментального значения при среднем отклонении $5,11^\circ$, а на выходе – выше экспериментального значения на $2,25^\circ$. Значения осевой составляющей скорости потока на выходе из венцов РК и НА завышены в среднем на 4,21 и 6,86% соответственно.

Несмотря на отклонения в локальных параметрах, интегральные характеристики моделируются достаточно точно (рис. 3). С целью оценки влияния граничных условий на точность построения характеристики было проведено два исследования: в первом граничные условия на входе задавались в виде полного давления (CFD 1), во втором – в виде распределения скоростей (CFD 2). В обоих случаях на выходе задавалось статическое давление. В области коэффициентов расхода от 0,50 до 0,63 наблюдается смещение расчётной характеристики влево от экспериментальной, а до 0,50 – вправо. При этом из рис. 3 видно, что задание скоростей на входе позволяет повысить точность определения интегральных параметров вблизи режимов с коэффициентом расхода от 0,50 до 0,63, при этом положение рабочей точки совпадает в обоих расчётах. В среднем для режима $\varphi = 0,500$ отклонение по расходу составляет 5,51% в большую сторону, а по нагрузке 6,20% – в меньшую. Среднее отклонение всей расчётной характеристики в указанном диапазоне режимов составляет 0,69 и 4,61% для CFD 1 по расходу и напору соответственно. Для CFD 2 среднее отклонение по расходу составляет 0,74%, по напору 2,50%. При коэффициенте расхода менее 0,46 точность моделирования существенно падает, что связано с приближением рабочей точки к границе устойчивой работы ОК, численная модель при этом завышает напор.

Точность расчётной модели, точность описания лопаток расчётной сеткой, а также точность описания геометрии лопаток при построении дефектов оказывают влияние на допустимость численного исследования дефектов разной глубины. В качестве примера на рис. 4 показаны три дефекта, внесённые с применением разработанного алгоритма профилирования [3]: утонение входной кромки, деформация и загибы лопатки

при задевании и эрозионный износ поверхности пера лопатки. На основании результатов моделирования утонения кромок отмечено, что его влияние (при малой величине или внесении дефекта только на одном радиусе лопатки) находится в пределах погрешности модели. Моделирование загибов кромок и деформаций пера лопаток при задевании ротора о статор в первую очередь сказывается на углах входа и выхода потока, которые при незначительной величине дефекта также находятся в пределах погрешности определения параметров потока. Более существенное влияние, превышающее погрешность модели, проявляется при исследовании эрозионного износа и существенных деформаций пера лопаток и, в первую очередь, проявляется в падении напора и эффективности работы ОК. При этом влияние некоторых дефектов на прочностные характеристики лопаток может быть не только отрицательным, но и положительным.

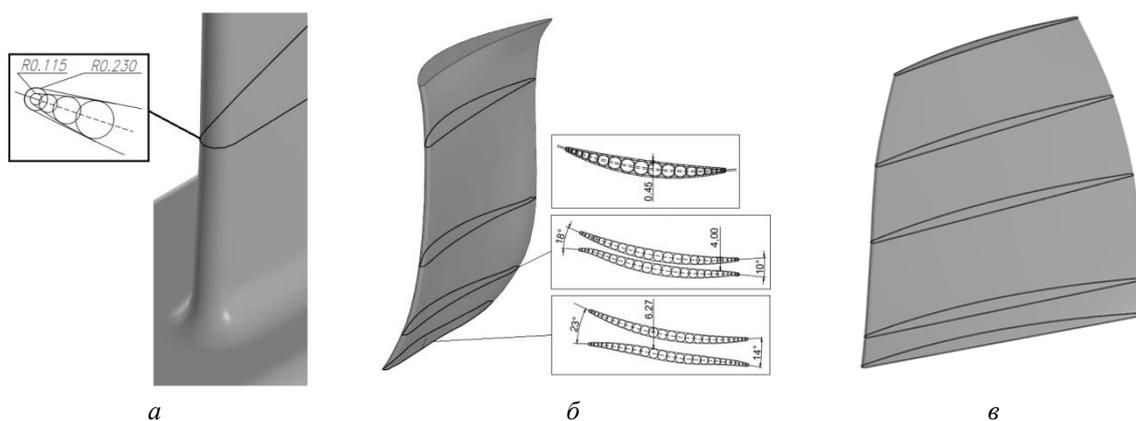


Рис. 4. Геометрия пера РК с дефектами: утонение входной кромки (а), загибы (б), эрозия (в)

Для примера на рис. 5 показаны результаты прочностных расчётов лопаток РК второй ступени ОК с эрозионным износом. При помощи математической модели [3; 9] эрозия задавалась двух степеней: износ хорды периферии на 25% (при этом на высоте лопатки 75% задаётся износ хорды на 5%); износ хорды периферийного сечения на 50% (при этом на высоте 75% задаётся износ хорды на 15%). Непосредственно расчёта самого процесса эрозионного износа не производилось, для оценки степени эрозии использовались данные открытых источников. На сегодняшний день существует достаточно большое количество работ на тему анализа эрозии лопаток, формирования законов эрозионного износа при различных атмосферных условиях и оценки его влияния на работоспособность компрессора [17 – 19].

Для каждого варианта (без дефекта, дефект 1-й степени, дефект 2-й степени) проводились газодинамический и прочностной расчёты в составе исследуемого ОК. На основании результатов расчётов установлено, что максимальные напряжения составили 12,2; 11,3; 10,6 МПа для бездефектной лопатки и лопатки с разной степенью эрозии соответственно (рис. 5, а). Можно заметить, что при увеличении степени износа пера лопатки значения максимальных напряжений уменьшаются, что вызвано уменьшением действия центробежных сил (вследствие уноса материала лопатки) и газодинамических сил (т.к. площадь взаимодействия с потоком становится меньше, а перетечки через радиальный зазор возрастают). В процессе изменения формы пера меняется и вибрационная характеристика лопатки, частоты собственных колебаний возрастают для всех рассмотренных форм при росте степени эрозионного износа (рис. 5, б). Аналогичные результаты получены разными исследователями, например в работе [17]. По результатам расчётов наиболее опасной для рабочей лопатки второй ступени ОК является первая изгибная форма.

Именно с ней возможно пересечение линий кратностей, вызывающих резонанс на определённой частоте вращения. Рост частот собственных колебаний лопатки смещает точку пересечения первой моды и линий кратности вправо на частотной диаграмме, тем самым уводя её от границ рабочих режимов.

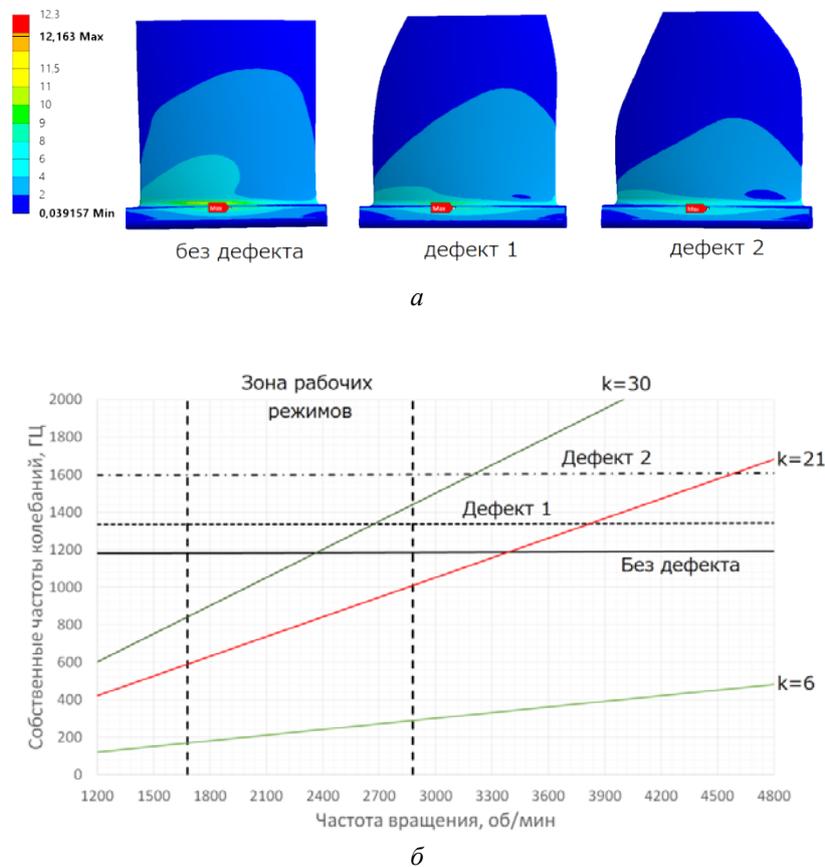


Рис. 5. Распределения напряжений по лопатке (а) и диаграмма Кэмпбелла (б)

Основные выводы по результатам расчётов

На основании анализа результатов численного моделирования течения и сравнения их с экспериментальными данными выявлено местами значительное расхождение по локальным параметрам потока при достаточном совпадении интегральных характеристик ОК. Это подтверждает сложность моделирования пространственных эффектов, присущих потоку в проточной части компрессора [20]. Исследование ОК с дефектными лопатками имеет смысл при значительном их влиянии на интегральные характеристики, поскольку при относительно малом изменении характеристик судить об эффекте только по изменению локальных параметров может быть ошибочным.

Неточность в определении поточных углов при моделировании рассматриваемого ОК привела к изменению нагрузки ступеней и расчётной кинематики потока, что, в частности, видно по завышенной расходной составляющей скорости потока: напорность ступеней и ОК в целом снизилась, а расход увеличился, что определило смещение рабочей точки вниз и влево по характеристике компрессора. Стоит отметить, что в случае фиксации в качестве граничных условий массового расхода рабочая точка на характеристике сместится вертикально вниз, напор также упадёт, а при фиксации давлений на входной и выходной границах компрессора рабочая точка уйдёт в область по-

ниженного расхода. То есть фактический моделируемый режим зависит от выбранных граничных условий. Данный факт подчёркивает важность правильной идентификации моделируемого режима работы ОК, особенно при сравнении с экспериментальными данными. Кроме того, точность моделирования снижается при приближении к неустойчивым режимам работы ОК, характеризующимся существенно нерасчётным характером обтекания лопаток. Похожие проблемы могут проявляться и при моделировании некоторых дефектов, значительно влияющих на пространственную структуру потока, что также необходимо учитывать.

Таким образом, описанная в настоящей работе численная модель может применяться только при моделировании таких дефектов, которые будут оказывать значительное влияние как на локальные, так и на интегральные параметры работы компрессора, а также для которых возможно проведение численных расчётов в осесимметричной постановке. Например, к таким дефектам с определёнными допущениями можно отнести эрозию, коррозию, загрязнение проточной части и т.п. (табл.). Стоит отметить, что данные дефекты могут оперативно вноситься в модель с использованием разработанного профилировщика [3], файлы с геометрией лопаток из которого напрямую передаются в описанные численные модели.

Использование описания лопатки по профилям в разработанном профилировщике позволяет создавать геометрию как бездефектных лопаток, так и лопаток с имеющимися поверхностными дефектами. Данный факт значительно облегчает проведение прочностных и газодинамических расчётов, а также позволяет учитывать влияние одного вида расчёта на другой (примером служит перенос газодинамической нагрузки на перо для прочностного расчёта из результатов газодинамического расчёта). Однако унифицированность подхода к описанию лопаток снижает точность задания некоторых дефектов или делает построение таких лопаток невозможным без применения сторонних программ.

Таблица. Дефекты, рассматриваемые в описанных численных моделях

№ п/п	Дефект	Геометрическая характеристика	Описание	Влияние на работу ОК
1	Эрозия	Радиусы кромок; высота лопатки; радиальный зазор; шероховатость; толщина профиля	При недостаточной степени очистки воздуха имеет место попадание в ОК механических частиц различного размера (например, пыль, капли воды), вызывающих разрушение поверхностного слоя материала лопатки. Разрушение оказывает тем существеннее, чем больше размер частиц [17]	Повышение уровня вторичных потерь; уменьшение диапазона устойчивой работы; ухудшение/улучшение вибронадёжности венца; повышение вероятности срыва потока у кромок
2	Коррозия	Радиусы кромок; шероховатость	Возникновение коррозионных язв имеет место, например, при работе ГТУ в морских условиях: содержащиеся в воздухе соли взаимодействуют с материалом лопаток, вызывая повреждения преимущественно в области кромок лопатки [21]	Уменьшение диапазона устойчивой работы; ухудшение вибронадёжности венца; повышение вероятности срыва потока у кромок
3	Наслаивание	Толщина профиля	Некоторые частицы (например, масло, сажа, пепел) могут задерживаться на поверхности лопатки, образуя слой определённой толщины, влияющий на условия течения потока [22]	Увеличение потерь на трение; изменение углов атаки и отставания

Настоящее исследование показывает, что численные модели могут использоваться для исследования дефектов лопаток и наполнения статистической модели по их влиянию на характеристики ОК и ГТУ. При этом стоит иметь в виду, что влияние дефектов может по-разному сказываться на параметрах работы ОК и прочностных характеристиках лопаток. Этот факт усложняет создание статистической модели в части оценки одно-временного влияния разных дефектов или одинаковых дефектов, но в разных венцах и на разных режимах работы компрессора.

Такие дефекты, как забоины, вмятины, выемки, канавки, задиры, трещины, надрезы и обрыв пера лопаток носят несимметричный характер в проточной части ОК, поэтому для их оценки необходимо дорабатывать численные модели. Однако исследование таких дефектов правильнее проводить по реальным случаям в эксплуатации, т.е. для конкретных типов компрессоров.

На основании проведённого исследования сделан вывод о необходимости классификации дефектов по степени влияния на параметры работы ОК и ГТУ: сильная, средняя и слабая. Для дефектов первого типа можно найти большое количество данных в открытых источниках. Такие дефекты исследуются чаще других, поскольку их влияние на надёжность и эффективность работы оборудования оказывается наибольшим. При наличии экспериментальных данных допустимо проводить верификацию численных моделей, содержащих дефектные лопатки. Дефекты второго типа реже встречаются в открытых источниках, их влияние изучено не полно. После верификации численных моделей допустимо сосредоточиться на исследовании данной группы: предлагаемая статистическая модель может наполняться результатами численного моделирования таких дефектов. К третьему типу относятся дефекты, оказывающие незначительное влияние на интегральные характеристики работы оборудования. Их исследование имеет наименьший приоритет и при этом требует построения более сложных и точных численных моделей, что вызовет увеличение затрат вычислительных и временных ресурсов.

Заключение

На основании результатов настоящей работы, а именно верификации выбранных настроек расчётных моделей, сформированы рекомендации по проведению CFD-моделирования и прочностного анализа.

Настройки газодинамического расчёта позволяют получить достаточно близкое к эксперименту качественное распределение локальных параметров по высоте канала для каждого венца, однако при количественном их сравнении наблюдаются существенные различия (до 7%) при хорошем совпадении интегральных характеристик. Такая зависимость накладывает определённые ограничения на проведение дальнейших исследований с учётом дефектов: требуется выбрать такие геометрические отклонения, которые будут оказывать существенное влияние на смещение рабочей точки по расходно-напорной характеристике, в ином случае влияние будет попадать в погрешность модели. Проведение прочностного анализа требует хорошей проработки геометрической и сеточной моделей с целью исключения различных ошибок (например, точки сингулярности) при проведении расчёта. В таком случае моделирование поведения лопатки под нагрузкой будет иметь характер, близкий к действительному, а предсказание влияния дефектов будет иметь высокую точность.

Для проведения последующих исследований с учётом всех рекомендаций и особенностей CFD-расчётов и прочностного анализа с применением метода конечных элементов требуется провести классификацию дефектов по степени их влияния. В таком случае наиболее предпочтительными будут отклонения, сильно изменяющие положение рабочей точки на расходно-напорной характеристике исследуемого компрессора, а также моделирование которых возможно в осесимметричной постановке.

Следующий этап представленной работы заключается в выборе определённого объекта исследования – компрессора, находящегося в эксплуатации и применении всех разработанных инструментов и рекомендаций для формирования базы данных о дефектах и вызываемых ими отклонениях в работе компрессора и ГТУ в целом с применением методов численного моделирования. Полученные данные станут основой при разработке прогностической модели для оценки влияния дефектов на работу оборудования или для прогнозирования развития дефектов по отклонению рабочих параметров от номинального режима.

Библиографический список

1. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L., Skorochodov A.V. Parametrical diagnostics of gas turbine performance on site at gas pumping plants based on standard measurements // *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2014. V. 3B. DOI: 10.1115/GT2014-25392
2. Комаров О.В., Седунин В.А., Блинов В.Л., Скороходов А.В., Прокопец А.О. Опыт разработки и реализации мер по аэродинамическому совершенствованию осевого компрессора стационарной ГТУ // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2014. № 5-6. С. 101-111.
3. Blinov V.L., Zubkov I.S. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. V. 1683, Iss. 4. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042049
4. Aust J., Pons D. Taxonomy of gas turbine blade defects // *Aerospace*. 2019. V. 6, Iss. 5. DOI: 10.3390/AEROSPACE6050058
5. Cornelius C., Biesinger T., Galpin P., Braune A. Experimental and computational analysis of a multistage axial compressor including stall prediction by steady and transient CFD methods // *Journal of Turbomachinery*. 2014. V. 136, Iss. 6. DOI: 10.1115/1.4025583
6. Yi W., Li J., Ji L. Investigation on the aerodynamic performance of the compressor cascade using blended blade and end wall // *International Journal of Turbo and Jet Engines*. 2021. V. 38, Iss. 1. P. 59-71. DOI: 10.1515/tjj-2017-0054
7. Hathaway M.D., Okiishi T.H. Aerodynamic design and performance of a two-stage axial-flow compressor (baseline). Technical Report. Iowa State Univeristy, 1983. 190 p.
8. Tweedt D.L., Okiishi T.H. Stator blade row geometry modification influence on two-stage, axial-flow compressor aerodynamic performance. Technical Report. Iowa State University, 1983. 263 p.
9. Блинов В.Л., Бродов Ю.М., Седунин В.А., Комаров О.В. Параметрическое профилирование плоских компрессорных решёток при решении задач многокритериальной оптимизации // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2015. № 3-4. С. 86-95.
10. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // *Proceedings of the 4th International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*. 2003. P. 625-632.
11. Ansys Product Help, CFX 2020 R2. Ansys Inc., 2020.
12. Бродов Ю.М., Комаров О.В., Седунин В.А., Блинов В.Л., Серков С.А. Особенности верификации CFD-модели осевого компрессора. Часть 1. Моделирование локальных эффектов и подбор параметров для совпадения с экспериментальными данными // *Компрессорная техника и пневматика*. 2018. № 3. С. 29-36.
13. Kamin M., Mathew J. Prediction of transitional and separated boundary layers in a compressor cascade // *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2014. V. 2B. DOI: 10.1115/GT2014-26892

14. Zhang L., Chen W., Chen J., Zhou C. Verification and validation of CFD uncertainty analysis based on SST k- ω model // Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. 2020. V. 8.
15. Arnone A., Carnevale E., Marconcini M. Grid dependency study for the NASA Rotor 37 compressor blade // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 1997. V. 1. DOI: 10.1115/97-GT-384
16. Dufour G., Carbonneau X., Arbez P., Cazalbou J.-B., Chassaing P. Mesh-generation parameters influence on centrifugal compressor simulation for design optimization // Proceedings of the ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference. 2004. V. 2A. P. 609-617. DOI: 10.1115/ht-fed2004-56314
17. Двирник Я.В., Павленко Д.В. Оценка предельного состояния лопаток компрессора вертолётных ГТД по частоте собственных колебаний // Авиационно-космическая техника и технология. 2016. № 7 (134). С. 79-83.
18. Гумеров А.В., Акмалетдинов Р.Г. Моделирование эрозийного износа лопатки компрессора // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 3 (27), ч. 2. С. 233-239. DOI: 10.18287/2541-7533-2011-0-3-2(27)-233-239
19. Scala S.M., Konrad M., Mason R.B., Skelton D. Predicting the performance of a gas turbine engine undergoing compressor blade erosion // Proceedings of the 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. 2003. DOI: 10.2514/6.2003-5259
20. Cumpsty N.A. Some lessons learned // Journal of Turbomachinery. 2010. V. 132, Iss. 4. DOI: 10.1115/1.4001222
21. Syverud E., Brekke O., Bakken L.E. Axial compressor deterioration caused by saltwater ingestion // Journal of Turbomachinery. 2007. V. 129, Iss. 1. P. 119-126. DOI: 10.1115/1.2219763
22. Ночовная Н.А., Никитин Я.Ю. Современное состояние вопроса в области очистки проточной части компрессора ГТД от эксплуатационных загрязнений (обзор) // Труды ВИАМ. 2017. № 3 (51). С. 45-54. DOI: 10.18577/2307-6046-2017-0-3-5-5

SPECIAL ASPECTS OF NUMERICAL SIMULATION OF A TWO-STAGE AXIAL-FLOW COMPRESSOR WITH DEFECTIVE BLADES

© 2021

- V. L. Blinov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor ;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
v.l.blinov@urfu.ru
- I. S. Zubkov** Graduate Student;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
lamqtada@gmail.com
- E. Yu. Iskortsev** Undergraduate Student;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
iskor083eg1996@mail.ru
- O. V. Belyaev** Undergraduate Student;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
belyaev_oleg09@mail.ru
- P. I. Plishkin** Undergraduate Student;
Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation;
pplishkin@bk.ru

The paper presents the results of a stage of development of an analytical model for assessing the impact of various defects on the operation of an axial-flow compressor. Some recommendations on setting the numerical models for carrying out gas dynamic and strength analysis of compressor stages and blades with account for various defects are proposed. Verification was carried out for the models presented: the results are also presented in the paper. On the basis of the verification results some special aspects of CFD-modeling are discussed. The requirements for the defects under investigation are defined. A classification of the defects that can be analyzed with the use of the developed mathematical description of the geometry of airfoils and blades with account of all proposed recommendations for the setting of the numerical model is presented.

Gas turbine; gas turbine engine; axial-flow compressor; blade row; blade defects; computational fluid dynamics

Citation: Blinov V.L., Zubkov I.S., Iskortsev E.Yu., Belyaev O.V., Plishkin P.I. Special aspects of numerical simulation of a two-stage axial-flow compressor with defective blades. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 7-19. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-7-19

References

1. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L., Skorochodov A.V. Parametrical diagnostics of gas turbine performance on site at gas pumping plants based on standard measurements. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2014. V. 3B. DOI: 10.1115/GT2014-25392.
2. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L., Skorokhodov A.V., Prokopets A.O. An experience in development and implementation of measures for the axial compressor aerodynamic improve at the gas turbine unit for mechanical drive. *Power Engineering: Research, Equipment, Technology*. 2014. No. 5-6. P. 101-111. (In Russ.)
3. Blinov V.L., Zubkov I.S. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. V. 1683, Iss. 4. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042049
4. Aust J., Pons D. Taxonomy of gas turbine blade defects // *Aerospace*. 2019. V. 6, Iss. 5. DOI: 10.3390/AEROSPACE6050058
5. Cornelius C., Biesinger T., Galpin P., Braune A. Experimental and computational analysis of a multistage axial compressor including stall prediction by steady and transient CFD methods. *Journal of Turbomachinery*. 2014. V. 136, Iss. 6. DOI: 10.1115/1.4025583
6. Yi W., Li J., Ji L. Investigation on the aerodynamic performance of the compressor cascade using blended blade and end wall. *International Journal of Turbo and Jet Engines*. 2021. V. 38, Iss. 1. P. 59-71. DOI: 10.1515/tjj-2017-0054
7. Hathaway M.D., Okiishi T.H. Aerodynamic design and performance of a two-stage axial-flow compressor (baseline). Technical Report. Iowa State Univeristy, 1983. 190 p.
8. Tweedt D.L., Okiishi T.H. Stator blade row geometry modification influence on two-stage, axial-flow compressor aerodynamic performance. Technical Report. Iowa State University, 1983. 263 p.
9. Blinov V.L., Brodov Yu.M., Sedunin V.A., Komarov O.V. Parametric profiling of 2D compressor rows for multicriteria optimisation task // *Power Engineering: Research, Equipment, Technology*. 2015. No. 3-4. P. 86-95. (In Russ.)
10. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Proceedings of the 4th International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*. 2003. P. 625-632.
11. Ansys Product Help, CFX 2020 R2. Ansys Inc., 2020.
12. Brodov J., Komarov O., Sedunin V., Blinov V., Serkov S. Critical aspects of CFD-model verification for axial compressor. Part I. Modelling of local flow features. *Kompressornaya Tekhnika i Pnevmatika*. 2018. No. 3. P. 29-36. (In Russ.)

13. Kamin M., Mathew J. Prediction of transitional and separated boundary layers in a compressor cascade. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2014. V. 2B. DOI: 10.1115/GT2014-26892
14. Zhang L., Chen W., Chen J., Zhou C. Verification and validation of CFD uncertainty analysis based on SST k- ω model. *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*. 2020. V. 8.
15. Arnone A., Carnevale E., Marconcini M. Grid dependency study for the NASA Rotor 37 compressor blade. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 1997. V. 1. DOI: 10.1115/97-GT-384
16. Dufour G., Carbonneau X., Arbez P., Cazalbou J.-B., Chassaing P. Mesh-generation parameters influence on centrifugal compressor simulation for design optimization. *Proceedings of the ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference*. 2004. V. 2A. P. 609-617. DOI: 10.1115/ht-fed2004-56314
17. Dvirnik Ya.V., Pavlenko D.V. Evaluation of compressor blades limit state of helicopter gas turbine engines depended on natural vibration frequencies. *Aerospace Technic and Technology*. 2016. No. 7 (134). P. 79-83. (In Russ.)
18. Gumerov A.V., Akmaletdinov R.G. Compressor blade erosion modeling. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No. 3 (27), part 2. P. 233-239. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2011-0-3-2(27)-233-239
19. Scala S.M., Konrad M., Mason R.B., Skelton D. Predicting the performance of a gas turbine engine undergoing compressor blade erosion. *Proceedings of the 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. 2003. DOI: 10.2514/6.2003-5259
20. Cumpsty N.A. Some lessons learned. *Journal of Turbomachinery*. 2010. V. 132, Iss. 4. DOI: 10.1115/1.4001222
21. Syverud E., Brekke O., Bakken L.E. Axial compressor deterioration caused by saltwater ingestion. *Journal of Turbomachinery*. 2007. V. 129, Iss. 1. P. 119-126. DOI: 10.1115/1.2219763
22. Nochovnaya N.A., Nikitin Ya.Yu. The current state of the question in the field of cleaning of the compressor GTE from operational pollution (review). *Proceedings of VIAM*. 2017. No. 3 (51). P. 45-54. (In Russ.). DOI: 10.18577/2307-6046-2017-0-3-5-5

ВЫБОР ЗНАЧЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ВХОДЕ В ТУРБИНУ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА

© 2021

А. В. Иванов доктор технических наук, доцент, заместитель главного конструктора по науке и новым технологиям;
АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки;
профессор кафедры 203;
Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет);
iav308@inbox.ru

Рассмотрены вопросы выбора значения температуры рабочего тела на входе в турбину турбокомпрессорного агрегата при создании жидкостного ракетного двигателя. От температуры газа зависит работоспособность одного из ключевых элементов двигателя – турбины. Кроме того, температура газа на входе в турбину определяет её мощность, а следовательно и основные параметры двигателя – давление в камере и тягу. Чем выше температура газа перед турбиной, тем выше может быть реализовано давление в камере сгорания и лучшие технические характеристики двигателя. Допустимая температура конструкции турбины определяется из условия обеспечения требуемых запасов прочности и долговечности рабочих лопаток турбины. Для одноразовых двигателей запас прочности определяется по кратковременной прочности материала при максимальной температуре газа. Для двигателей многократного применения с длительным ресурсом запас прочности определяется по длительной прочности материала. В статье рассмотрены основные факторы, влияющие на выбор температуры генераторного газа. Показано, что одной из основных составляющих является неравномерность поля температур на входе в турбину. Выбор предельно допустимой температуры определяется не столько схемой двигателя – с дожиганием окислительного или восстановительного генераторного газа, сколько прочностью и долговечностью конструкции, в том числе с учетом влияния температурных факторов.

Турбина; температура; неравномерность

Цитирование: Иванов А.В. Выбор значения температуры рабочего тела на входе в турбину турбокомпрессорного агрегата // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 20-27. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-20-27

Выбор температуры рабочего тела на входе в турбину – одна из основных задач не только проектирования турбокомпрессорного агрегата (ТНА), но и создания всего жидкостного ракетного двигателя (ЖРД). Связано это с тем, что от температуры газа зависит работоспособность одного из ключевых элементов двигателя – турбины. Кроме того, температура газа на входе в турбину определяет её мощность, а следовательно и основные параметры двигателя – давление в камере и тягу. Чем выше температура газа перед турбиной, тем выше может быть реализовано давление в камере сгорания и тем лучше технические характеристики двигателя. При разработке двигателя температура газа на входе в турбину выбирается максимальной, но не превышающей температуру, допустимую по условиям обеспечения работоспособности турбины. Выбор температуры газа связан с выбором материалов деталей турбины с учётом действующих в конструкции напряжений. Наиболее важен выбор значения максимальной температуры газа для двигателей генераторных схем, т.к. в безгенераторных уровень температуры определяется подогревом рабочего тела в тракте охлаждения камеры и не превышает 500 К. При дальнейшем рассмотрении считаем, что температура конструкции равна температуре газа в проточной части вблизи этого элемента конструкции.

Допустимая температура конструкции турбины $T_{доп}$ определяется из условия обеспечения требуемых запасов прочности и долговечности рабочих лопаток турбины. Для одноразовых двигателей запас прочности определяется по кратковременной прочности материала при максимальной температуре газа. Для двигателей многократного применения с длительным ресурсом запас прочности определяется по длительной прочности материала. Допустимая температура не может превышать предельное значение температуры, при которой идут необратимые структурные превращения в материале, ухудшающие прочностные характеристики и, в особенности, пластичность материалов. За время создания жидкостных ракетных двигателей напряжённость турбин двигателей типа РД0120, РД170, выполненных по схеме с дожиганием генераторного газа, по сравнению с двигателями типа РД0210, РД275, выполненными также по схеме с дожиганием генераторного газа, выросла более чем в 2 раза и более чем в 3,4 раза по сравнению с двигателями типа РД107, РД0110, выполненными по схеме без дожигания генераторного газа.

Значения температуры газа на входе в турбину для различных двигателей [1 – 4] приведены на рис. 1. Из рисунка видно, что для двигателей, выполненных по схеме без дожигания генераторного газа и двигателей однократного применения может быть выбрана более высокая температура рабочего тела. Для двигателей многократного применения, выполненных по схеме с дожиганием как восстановительного, так и окислительного генераторного газа значения температуры на входе в турбину близки. Исключение составляет турбина водородного ТНА двигателя RS-25 (SSME), однако при создании новых турбонасосных агрегатов для повышения работоспособности турбин температура газа на входе была снижена без изменения остальных параметров двигателя.

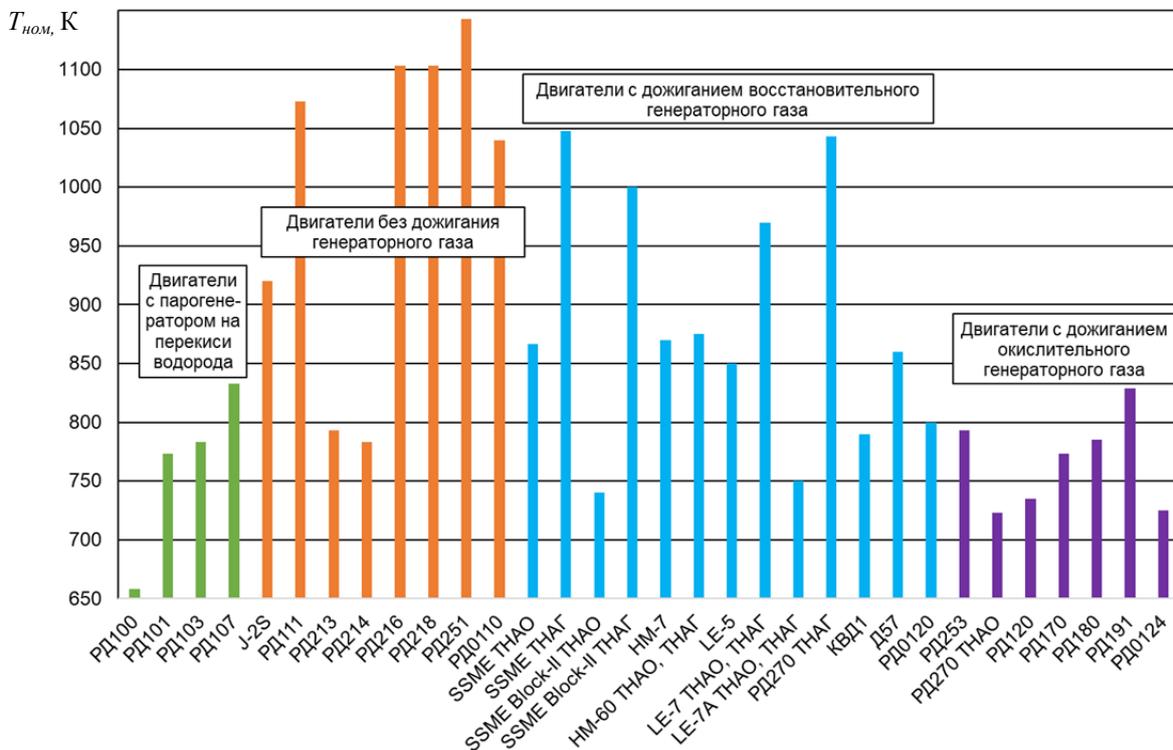


Рис. 1. Значения температуры на входе в турбину различных ЖРД

На величину допустимой температуры газа на входе в турбину влияют следующие основные факторы:

- неравномерность температурного поля на входе в турбину ($\Delta T_{нер}$);
- изменение температуры, связанное с параметрами компонентов на входе в двигатель – давления и температуры ($\Delta T_{вх}$);
- изменение температуры, связанное с изменением режима регулирования двигателя ($\Delta T_{рег}$);
- изменение температуры, связанное с форсированием двигателя по сравнению с номинальным режимом работы ($\Delta T_{ф}$);
- разброс температуры, связанный с допусками на изготовление элементов турбины и её экономичность ($\Delta T_{изг}$);
- разброс температуры, связанный с разбросом характеристик агрегатов двигателя ($\Delta T_{агр}$);
- разброс температуры, связанный с особенностями настройки двигателя ($\Delta T_{настр}$);
- изменение температуры, связанное с изменениями характеристик агрегатов в процессе работы двигателя из-за силовых и термических деформаций ($\Delta T_{эксп}$);
- изменение температуры, связанное с влиянием других агрегатов на параметры турбины, например утечки из насоса в турбину, которая влияет как на напряжённое состояние, так и на снижение среднетемпературной температуры газа ($\Delta T_{вл}$).

С учётом влияния приведённых факторов температура в проточной части турбины может быть определена по следующей зависимости:

$$T_m = T_{ном} - \Delta T_{нч} \pm \Delta T_{нер} \pm \Delta T_{вх} \pm \Delta T_{рег} \pm \Delta T_{ф} \pm \Delta T_{изг} \pm \Delta T_{агр} \pm \Delta T_{настр} \pm \Delta T_{эксп} \pm \Delta T_{вл},$$

где $T_{ном}$ – среднетемпературная температура газа на входе в турбину на номинальном режиме работы; $\Delta T_{нч}$ – снижение температуры газа при его течении в проточной части турбины.

Температура газа по проточной части турбины уменьшается от входа к выходу. Для эксплуатируемых в настоящее время ЖРД снижение температуры газа в проточной части от входа до выхода из турбины составляет 50...150 К. Поэтому в турбине ТНА наиболее напряжёнными элементами конструкции являются входная часть корпуса турбины и сопловой аппарат первой ступени. Максимальное снижение температуры газа $\Delta T_{нч}$ наблюдается на рабочих лопатках колеса турбины и выходной части корпуса турбины.

Максимальная температура газа на турбине может быть реализована при условии влияния всех факторов в направлении её увеличения:

$$T_m^{max} = T_{ном} - \Delta T_{нч} + \Delta T_{нер} + \Delta T_{вх} + \Delta T_{рег} + \Delta T_{ф} + \Delta T_{изг} + \Delta T_{агр} + \Delta T_{настр} + \Delta T_{эксп} + \Delta T_{вл}.$$

В то же время максимальная температура газа не должна превышать допустимой температуры для применяемого материала с учётом запаса факторов, которые не могут быть точно определены в процессе проектирования:

$$T_m^{\max} = T_{\text{доп}} - \Delta T_{\text{запас}}$$

где $T_{\text{доп}}$ – допустимая температура конструкции для выбранного материала; $\Delta T_{\text{запас}}$ – запас на трудно учитываемые факторы, влияющие на тепловое состояние конструкции.

С учётом приведённых факторов выражение для определения номинальной температуры рабочего тела на входе в турбину турбонасосного агрегата ЖРД при условии, что на входе в турбину $\Delta T_{\text{нч}} = 0$, будет выглядеть следующим образом:

$$T_{\text{ном}} = T_{\text{доп}} - \Delta T_{\text{запас}} - \Delta T_{\text{нер}} - \Delta T_{\text{вх}} - \Delta T_{\text{рег}} - \Delta T_{\text{ф}} - \Delta T_{\text{изг}} - \Delta T_{\text{агр}} - \Delta T_{\text{настр}} - \Delta T_{\text{экспл}} - \Delta T_{\text{вл}}.$$

Рассмотрим их более подробно.

Величина запаса температуры на трудно учитываемые факторы зависит от схемы двигателя, способа изготовления элементов конструкции, в том числе возможного наличия дефектов, влияющих на работоспособность, напряжённость турбины и т.п.

С учётом более низкой напряжённости турбин двигателей, выполненных по схеме без дожигания генераторного газа по сравнению с турбинами двигателей, выполненных по схеме с дожиганием генераторного газа, запас по температуре для них может быть существенно меньше.

Например, изготовление конструкции с использованием аддитивных технологий требует необходимости учёта влияния на работоспособность дефектов в виде несплавления по границам гранул или раковин, образованных несплавленными гранулами [5]. Такие дефекты могут не выявляться в процессе контроля с применением томографии, что требует повышения запаса по допустимым напряжениям, то есть снижения температуры генераторного газа.

Применение схемы двигателя с дожиганием окислительного генераторного газа предполагает введение дополнительного запаса по температуре для обеспечения стойкости конструкции к возгоранию. С учётом современных достижений в материаловедении, работ по исследованию стойкости конструкционных материалов к возгоранию в среде окислительного генераторного газа, опыта эксплуатации жидкостных ракетных двигателей РД170, РД171, РД171М, РД180, РД191, РД0124, РД0124А, 11Д58М и других видно, что выбор предельно допустимой температуры определяется не столько схемой двигателя – с дожиганием окислительного или восстановительного генераторного газа, сколько прочностью и долговечностью конструкции, в том числе с учётом влияния температурных факторов.

В то же время в определении максимальной температуры на входе для турбин, работающих на окислительном и восстановительном генераторном газе, есть некоторые отличия.

Для турбин, работающих на окислительном генераторном газе, предельная допустимая температура на входе должна определяться по максимальной местной температуре газа на входе в турбину, так как величина местной температуры определяет запасы по стойкости конструкции турбины к возгоранию.

Для элементов конструкции турбин, работающих на восстановительном генераторном газе, температура конструкции может приниматься равной максимальной среднemasсовой температуре газа на выходе из газогенератора без учёта неравномерности температурного поля. Однако неравномерность температурного поля должна быть учтена в расчёте долговечности элементов турбины.

В общем случае на стадии проектирования может быть рекомендована величина запаса температуры на трудно учитываемые факторы в диапазоне от 20 до 200 К, при этом меньшая величина относится к однорежимным двигателям без дожигания генера-

торного газа, а большая – к многорежимным двигателям многократного применения, выполненным по схеме с дожиганием генераторного газа. Следует отметить, что современные ЖРД даже при однократном использовании в составе ракеты-носителя требуют проведения контрольно-технологических испытаний на рабочих компонентах топлива без последующей переборки. Таким образом, турбины таких ЖРД можно считать турбинами многократного использования.

Неравномерность температурного поля на входе в турбину ($\Delta T_{\text{нер}}$) является одним из основных факторов, влияющих на выбор температуры генераторного газа на входе в турбину. Величина $\Delta T_{\text{нер}}$ определяется совершенством процессов в газогенераторе и для современных двигателей составляет от 20 до 80 К [6 – 8]. Влияние неравномерности температурного поля на тепловое состояние и на работоспособность элементов конструкции вдоль проточной части различное. Поэтому при проектировании необходимо определить по какому элементу конструкции должна назначаться допустимая температура и какая должна быть величина этой температуры. Приращение температуры конструкции турбины из-за неравномерности температурного поля на входе и выходе различно. Приращение температуры корпусов подвода и отвода турбины практически равно $\Delta T_{\text{нер}}$. Приращение температуры рабочих лопаток меньше, чем $\Delta T_{\text{нер}}$, так как при вращении ротора лопатки поочередно проходят зоны повышенной и пониженной температуры.

Неравномерность температурного поля может быть радиальной, окружной и местной. Радиальная неравномерность, например, может возникать за счёт пристеночного слоя, имеющего более низкую, чем основной поток, температуру. Радиальная неравномерность может иметь как положительное, так и отрицательное влияние на напряжённое состояние лопаток и бандажа колёс турбины. Окружная неравномерность температуры газа создает динамические нагрузки на лопатках, снижающие ресурс лопаток турбины, так как окружное усилие на лопатках изменяется при переходе из «холодной» в «горячую» зону.

Обеспечение минимальной неравномерности температурного поля на входе в турбину – важная задача в выборе допустимой температуры газа и в обеспечении работоспособности турбины. Для оценки долговечности лопаток турбины и окончательного выбора температуры газа на входе в турбину необходим детальный расчёт теплового и напряжённо-деформированного состояния лопаток турбины.

В процессе создания многорежимного однокамерного ЖРД, выполненного по схеме с дожиганием окислительного генераторного газа, были получены следующие значения неравномерности температурного поля на выходе из газогенератора [8]:

- радиальная неравномерность $\Delta \bar{T}_{\text{нер}}^{\text{рад}}$ от –3,9 до 1,6 %;
- окружная неравномерность $\Delta \bar{T}_{\text{нер}}^{\text{окр}}$ от –3,8 до 6,3 %;
- максимальная неравномерность $\Delta \bar{T}_{\text{нер}}^{\text{max}}$ от –3,8 до 6,3 %.

Таким образом, при выборе температуры газа на турбине ТНА можно предварительно принимать неравномерность температурного поля на входе в турбину от –4 до 7% от среднemasсовой температуры генераторного газа.

Величины ΔT_{ex} , $\Delta T_{\text{рег}}$, $\Delta T_{\text{ф}}$ определяются требованиями технического задания на двигатель. Величины $\Delta T_{\text{экспл}}$, $\Delta T_{\text{вл}}$ определяются особенностями конструкции насосов и турбин, существенно изменить их значения можно только серьёзной переделкой конструкции. Величины $\Delta T_{\text{изг}}$, $\Delta T_{\text{агр}}$, $\Delta T_{\text{настр}}$ могут быть уменьшены за счёт уменьшения допусков на изготовление деталей, взаимной подгонки размеров деталей, селективного

отбора деталей при сборке агрегатов или селективного подбора агрегатов при настройке и общей сборке двигателя. При проектировании ТНА особое внимание уделяется обеспечению минимального разброса величин зазоров по уплотнениям рабочих колес турбины и крыльчаток насосов. Вызвано это тем, что утечки через уплотнения, определяемые величинами зазоров, оказывают существенное влияние на экономичность насосов и турбин ТНА, а следовательно и на температуру газа на входе в турбину. Поэтому, как правило, назначается точность изготовления уплотнительных поясков крыльчаток, плавающих колец и элементов щелевых уплотнений, превышающая точность изготовления остальных деталей. Для уменьшения влияния допусков на изготовление в одноблочной схеме ТНА по результатам гидравлических испытаний насосов может проводиться доработка крыльчаток по наружному диаметру одного из насосов для обеспечения требуемого соотношения напоров насосов окислителя и горючего. Сопловые аппараты турбин подвергаются проливке или продувке и последующей доработке до требуемой величины проходного сечения. Величина ΔT_{agr} дополнительно может быть уменьшена за счёт поднастройки двигателя по результатам контрольных испытаний двигателя на рабочих компонентах.

Задача внедрения мероприятий по снижению $\Delta T_{изг}$, ΔT_{agr} , $\Delta T_{настр}$ особенно актуальна для малоразмерных двигателей. С уменьшением тяги двигателя уменьшение допусков на изготовление элементов проточной части насосов и турбины значительно меньше, чем уменьшение расходов через насосы и турбину, что приводит к повышенному влиянию допусков изготовления на характеристики насосов и турбины. Поэтому обеспечению высокой точности изготовления деталей ТНА малоразмерных двигателей должно уделяться особое внимание.

В зависимости от назначения двигателя, его схемы и циклограммы работы диапазон изменения параметров $\Delta T_{вх}$, $\Delta T_{рег}$, $\Delta T_{ф}$ может быть различным и на стадии проектирования определяется расчётным путём. Например, для форсированного варианта двигателя РД120 с тягой 93 тс при номинальной температуре рабочего тела на входе в турбину 792 К максимальная температура с учётом параметров регулирования составляет 917 К. То есть приращение температуры за счёт факторов $\Delta T_{вх}$, $\Delta T_{рег}$, $\Delta T_{ф}$ составило 125 К. При этом сохраняются достаточные запасы работоспособности турбины турбонасосного агрегата по температуре, для двигателя-прототипа РД120 было достигнуто максимальное значение температуры генераторного газа на входе в турбину 963 К [9].

Влияние факторов, связанных с допусками на изготовление, деформациями и взаимным влиянием агрегатов двигателя $\Delta T_{экссл}$, $\Delta T_{вл}$, $\Delta T_{изг}$, ΔT_{agr} , $\Delta T_{настр}$, определяется при создании двигателя как расчётом при предельных сочетаниях допусков на изготовление, так и в процессе доводки: автономных испытаний элементов конструкции и агрегатов, огневых доводочных испытаний двигателя. На этапе проектирования можно либо учитывать эти факторы в составе $\Delta T_{занас}$ (запаса по температуре на трудно учитываемые факторы), либо назначать значения экспертным способом на основании опыта создания турбин ТНА ЖРД.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

Выбор температуры генераторного газа на турбине требует учёта большого числа различных факторов, связанных как с параметрами двигателя, так и с особенностями его конструкции и изготовления.

В целом выбор предельно допустимой температуры определяется не столько схемой двигателя и химическим составом генераторного газа, сколько прочностью и долговечностью конструкции, в том числе с учётом влияния температурных факторов.

Библиографический список

1. Дмитренко А.И., Иванов А.В., Кравченко А.Г., Момотов В.И., Савин А.А., Глебов В.А. Разработка турбонасосных агрегатов для современных кислородно-керосиновых двигателей с дожиганием окислительного генераторного газа // Космонавтика. 2012. № 2. С. 42-49.
2. Чванов В.К., Кашкаров А.М., Ромасенко Е.Н., Толстиков Л.А. Турбонасосные агрегаты ЖРД конструкции НПО Энергомаш // Конверсия в машиностроении. 2006. № 1. С. 15-21.
3. Sutton G.P. Turbopumps, a historical perspective // AIAA/ASME/SAE/ASEE 42nd Joint Propulsion Conference (July, 9-12, 2006, Sacramento, California). V. 9. P. 6784-6824.
4. Иванов А.В., Белоусов А.И., Дмитренко А.И. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД. Воронеж: ВГТУ, 2011. 283 с.
5. Иванов А.В., Рудис М.А. Оценка долговечности лопаток рабочего колеса турбины ТНА при наличии дефектов, вызванных особенностями изготовления // Авиационные двигатели. 2020. № 2 (7). С. 7-14. DOI: 10.54349/26586061_2020_2_7
6. Барсуков О.А., Стриженко П.П. Результаты огневых испытаний окислительного газогенератора ЖРД 11Д58МФ // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2014. № 5 (47), ч. 3. С. 167-175. DOI: 10.18287/1998-6629-2014-0-5-3(47)-167-175
7. Ягодников Д.А., Чертков К.О., Антонов Ю.В., Новиков А. Численное исследование рабочего процесса в восстановительном газогенераторе кислород-метанового ЖРД разгонного блока // Аэрокосмический научный журнал. 2015. № 5. С. 12-25. DOI: 10.7463/aersp.0515.0821899
8. Аджян А.П. Особенности разработки окислительного газогенератора для многорежимного однокамерного двигателя // Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко. 2010. № 27. С. 200-216.
9. Каторгин Б.И., Чванов В.К., Фатуев И.Ю., Коновалов С.Г. Исследование особенностей форсирования двигателя РД-120 // Вестник отделения «Космические энергетические системы нового поколения» Российской академии космонавтики им. К.Э. Циолковского. 2004. Вып. 1. С. 11-16.

CHOICE OF GAS TEMPERATURE AT THE TURBOPUMP TURBINE INLET

© 2021

A. V. Ivanov Doctor of Science (Engineering), Associate Professor, Deputy Chief Designer for Science and New Technologies;
JSC NPO Energomash, Khimki, Russian Federation;
Professor of Department 203;
Moscow Aviation Institute (National Research University),
Moscow, Russian Federation;
iav308@inbox.ru

The article considers some issues of choosing the gas temperature at the inlet of a liquid rocket engine turbopump turbine. The turbine is one of the key elements of the engine and its operability depends on the gas temperature. In addition, the turbine inlet gas temperature determines its power and main parameters of the engine – chamber pressure and thrust. The higher turbine inlet gas temperature, the higher the chamber pressure and the better engine performance. The permissible temperature of the turbine structure is determined by the required safety margins and durability of the turbine rotor blades. For expendable engines, the safety margin is determined by the material short-term strength at maximum gas temperature. For reusable engines with a long service life, the safety factor is

determined by the material long-term strength. The article presents the main factors affecting the choice of the generator gas temperature. It shows that one of the main factors is the non-uniformity of the temperature field at the turbine inlet. The choice of maximum admissible temperature is determined not so much by the engine schematic – with the afterburning of oxidizing or reducing generator gas, but by the strength and durability of the structure with account of the influence of temperature factors.

Turbine; temperature; non-uniformity

Citation: Ivanov A.V. Choice of gas temperature at the turbopump turbine inlet. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 20-27. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-20-27

References

1. Dmitrenko A.I., Ivanov A.V., Kravchenko A.G., Momotov V.I., Savin A.A., Glebov V.A. Modern oxygen-kerosene oxidiser staged-combustion cycle engines turbopumps development. *Kosmonavtika*. 2012. No. 2. P. 42-49. (In Russ.)
2. Chvanov 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 Bulding of Russia*. 2006. No. 1. P. 15-21. (In Russ.)
3. Sutton G.P. Turbopumps, a historical perspective. *AIAA/ASME/SAE/ASEE 42nd Joint Propulsion Conference (July, 9-12, 2006, Sacramento, California)*. V. 9. P. 6784-6824.
4. Ivanov A.V., Belousov A.I., Dmitrenko A.I. *Turbonasosnye agregaty kislorodno-vodorodnykh ZhRD* [Turbopumps for oxygen-hydrogen rocket engines]. Voronezh: Voronezh State Technical University Publ., 2011. 283 p.
5. Ivanov A.V., Rudis M.A. Durability assessment of turbopump turbine wheel blades with manufacturing feature defects. *Aviation Engines*. 2020. No. 2 (7). P. 7-14. (In Russ.). DOI: 10.54349/26586061_2020_2_7
6. Barsukov O.A., Strizhenko P.P. Results of hot tests of an oxygen preburner of a liquid-propellant engine 11D58MF. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No. 5 (47), part 3. P. 167-175. (In Russ.). DOI: 10.18287/1998-6629-2014-0-5-3(47)-167-175
7. Yagodnikov D.A., Chertkov K.O., Antonov Yu.V., Novikov A. Numerical study of the working process in the reducing gas generator of the upper stage oxygen - methane engine. *Aerospace Scientific Journal of the Bauman MSTU*. 2015. No. 5. P. 12-25. (In Russ.). DOI: 10.7463/aersp.0515.0821899
8. Adzhjan A.P. Features of development of oxidizer-rich preburner for multimode single-chamber engine. *Proceedings of NPO Energomash*. 2010. No. 27. P. 200-216. (In Russ.)
9. Katorgin B.I., Chvanov V.K., Fatuev I.Yu., Konovalov S.G. Features of RD-120 engine forcing investigation. *Vestnik otdeleniya «Kosmicheskie Energeticheskie Sistemy Novogo Pokoleniya» Rossiyskoy akademii kosmonavtiki im. K.E. Tsiolkovskogo*. 2004. Iss. 1. P. 11-16. (In Russ.)

СТРУКТУРА БАЗЫ ЗНАНИЙ В ОБЕСПЕЧЕНИЕ СОЗДАНИЯ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ НА ОСНОВЕ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

© 2021

В. В. Рыжков кандидат технических наук, руководитель Научно-исследовательского центра космической энергетики; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; ke_src@ssau.ru

Представлены некоторые данные о базе знаний в обеспечение разработки жидкостных ракетных двигателей малой тяги с использованием компьютерных технологий. Предложена структура базы на основе характерных признаков двигателей, включая назначение, компоненты топлива, физические принципы организации рабочего процесса двигателей и др. Наличие в базе электронных версий принципиальных схем, технического облика и основных достигнутых характеристик позволит на стадии проектирования новых изделий выбрать эффективные конструктивные решения, которые в дальнейшем приведут к требуемым параметрам и характеристикам разрабатываемых ракетных двигателей малой тяги. Портрет двигателя, используемый в базе, позволяет оценить возможности технического решения, применённого в конструкции, а также проследить тенденции развития того или иного направления. Особенность создаваемой базы заключается в том, что параллельно с информацией о ракетных двигателях малой тяги накапливаются сведения об их составляющих и комплектующих, которые также могут быть использованы в новых разработках. Учитывая возрастающий объём базы знаний по ракетным двигателям малой тяги, представлены некоторые виды коммуникаций, позволяющие оперативно найти искомую информацию, но требующую определённого упорядочения заложенных данных уже на начальных этапах.

База знаний; ракетный двигатель малой тяги; математические модели; графические пакеты; электронные версии технических решений; двигатели на различных физических принципах; виды коммуникаций с базой знаний

Цитирование: Рыжков В.В. Структура базы знаний в обеспечение создания жидкостных ракетных двигателей малой тяги на основе компьютерных технологий // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 28-39. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-28-39

Создание сложных изделий ракетно-космической техники (РКТ), к которым относятся жидкостные ракетные двигатели, в том числе малой тяги (ЖРДМТ), с применением современных компьютерных технологий предполагает использование базы знаний, включающей: основные сведения о параметрах, схемах ЖРДМТ, конструкторские решения составных частей двигателей различного целевого назначения в электронном виде, технический облик ракетных двигателей и др.

Электронная база знаний разрабатывается в обеспечение создания новых ЖРДМТ. Она позволяет выделить характерные технические решения, используемые в отдельно взятом изделии, проследить тенденции развития таких двигателей по совокупности разработок, включая известные зарубежные двигатели, а также связать используемые конкретные схемные решения и энергетические характеристики, что является важным при проектировании новых конструкций двигателей.

При разработке следует одновременно решать задачи концептуального проектирования, использовать различные виды инженерного анализа, моделирования возможных опасных режимов работы, а также компоновать изделие и формировать его технический облик. Параллельно получаемые при этом данные необходимо использовать для

подготовки производства. Кроме того, требуется управлять всеми создаваемыми элементами электронной модели (структурой изделия) и процессом создания изделия.

Особенностью разрабатываемой базы знаний является наличие составляющих ЖРДМТ, таких как, например, смесительные элементы, смесительные головки и другие. Причем эту информацию можно использовать в двух вариантах. Первый – заимствовать известное техническое решение и интегрировать его в новую разработку, второй – использовать основную идею технического решения и на этой основе строить собственную разработку.

Структура базы знаний, необходимых для принятия основных решений, определяющих технический облик изделия, может быть представлена по типу матрицы, где по одному направлению расположены виды знаний, а по другому – уровни знаний, используемые на различных стадиях выполнения проекта.

Первая составляющая структуры базы знаний – различные программные продукты для инженерного анализа: расчётные математические модели рабочего процесса ЖРДМТ (составляющих рабочего процесса); модели систем подачи компонентов топлива, включая импульсный режим работы; модели смесительных головок и форсуночных элементов, модели жидкофазного смешения самовоспламеняющегося жидкого ракетного топлива; комплексы вычислительной газовой динамики для описания стационарного (нестационарного) пространственного многокомпонентного вязкого (турбулентного) химически реагирующего потока рабочего тела в до-, транс- и сверхзвуковых областях и др. В современных пакетах вычислительной газовой динамики типа ANSYS CFX [1] и других можно использовать кроме системы уравнений движения различные модели турбулентности, преобразования компонентов топлива в продукты сгорания (модели горения), условия теплообмена на стенке двигателя и т.д. Математические модели отдельных процессов, составляющих внутрикамерный рабочий процесс, в конечном итоге позволяют получить информацию, необходимую для составления исходных на проектирование данных, получить адекватные схемные решения проектируемого двигателя, предсказать его энергетические характеристики, найти распределение компонентов топлива, обеспечивающее допустимое для используемых конструктивных материалов тепловое состояние ЖРДМТ.

Следующая составляющая структуры базы знаний позволяет осуществить процесс проектирования ЖРДМТ в среде одного из современных графических пакетов с учётом компьютерной среды разработки, базовых приёмов проектирования, возможностей выпуска конструкторской документации в соответствии с ГОСТами, действующими на территории России, и других особенностей программного обеспечения.

Далее следует составляющая структуры базы знаний, объединяющая электронные версии известных технических решений в области ЖРДМТ, что позволит получить информацию о двигателях различного назначения; жидкостных ракетных двигателях малой тяги на различных компонентах топлива; принципиальных схемах двигателей; двигателях, рабочий процесс которых организован на различных физических принципах; двигателях с различными параметрами и типами сопел; зарубежных двигателях; технических решениях элементов смесеобразования (смесительных головок), вспомогательных агрегатов и т.д.

Завершающая составляющая базы знаний объединяет сведения о ЖРДМТ, которые по каким-либо причинам не нашли практического применения в объектах ракетно-космической техники, а также дополнительную информацию. Так, представляют интерес решения, принятые в двигателях, которые по схемам, параметрам и другим критериям опережали свое время; по опытным изделиям, которые затем по технологическим причинам или из-за отсутствия материалов с требуемыми свойствами и т.д. претерпели существенные конструктивные изменения; а также перспективным разработкам, на ко-

торых опробовались принципиальные решения в области ЖРДМТ, в том числе актуальные исследования сопел различных типов, например, внешнего расширения, без применения которых становятся проблематичными и новые разработки в области ЖРДМТ. Данные о применённых в различных ЖРДМТ технических решениях и параметрах, реализуемых при этом в двигателях, позволят определить тенденции развития ЖРДМТ.

Целенаправленный поиск результатов исследований, их структурирование и обеспечение к ним доступа разработчиков через специальную базу знаний позволит создавать ЖРДМТ нового поколения с более высокими параметрами, высокой надёжностью и улучшенными энергомассовыми показателями.

Важной функцией базы знаний является возможность проектирования и управления этим процессом на основе современного состояния основных технических решений. При этом по ракетным двигателям малой тяги, предназначенным для создания управляющего импульса тяги в условиях космического пространства, могут использоваться двигатели на различных физических принципах организации рабочего процесса и обладающие рядом особенностей.

Классификация ракетных двигателей малой тяги для систем управления космических аппаратов может быть следующей:

- двигатели на сжатом газе;
- ядерные двигатели (с изотопным реактором, с реактором деления, с реактором синтеза);
- электроракетные двигатели (с газодинамическим ускорением, с электростатическим ускорением, с электромагнитным ускорением);
- двигатели на химическом топливе [газовые двигатели, жидкостные двигатели (на унитарном топливе, на двухкомпонентном топливе), твердотопливные двигатели (на сублимирующем топливе, на гомогенном топливе, на гетерогенном топливе)];
- гибридные двигатели (на твёрдом окислителе, на жидком окислителе).

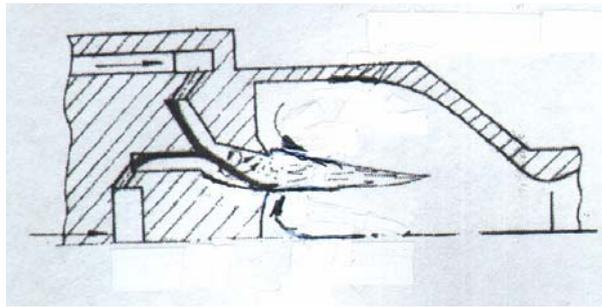
Не по всем направлениям классификации в настоящее время имеются разработки ракетных двигателей малой тяги, но по мере их создания предполагается, что они будут наполнять базу знаний.

В базе представлены данные по ракетным двигателям малой тяги, в частности МД 08 на газообразном рабочем теле азот/гелий, развивающий номинальную тягу $P_n = 0,8/0,73$ Н, реализующий удельный импульс тяги $I_y'' = 716/1657$ м/с. Минимальная длительность включения $\tau_{\min} = 0,03$ с. Применяется в скафандре космонавтов, в двигательной установке возвращаемого аппарата КА «Фобос-Грунт» [2].

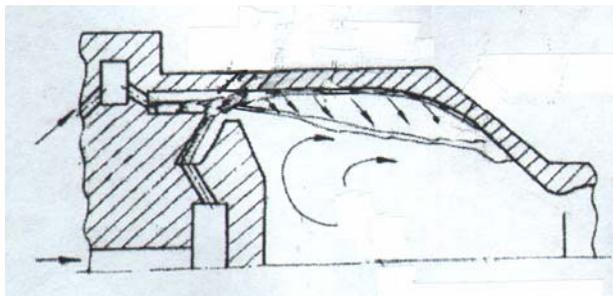
Достаточно широкий диапазон тяг у двигателей термokatалитического разложения гидразина. В [3] представлены ЖРДМТ 255У.208 (тяга $P_n = 5$ Н), 9А6 (тяга $P_n = 25$ Н) и др. Гидразин – однокомпонентное топливо. При его преобразовании реализуется удельный импульс двигателя $I_y'' \sim 2300$ м/с. Особенность ЖРДМТ на этом топливе – радиопрозрачность продуктов истечения из сопла, поэтому целесообразно его использование на межпланетных станциях и аппаратах.

Наиболее распространенным типом ЖРДМТ систем управления различных объектов ракетно-космической техники до настоящего времени являются двухкомпонентные жидкостные ракетные двигатели малой тяги. В качестве примера рассмотрим представленный в базе двухкомпонентный жидкостный ракетный двигатель малой тяги ЭД-200-1 [4] (рис. 1). Разработчик – Самарский университет. Экспериментальный образец ЖРДМТ предназначен для оценки возможности достижения предельных энергетических параметров.

ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА



а



б

ОБЩИЙ ВИД



Рис. 1. Двухкомпонентный ракетный двигатель малой тяги ЭД-200-1:
 а – схема организации рабочего процесса на базе клинового смесительного элемента с жидкофазным взаимодействием компонентов в ядре камеры сгорания;
 б – схема организации рабочего процесса на базе клинового смесительного элемента с жидкофазным взаимодействием компонентов на стенке камеры сгорания

На основании предложенных в Самарском университете способов, физических и математических моделей организации рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги, реализующих жидкофазное взаимодействие самовоспламеняющихся компонентов топлива, полученных количественных параметров жидкофазных (ЖФПП) и газофазных (ГФПП) промежуточных продуктов, предложен ряд перспективных схем смесеобразования в ЖРДМТ различных уровней тяги, выполненных на базе клиновых, струйных, центробежных и комбинированных смесительных элементов. Разработанные экспериментальные образцы с клиновыми смесительными элементами (рис. 1) имеют следующие технические характеристики. Компоненты: горючее/окислитель – НДМГ/АТ, соотношение компонентов $1,25 \pm 0,2$, номинальная тяга 2000 Н, номинальное давление на входе 1,5 МПа, давление в камере сгорания 0,7 МПа, время включения 0,05...500 с, удельный импульс тяги в непрерывном режиме работы 3200 м/с ($\bar{F}_c \sim 50$).

На рис. 2 [3] показан ЖРДМТ С5.165, предназначенный для использования в составе ДУ КА различного целевого назначения. Смесеобразование самовоспламеняющихся компонентов топлива ЖРДМТ выполнено на базе дефлекторно-центробежной схемы на стенке камеры сгорания двигателя, реализуя жидкофазное смешение самовоспламеняющегося топлива. Характерным является то, что аналогичная схема ЖРДМТ заложена в параметрический ряд двигателей тягой $P = 12$ Н, 25 Н, 50 Н, 100 Н, 200 Н, 400 Н, 600 Н, 1000 Н. Разработчик – «Конструкторское бюро химического машиностроения им. А.М. Исаева».

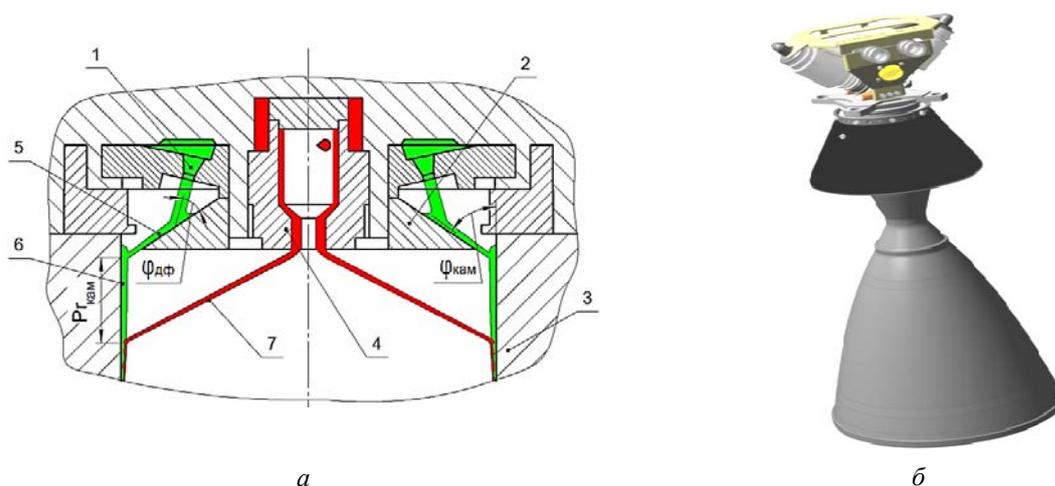


Рис. 2. Двухкомпонентный ракетный двигатель малой тяги С5.165:
 а – принципиальная схема: 1 – струйная форсунка окислителя; 2 – дефлектор; 3 – стенка камеры сгорания; 4 – центробежная форсунка горючего; 5 – первичная плёнка окислителя; 6 – вторичная плёнка окислителя; 7 – факел распыла центробежной форсунки;
 б – общий вид

Технические характеристики ЖРДМТ С5.165 следующие: компоненты горючее/окислитель – НДМГ/АТ, соотношение компонентов 1,85, номинальная тяга 392 Н, удельный импульс тяги в непрерывном режиме 312 с, время единичного включения 0,05...4000 с, геометрическая степень расширения сопла 100, длина 485 мм, масса 2,7 кг.

На рис. 3 [2] представлен ЖРДМТ 11Д458Ф на самовоспламеняющемся топливе. Следует отметить, что отечественные разработки ЖРДМТ используют в качестве топлива пару – несимметричный диметилгидразин и азотный тетраоксид (НДМГ+АТ), а зарубежные производители двигателей – топливо монометилгидразин (ММГ) и азотный тетраоксид, а также гидразин (N_2H_4) + азотный тетраоксид. Последние две топливные пары обладают несколько большей энергетикой, чем топливо, применяемое в отечественных разработках, но проигрывают в стабильности при длительном хранении.

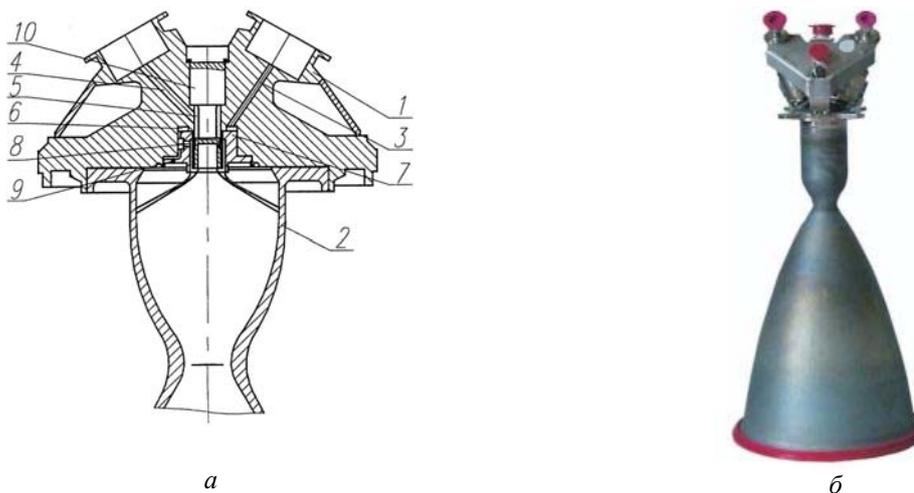


Рис. 3. Двухкомпонентный ракетный двигатель малой тяги 11Д458Ф:
 а – принципиальная схема: 1 – смешивательная головка; 2 – камера двигателя; 3 – канал окислителя; 4 – канал горючего; 5 – коллектор горючего; 6 – коллектор окислителя; 7 – втулка; 8 – тангенциальные отверстия центробежной форсунки окислителя; 9 – струйные форсунки; 10 – стержень с тангенциальными отверстиями центробежной форсунки горючего;
 б – общий вид

Разработчик ЖРДМТ 11Д458Ф – АО НИИмаш. Двигатель предназначен для использования в составе двигательной установки перелётного модуля космического аппарата международной программы «Фобос-Грунт». Технические характеристики двигателя следующие: горючее/окислитель – НДМГ/АТИН, соотношение компонентов $1,85 \pm 0,15$; номинальная тяга 382,2 Н, удельный импульс в непрерывном режиме – не менее 2979 м/с, номинальное давление на входе 1,18 МПа, средний минимальный импульс за включение 15,7 Н·с, время включения 0,05...2000 с, геометрическая степень расширения сопла 100, максимальная длина двигателя 483 мм, максимальная масса 3,3 кг, количество включений 10 000, рабочее напряжение 27 В.

В базе знаний представлены примеры ЖРДМТ, в том числе на несамовоспламеняющихся топливных композициях. Внешний вид этих двигателей показан на рис. 4, 5 [2; 5]. Причём на рис. 4 показан двигатель на компонентах керосин + газообразный кислород, а на рис. 5 – РДМТ на топливе газообразные водород + кислород. Разработчик этих двигателей – АО НИИмаш. Двигатель 17Д16 использовался в составе много-разового транспортного космического корабля (МТКК) «Буран». Предназначен для управления ориентацией МТКК в пространстве по командам, подаваемым системой управления. Технические характеристики РДМТ следующие: компоненты O_2 газ + керосин, номинальная тяга 196,2 Н, удельный импульс тяги в непрерывном режиме 2521 м/с (257 кгс·с/кг), номинальное давление на входе «О»/«Г» 3,43/1,62 МПа, средний минимальный импульс за включение 10,8 Н·с, время включения 0,06...180 с, максимальная масса 7 кг, максимальная длина двигателя 360 мм, геометрическая степень расширения сопла 52,9, максимальный диаметр сопла 87,3 мм, количество включений 40 000, номинальное напряжение 27 В, диапазон напряжений 23...34 В, ток срабатывания обоих электроклапанов – не более 0,7 А, ток срабатывания АЗ (апогей зажигания) – не более 1 А.

Разработчик РДМТ (рис. 5) – компания «EADS Astrium». Кислородно-водородный РДМТ планируют использовать на апогейных ускорителях тяжёлых спутников связи, межпланетных КА и межорбитальных транспортных аппаратах. Технические характеристики двигателя следующие: тяга 240–480 Н, удельный импульс 415 с, соотношение компонентов $k_m = 3,6...6,5$, топливо – кислород + водород, давление в камере 0,4–0,8 МПа, количество включений $4 \cdot 10^4$, длина 390 мм, длительность эксплуатации 15 лет, расход 0,06...0,12 кг/с, эффективность 91%, степень расширения 57:1, масса 1,88 кг.

Двигатели (рис. 4, 5) объединяет наличие внешней системы зажигания, которая должна обеспечить, в том числе, и работу в импульсном режиме.



Рис. 4. Ракетный двигатель малой тяги 17Д16



Рис. 5. Кислородно-водородный РДМТ

В базе представлен ряд электроракетных двигателей малой тяги, включая стационарный плазменный двигатель СПД-50 [6]. Отличительной особенностью электроракетных двигателей является существенно более высокий удельный импульс тяги, чем у двигателей других типов. Так, СПД-50 обеспечивает $I_{yH} = 8000$ м/с. Однако недостатком последних является невозможность развивать значительные тяги из-за особенностей организации рабочего процесса. Тяга ЭРД СПД-50 составляет $P \sim 4 \cdot 10^{-2}$ Н.

В базе знаний собрана информация в виде схем, конструкций и данных по составным частям жидкостных ракетных двигателей малой тяги в следующей последовательности: информация по воспламенительным устройствам, по элементам смесеобразования, по смесительным головкам, по элементам тепловой защиты, по комплектующим двигателям и др.

В части воспламенительных устройств охвачены конструкции следующих систем: электроискровых, плазменных, пьезоэлектрических, газодинамических, лазерных и др.

В качестве примера систем воспламенения на рис. 6 представлена конструкция перспективного воспламенительного устройства [7].

Предполагается, что воспламенение топливной смеси в РДМТ происходит в два этапа: первый реализуется в воспламенительном устройстве при оптимальном составе и объёме компонентов топлива с образованием факела продуктов воспламенения, а второй – в камере сгорания с воспламенением основного топливного заряда от факела воспламенительного устройства.

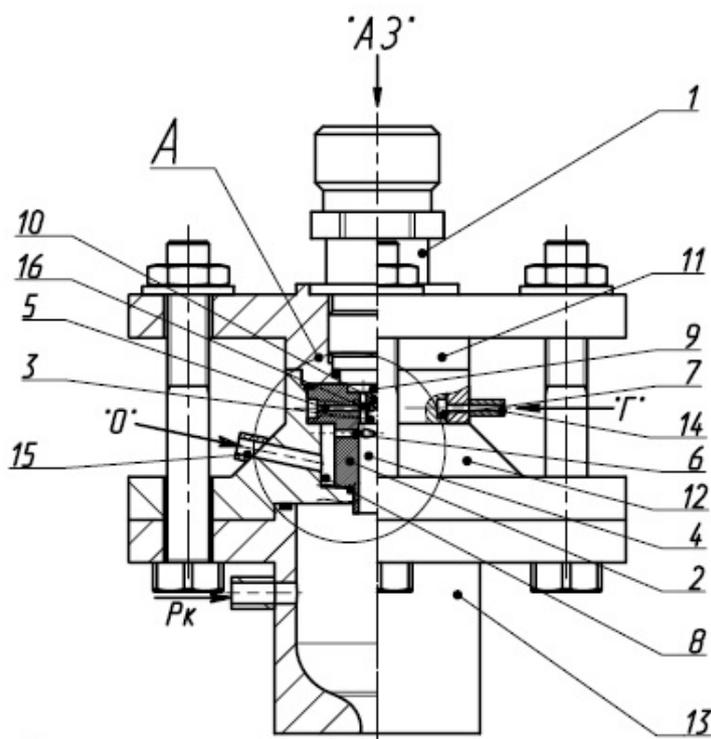


Рис. 6. Воспламенительное устройство РДМТ на несамовоспламеняющемся газообразном (жидком) горючем и газообразном окислителе:

- 1 – свеча зажигания поверхностного разряда; 2 – корпус воспламенительного устройства;
- 3 – канал жидкого (газообразного) горючего; 4 – канал газообразного окислителя;
- 5 – струйная форсунка горючего; 6 – струйная форсунка окислителя; 7 – коллектор горючего;
- 8 – коллектор окислителя; 9 – разрядная полость; 10 – центральное отверстие в диафрагме;
- 11 – верхний фланец; 12 – нижний фланец; 13 – модельная камера сгорания;
- 14 – канал подвода горючего; 15 – канал подвода окислителя; 16 – продольный канал

В базе знаний по смесительным элементам жидкостных ракетных двигателей малой тяги включены различные типы форсуночных элементов (жидкостные, газожидкостные, газовые) поскольку в зависимости от схемы ЖРДМТ в головку камеры сгорания компоненты топлива могут поступать в различном агрегатном состоянии. Поэтому выборки из базы можно формировать, основываясь на основных признаках, характерных для проектируемого двигателя.

На рис. 7 изображён общий вид интерфейса для описания газожидкостной форсунки внутреннего смешения, в которой специальным образом организовано взаимодействие потоков газа и жидкости, в результате чего на выходе из форсуночного элемента формируется газокпельный поток с размерами капель соизмеримыми с $d_{32} \sim 20 \cdot 10^{-6}$ м. Форсунки такого типа представляют интерес и могут быть востребованы в РДМТ на компонентах типа газ + жидкость.

Смесительные головки РДМТ представляют более сложные по сравнению с форсуночными элементами устройства, обеспечивающие смешение компонентов топлива и некоторые функции тепловой защиты конструкции двигателя, а также могут объединять форсунки различного типа.

В базе знаний представлена, в частности, смесительная головка изделия, работающего на компонентах газообразный кислород + жидкое горючее (керосин, спирт) (рис. 8). Основным элементом конструкции является газожидкостный дублет, показанный в плоскости разреза, выход которого направлен в предкамеру перпендикулярно оси двигателя. Охлаждение огневого днища реализуется струйными газовыми форсунками, расположенными по периметру камеры сгорания.

№ в базе данных 3.2.3.1.4.1.2.1

Источник
Пат. № 3790088 США, МКИ В05е 7/06. Propellant splash plate having flow directing means/ Ben F. Wilson (США). The United States of America as

Дополнительная информация
В описании патента имеются модификации конструкции канала подвода газа.

СПОСОБ И УСТРОЙСТВО ДЛЯ СОЗДАНИЯ МИКРОКАПЕЛЬ ЖИДКОСТИ

Чтобы производить микрокапельки жидкости, жидкая струя введена вдоль центральной оси в камеру распылителя с формированием конуса струи, и там на это действует внешний имеющий форму спирали поток газа. Чтобы далее понижать размер капелек, то же самое вводится в камеру реакции короткой длины и осуществлено то же самое дальнейшим имеющим форму спирали потоком газа. Способ или устройство особенно подходит для сгорания фактически без сажи горючих жидкостей, особенно масла.

Существующее изобретение базируется на проблеме создания способа и устройства для того, чтобы произвести микрокапельки жидкости, способе или устройстве позволяющем чрезвычайно чисто распылить вещество при также очень низком жидком давлении.

Проблема решена с отношением к способу изобретения, в котором жидкость введена от отверстия в камеру распылителя таким способом, что сформирован пустотелый конус струи и на этот конус струи действует внешний поток газа, путь потока которого является приблизительно концентрическим и имеющим форму спирали относительно теоретической оси конуса струи.

В соответствии с изобретением сильное столкновение жидкости и потока газа вызвано преднамеренно и управляется. Таким образом возможно получить также чистое распыление при очень низких давлениях жидкости, появляющейся из отверстия.

Предпочтительно, радиус имеющего форму спирали пути потока газа к направлению далеко от отверстия, уменьшен до возможного когда-либо степени однородной скорости. Таким образом поток газа испытывает дополнительное ускорение, последствием которого является то, что капельки жидкости разбиваются до увеличивающейся степени. Чрезвычайно чистые капельки жидкости или микрокапельки жидкости получены в порядке величины приблизительно 20 мк. Такой маленький средний размер капелек не может быть получен с известными форсунками или способами. В большинстве случаев сокращение среднего размера капелек к уровню ниже 50 мк было неудачно из-за ограниченных возможностей доступной производственной технологии.

В соответствии с аппаратными аспектами изобретения, аппарат для того, чтобы производить микрокапельки жидкости включает маленькую трубу, выходное отверстие которой вообще расположено в центре в пределах камеры распыления, и множества проходов входа газа, радиально расположенных от маленького отверстия трубы и приспособленных, чтобы передать имеющее форму спирали движение на газ, введенный в камеру распыления через проходы входа газа. Предпочтительно поперечное сечение камеры распыления уменьшается в направлении потока к выходу камеры распыления, такое уменьшение, является однородным.

На РИС 1 показан конструкция распыляющей камеры (продольное сечение); Хорошее распыление жидкости может быть получено распылительными устройствами, показанными в РИС 1.

Рис. 7. Общий вид интерфейса для описания газожидкостной форсунки

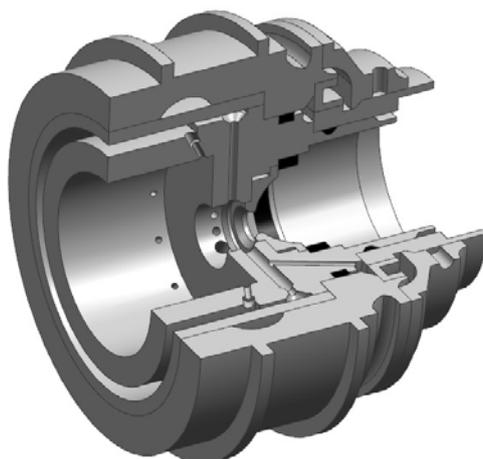


Рис. 8. Смесительная головка газожидкостного РДМТ

Важнейшей составляющей этапа проектирования ЖРДМТ является выбор средств обеспечения тепловой защиты двигателя. Для ракетных двигателей сравнительно больших тяг таким средством является регенеративное охлаждение с соответствующим набором приёмов проектирования этих систем.

Для двигателей малых тяг, как правило, используются возможности внутреннего охлаждения, и если один из компонентов находится в газообразном состоянии, то охлаждение конструкции осуществляется с помощью газовых завес (до- и сверхзвуковых).

В базе представлены варианты (конструктивные элементы) закрученной дозвуковой завесы, обеспечивающей допустимое (в зависимости от конструкционного материала) тепловое состояние камеры выше по потоку узла ввода завесы и ниже по потоку, включая минимальное сечение сопла Лаваля.

В базе знаний содержатся и другие конструкции узла завесы. Примеры некоторых функциональных составляющих ракетного двигателя, которые формируют проектный (технический) облик создаваемого двигателя: высоковольтный блок агрегата зажигания, свечи зажигания поверхностного разряда, высокодинамичные электропневмоклапаны и др.

Учитывая, что проблемных вопросов в жидкостных ракетных двигателях малой тяги достаточно много: в выборе схемных решений двигателя, надёжности систем, составляющих рабочего процесса в камере сгорания и соплах, а также ряда других, информация должна быть определенным образом структурирована.

Предполагая, что основная тенденция развития базы знаний в области ЖРДМТ – это увеличение информации как по видам знаний, так и по уровням, одной из серьёзных проблем становится вопрос организации коммуникаций с базой (разделами базы).

Предусмотрена работа с базой знаний по поиску необходимой информации в одном из трёх режимов: поиск информации по идентификационному номеру; поиск информации по «ключевым словам»; поиск информации по всей базе знаний. Эта схема предполагает хранить информацию в базе в соответствии с определенной структурой и дополнительными материалами, в качестве которых могут быть отличительные признаки объекта поиска.

Для поиска по идентификационному номеру предложена последовательность цифр, объединяющая основные характерные особенности объекта и структурированные специальным образом. Поиск информации по идентификационному номеру заключается в следующем. На примере форсуночных элементов в соответствии со схемой формирования номера каждой форсунки, помещенной в базу, присваивается индекс,

первые семь цифр которого определяются уровнем в последовательности отличительных признаков:

I – по фазовому состоянию компонентов топлива (жидкостные 1, газожидкостные 2, газовые 3);

II – по типу смешения компонентов топлива (внешнего 1, внутреннего 2; комбинированные 3);

III – по конструктивному признаку форсуночных элементов (с образованием струи 1, пленки 2, газокапельного потока 3);

IV – по виду энергии, используемой для распыливания (потенциальная энергия газа 1, акустическая энергия 2, энергия электрического поля 3, энергия магнитного поля 4, другие виды 5);

V – по механизму распыливания компонентов топлива (на несколько крупных фрагментов 1, по типу «парашют» 2, с образованием «мешка» 3, хаотическое 4, «обдирка» поверхностного слоя 5, взрывное разрушение 6);

VI – по вторичным эффектам дробления компонентов топлива (используется вторичное дробление 1, происходит коагуляция капель 2);

VII – по основному назначению форсуночных элементов (авиационные двигатели 1, ракетные двигатели 2, двигатели внутреннего сгорания 3, горелочные устройства 4, устройства технологического назначения 5, комбинированные конструкции 6).

В базе форсуночных элементов с одним идентификационным индексом может быть несколько. Между собой они отличаются порядковым номером в последнем разряде, но в рамках предложенного подхода они образуют одну группу форсунок. Поскольку число уровней в последовательности отличительных признаков принципиально можно увеличить, тем самым число форсунок в группах можно уменьшить.

Организация поиска информации по ключевым словам может быть реализована двумя способами. В первом случае оператором из определённого набора ключевых слов выбираются необходимые и выполняется сканирование текста описания форсунки, в результате чего находятся совпадения и по их числу делается выбор. Во втором случае – текст описания конструкции предваряется ключевыми словами и сканирование ведётся только в их рамках. Очевидно, что второй вариант является более оперативным, но требует дополнительной работы с базой знаний.

Способ получения информации по всей базе имеет право на существование, поскольку им приходится пользоваться в условиях неопределённости поиска.

Решение вопроса коммуникации с базой знаний (разделом базы знаний) предложенным, или каким-либо другим способом, потребует формирования информации, заложенной в базу определённым образом. Лучше это сделать в начальные периоды формирования базы знаний, не дожидаясь накопления достаточно большого объёма информации. Базы знаний, в том числе по жидкостным ракетным двигателям малой тяги и их составляющим (фрагменты изделий, функциональные конструктивные и технологические элементы для проектирования двигателей) должны регулярно пополняться и это является основным критерием их востребованности. Предполагается, что база знаний станет составной частью технологической цепочки по проектированию жидкостных ракетных двигателей малой тяги.

Предложенная структура базы знаний не является статичной и может видоизменяться для удобства использования в процессе создания жидкостных ракетных двигателей малой тяги. Важной составляющей базы знаний могут стать данные о надёжности конструкций отдельных элементов двигателей, способов и степени их отработки, включая новые для ЖРДМТ технические решения. База знаний в перспективе должна включать результаты исследований по основным процессам в элементах ЖРДМТ.

Библиографический список

1. ANSYS CFX – Solver Modeling buide. ANSYS CFX Release 11.0. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2006. 566 p.
2. АО «НИИМаш». Каталог продукции 2020. http://www.niimashspace.ru/files/2020/Katalog-НИИМаш-2020_compressed.pdf
3. КБХиммаш им. А.М. Исаева. ЖРДМТ от 0,5 кгс до 250 кгс. <http://www.kbhmisaeva.ru/main.php?id=33>
4. Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. Пути совершенствования рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 3 (34), ч. 3. С. 103-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2012-0-3-3(34)-103-108
5. AMPAC-ISP bipropellant engines provide attitude control for X-37B vehicle. <http://www.prnewswire.com/news-releases/ampac-isp-bipropellant-engines-provide-attitude-control-for-x-37b-vehicle-116658579.html>
6. Стационарный плазменный двигатель СПД-50. Официальный сайт ОКБ «Факел». <https://fakel-russia.com/produkcija>
7. Градов В.Н., Рыжков В.В. Ракетный двигатель малой тяги (РДМТ) с многокасадной камерой сгорания на газообразных водороде и кислороде: патент РФ № 2615883; опубл. 11.04.2017; бюл. № 11.

THE STRUCTURE OF KNOWLEDGE BASE TO SUPPORT THE DEVELOPMENT OF LOW-THRUST LIQUID-PROPELLANT ROCKET ENGINES BASED ON COMPUTER TECHNOLOGIES

© 2021

V. V. Ryzhkov Candidate of Science (Engineering), Head of the Research Center of Space Power Engineering; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; ke_src@ssau.ru

Some data on the knowledge base to support the development of low-thrust liquid-propellant rocket engines using computer technologies are presented. The structure of the base is proposed on the basis of characteristic features of engines, including the purpose, fuel components, physical principles of organizing the work process of the engines, etc. The presence of electronic versions of schematic diagrams, configuration and the main achieved characteristics in the database will make it possible to choose effective design solutions at the design stage of new products. In the future these solutions will lead to the required parameters and characteristics of the low-thrust rocket engines being developed. The description of the engine used in the database allows assessing the capabilities of the engineering solution used in the design, as well as tracing the development trends of a particular direction in rocket propulsion. The peculiarity of the base being created is that, in parallel with the information about low-thrust rocket engines, the data on their components and accessories is accumulating, which can also be used in new developments. Given the growing volume of the knowledge base on low-thrust rocket engines, some forms of communications are presented that make it possible to quickly find the required information, but requires certain ordering of the design data already at the initial stages.

Knowledge base; low-thrust rocket engine; mathematical models; graphic packages; electronic versions of engineering solutions; engines based on various physical principles; forms of communications with the knowledge base

Citation: Ryzhkov V.V. The structure of knowledge base to support the development of low-thrust liquid-propellant rocket engines based on computer technologies. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 28-39. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-28-39

References

1. ANSYS CFX – Solver Modeling guide. ANSYS CFX Release 11.0. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2006. 566 p.
2. AO «NIIMash». *Katalog produktsii 2020* [NIIMash. Catalogue of products]. Available at: http://www.niimashspace.ru/files/2020/Katalog-NIIMash-2020_compressed.pdf
3. KBkhimmash im. A.M. Isaeva. *ZhRDMT ot 0,5 kgs do 250 kgs* [KBkhimmash named after A.M. Isaev. Liquid-propellant low-thrust rocket engines from 0.5 kgf to 250 kgf]. Available at: <http://www.kbhmissaeva.ru/main.php?id=33>
4. Nigodjuk V.E., Sulinov A.V. Ways to improve the workflow of liquid rocket thrusters on hypergolic propellants. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2012. No. 3 (34), part 3. P. 103-108. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2012-0-3-3(34)-103-108
5. AMPAC-ISP bipropellant engines provide attitude control for X-37B vehicle. Available at: <http://www.prnewswire.com/news-releases/ampac-isp-bipropellant-engines-provide-attitude-control-for-x-37b-vehicle-116658579.html>
6. *Statsionarnyy plazmennyy dvigatel' SPD-50*. *Ofitsial'nyy sayt OKB «Fakel»* [Stationary plasma engine SPT-50. Official site of the «Fakel» design bureau]. Available at: <http://www.fakel-russia.com/production>
7. Gradov V.N., Ryzhkov V.V. *Raketnyy dvigatel' maloy tyagi (RDMT) s mnog-okaskadnoy kameroy sgoraniya na gazoobraznykh vodorode i kislorode* [Thruster with multi-stage combustion chamber at gaseous hydrogen and oxygen]. Patent RF, no. 2615883, 2017. (Publ. 11.04.2017, bull. no. 11)

ОСОБЕННОСТИ КОНТРОЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ НАЗЕМНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

© 2021

Д. В. Скиба кандидат технических наук, заместитель научного руководителя;
ООО «НПФ «Теплофизика», г. Уфа;
d.skiba@teplophysics.ru

Д. А. Максимов кандидат технических наук, первый заместитель директора;
ООО «НПФ «Теплофизика», г. Уфа;
teplophysics@mail.ru

Р. С. Кашапов кандидат технических наук, директор;
ООО «НПФ «Теплофизика», г. Уфа;
teplophysics@mail.ru

Т. С. Харисов ведущий инженер по техническому развитию;
ООО «НПФ «Теплофизика», г. Уфа;
аспирант;
Уфимский государственный авиационный технический университет;
kharisov_ts@mail.ru

Рассмотрены проблемы, возникающие при разработке малоэмиссионных камер сгорания с предварительным смешением топлива для газотурбинных установок наземного применения, связанные с возникновением пульсаций давления в камерах сгорания, а также со способами их регистрации и измерения. На сегодняшний день отсутствует единый метод оценки и расчёта амплитудно-частотных характеристик таких пульсаций и их измерения в целом. Статья подготовлена на основе многолетнего опыта измерения и регистрации пульсаций давления в условиях опытного стенда и эксплуатации. Приводятся методы оценки и накопления результатов измерений, выработаны критерии определения средней частоты и амплитуды колебаний, воспроизводимые в ходе экспериментов и при измерениях в натуральных условиях. Для выявления вибрационного горения также используется дополнительный критерий когерентности колебаний с помощью энтропийного коэффициента. Результаты расчётно-экспериментального исследования показывают, что пульсационное давление в объёме камеры сгорания не позволяет использовать зонды измерения пульсаций давления в воздушном объёме камеры сгорания для надёжного предотвращения возникновения вибрационного горения в ходе её эксплуатации.

Малоэмиссионная камера сгорания; предварительное смешение топлива; виброгорение; измерение пульсаций давления

Цитирование: Скиба Д.В., Максимов Д.А., Кашапов Р.С., Харисов Т.С. Особенности контроля пульсаций давления в камерах сгорания наземных газотурбинных установок // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 40-51. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-40-51

Мировым трендом совершенствования экологических показателей стационарных газотурбинных установок (ГТУ) является применение малоэмиссионных камер сгорания (МЭКС) на базе технологии DLE (Dry Low Emission), отличающихся особыми требованиями к регулированию рабочего процесса в них. Главным образом это связано с тем, что процесс горения смеси с предварительным смешением топлива в зависимости от режимных параметров на входе в камеру сгорания (КС) склонен к переходу в автоколебательный режим. Система автоматического управления (САУ) ГТУ должна отслеживать изменение режимных параметров ГТУ и обеспечивать устойчивость горения.

Программные средства САУ ГТУ должны быть разработаны с учётом закономерностей возникновения пульсаций давления в зависимости от режимных параметров ра-

боты МЭКС, которые могут изменяться в широком диапазоне в зависимости от нагрузки и окружающей среды. Кроме того, в процессе длительной эксплуатации возможно изменение линии рабочих режимов ГТУ, обусловленных износом узлов. Трудности в оценке влияния этих факторов предопределяет необходимость систем контроля пульсаций давления в составе САУ ГТУ. Большинство современных ГТУ с МЭКС зарубежного производства оснащено подобными системами.

Наиболее подробно освещённой в литературе является система контроля пульсаций давления фирмы IMI Sensors [1]. Однако данная система также имеет ряд недостатков, связанных с использованием пьезоэлектрических датчиков пульсаций давления. Основной недостаток применения таких датчиков обусловлен тем, что датчики чувствительны к вибрационным ускорениям. Место размещения датчиков на корпусе газотурбинного двигателя, на большом расстоянии от оси вращения, приводит к воздействию на них высоких виброускорений конструкции. Кроме того, эти датчики не позволяют измерять постоянную составляющую давления, что делает затруднительным контроль исправности датчиков пульсаций давления в процессе работы ГТУ. Отстройку от вибраций корпуса газотурбинного двигателя (ГТД) в данных системах осуществляют двумя способами: либо использованием двух датчиков пульсаций давления, выращенных на одном кристалле, либо размещением датчика пульсаций давления на большом расстоянии от корпуса ГТД (размещение по схеме Remote sensor). Кроме того, для отстройки от собственных частот зондов пульсаций давления применяется технология «бесконечно длинного» отборника («Infinite» Coil), однако у такой технологии есть своя отрицательная особенность: в процессе эксплуатации, особенно при останове ГТУ, происходит конденсация паров воды в «бесконечно длинном» отборнике, что требует создавать системы продувки зондов и слива конденсата.

В связи с описанными недостатками этой системы измерения НПФ «Теплофизика» на протяжении более чем двадцати лет разрабатывала собственную систему измерения пульсаций давления в малоэмиссионных камерах сгорания. В основу этой системы измерения были положены пьезорезистивные датчики пульсаций давления, отличающиеся двумя основными преимуществами по сравнению с пьезоэлектрическими датчиками пульсаций давления:

- 1) отсутствием влияния вибраций корпуса на показания пьезорезистивных датчиков давления (в частности, их исправность невозможно проверить ударом по корпусу системы измерения пульсаций давления);
- 2) возможностью измерения статического давления, что позволяет при измерении данным типом датчика перепада давления сравнить его среднее измеренное значение с расчётным значением перепада на стенке жаровой трубы.

Первоначальная схема зонда измерения пульсаций давления представлена на рис. 1. Из-за узкого температурного диапазона пьезорезистивного датчика в конструкции зонда было предусмотрено использование водяного охлаждения. Данная система использовалась при проведении пусконаладочных работ, однако система принудительного охлаждения не позволяла обеспечить требуемый уровень надёжности.

На рис. 2 представлена система измерения пульсаций давления в камере сгорания газоперекачивающего агрегата (ГПА) ГТК-25ИР. В данной системе измерения пульсаций давления, аналогично системам IMI Sensors, датчики пульсаций давления расположены на большом расстоянии от корпуса ГТД, что позволяет снизить их температуру в ходе эксплуатации. Максимальная наработка системы измерения пульсаций давления в составе ГПА составляет более 15 тыс. часов.

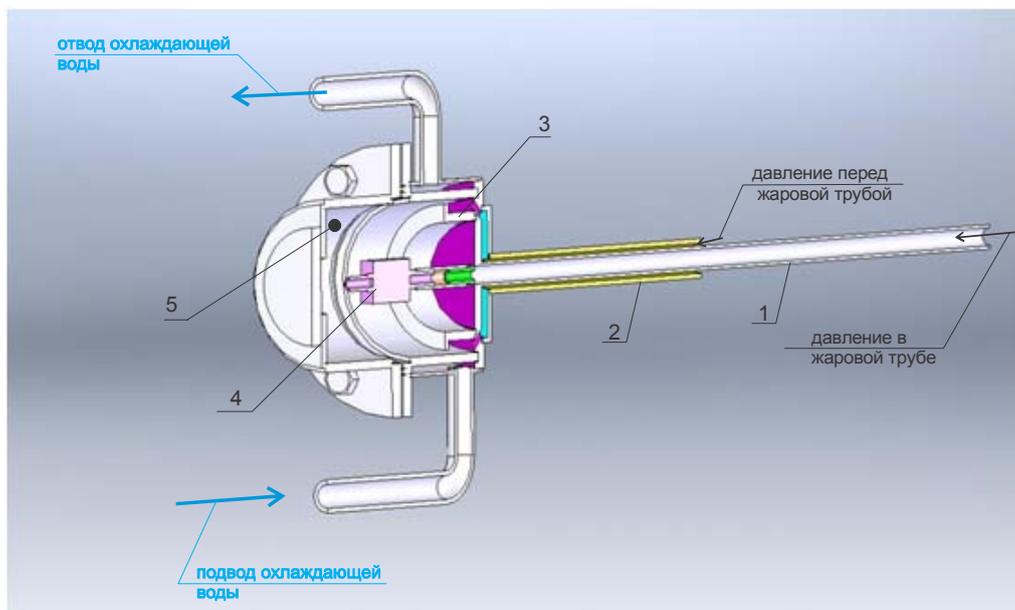


Рис. 1. Схема зонда измерения пульсаций давления:
 1 – зонд отбора давления в жаровой трубе; 2 – зонд отбора давления перед жаровой трубой;
 3 – накопитель конденсата; 4 – датчик давления; 5 – компенсационный объем

При эксплуатации данной системы измерения пульсаций давления выявилась проблема конденсации паров воды на датчике пульсаций давления. Частично эта проблема была решена использованием зонда без использования технологии «бесконечно длинного» отборника и обеспечения сброса конденсированной воды под действием силы тяжести. Вместо использования корректирующих элементов в такой системе измерения пульсаций давления используется зависимость амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) зонда от температуры и давления на входе в камеру сгорания, расчётной температуры в зоне горения. Окончательно эта проблема была решена использованием датчиков Keller PD-23, в которых осуществлена полная герметизация между каналами отбора давления и электронным оборудованием.

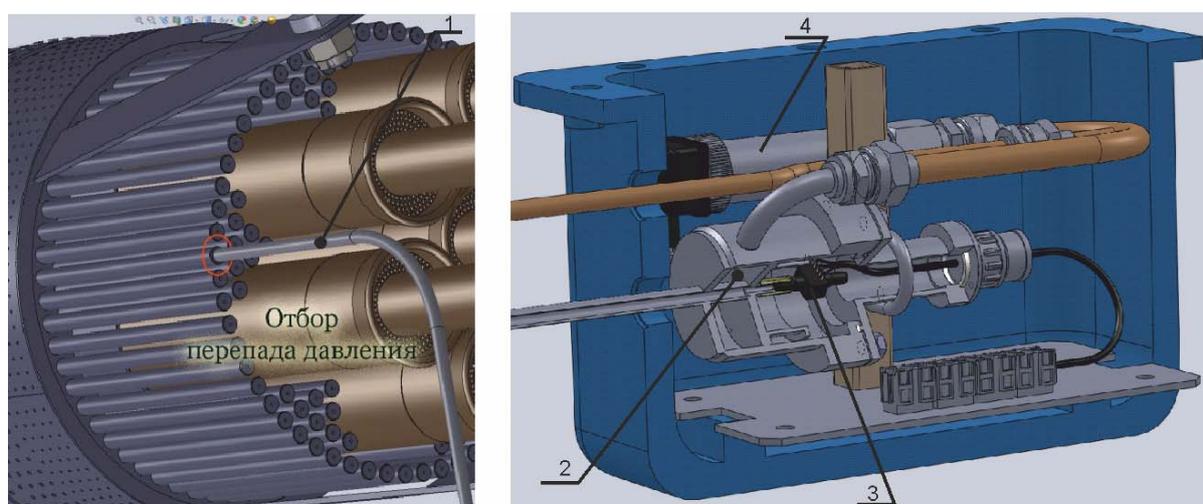


Рис. 2. Система измерения пульсаций давления в камере сгорания ГТК-25ИР:
 1 – зонд пульсаций давления; 2 – компенсационный объем; 3 – дифференциальный датчик давления
 (измерение пульсаций давления и перепада давления на стенке жаровой трубы);
 4 – датчик избыточного давления на входе в камеру сгорания

Для определения АЧХ может использоваться аналитическое решение из [2]:

$$\Pi(\omega) = \left(\cosh \left(\omega \frac{L}{a_0} \Gamma(\omega) \right) \right)^{-1}, \quad (1)$$

$$\text{где } \Gamma(\omega) = \sqrt{\frac{k J_0(i^{3/2} S_2(\omega))}{n J_2(i^{3/2} S_2(\omega))}}, \quad \eta = \left(1 + \frac{k-1}{k} \frac{J_2(i^{3/2} S_1(\omega))}{J_0(i^{3/2} S_1(\omega))} \right)^{-1}, \quad S_1(\omega) = \sqrt{\omega \frac{L}{a_0} k \text{Pr} K},$$

$$S_2(\omega) = \sqrt{\omega \frac{L}{a_0} k K}, \quad K = \frac{P_0 R^2}{\mu a_0 L}.$$

В формулах использованы обозначения: i – мнимая единица; R – радиус канала зонда; k – показатель адиабаты; Pr – число Прандтля; ω – круговая частота колебаний; μ – динамическая вязкость; a_0 – скорость звука без учёта воздействия колебаний; P_0 – среднее абсолютное давление в зонде; L – длина зонда; J_0, J_2 – бесселевы функции; $\Pi(\omega)$ – передаточная функция между пульсациями давления в камере сгорания и показаниями датчика пульсаций давления на конце зонда. Данная формула верна при $K < 40$ и частоте колебаний $\frac{\omega_0 L}{a_0} < 4\pi$. $1/K$ – носит название коэффициента демпфи-

рования возмущений. Использование формулы (1) требует большого времени для вычисления одного значения АЧХ, что делает её плохо применимой для использования в системе управления камерой сгорания.

Существует упрощённая формула расчёта АЧХ зонда, впервые предложенная Кирхгофом [2]:

$$\Pi(\omega) = \frac{2\varepsilon \text{Exp} \left(-i \frac{\omega L}{a_0} \right)}{1 + \varepsilon^2 \text{Exp} \left(-i \frac{2\omega L}{a_0} \right)}, \quad \varepsilon = \text{Exp} \left(-\sqrt{\frac{\omega \mu}{2\rho R^2}} \left(1 + \frac{k-1}{\sqrt{\text{Pr}}} \right) \frac{L}{a_0} \right). \quad (2)$$

Данное выражение существенно проще выражения (1), что позволяет производить расчёты в реальном масштабе времени при проведении измерений.

Было проведено экспериментальное исследование применимости соотношения (2) для обработки результатов измерения пульсаций давления в камере сгорания с использованием пьезорезистивных датчиков. Для экспериментального исследования представленных соотношений был спроектирован стенд измерения передаточной функции $\Pi(\omega)$. Схема экспериментального стенда представлена на рис. 3.

Основная идея экспериментального стенда заключается в создании пульсаций давления за счёт переменного расхода из измерительной полости. Переменный расход создается изменением проходного сечения на выходе из полости за счёт вращения диска с отверстиями.

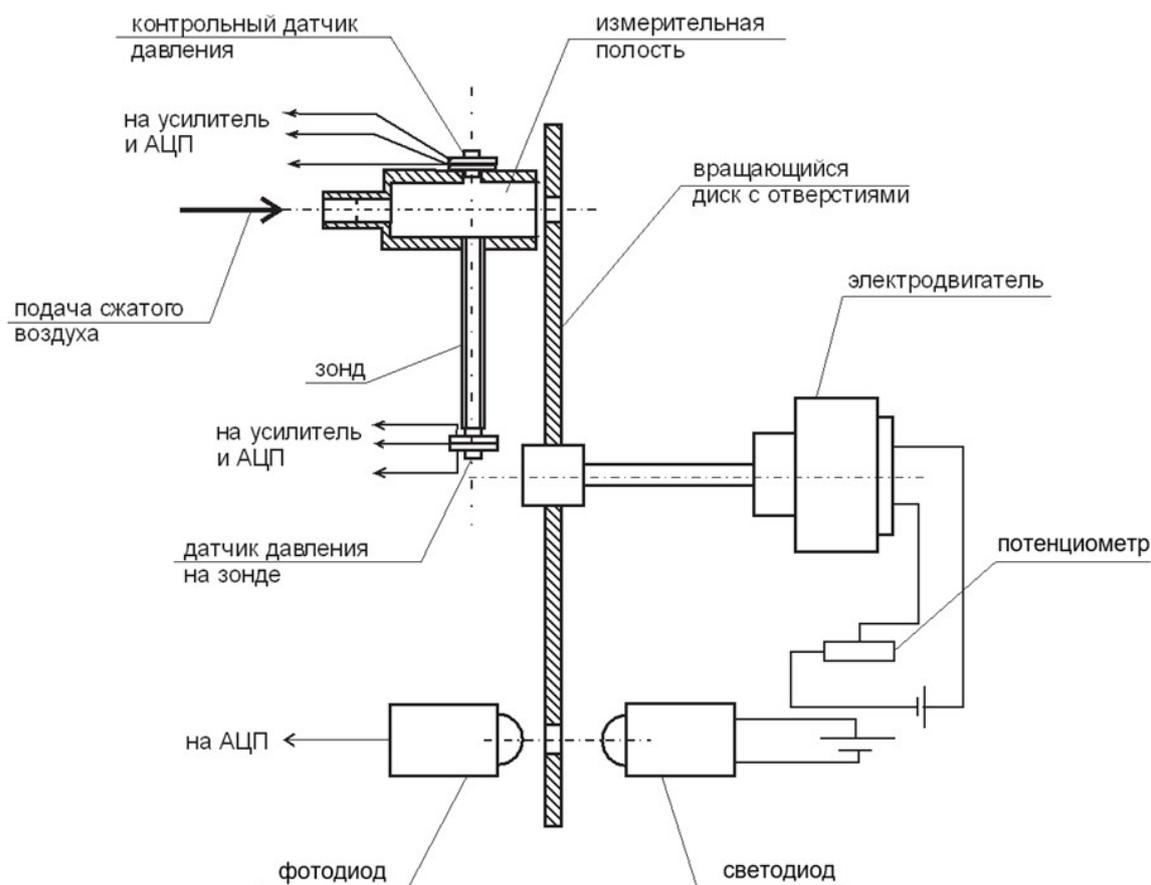


Рис. 3. Схема калибровочного стенда

Многочисленные измерения АЧХ на данном стенде показали, что в используемом диапазоне длин и радиусов зондов (длина зондов в диапазоне 100...6000 мм, радиус зондов 3...5 мм), точное аналитическое решение и результаты, полученные по формуле Кирхгофа, отличаются не более чем на 10%, при этом результаты измерений АЧХ хорошо согласуются с результатами расчётов.

Один из результатов измерения передаточной функции на стенде представлен на рис. 4. При контроле пульсаций давления необходимо выработать методы оценки и накопления результатов измерений. Проводимые измерения содержат большой объём данных, что делает затруднительной запись всех результатов измерений.

В ходе многочисленных экспериментальных исследований были выработаны критерии определения средней частоты и амплитуды колебаний, воспроизводимые в ходе экспериментов и при измерениях в натуральных условиях.

Для определения частоты колебаний используется среднеэнергетическая частота колебаний, для характеристики амплитуды колебаний используется двойная амплитуда колебаний с 90% доверительной вероятностью, для выявления вибрационного горения также используется дополнительный критерий когерентности колебаний с помощью энтропийного коэффициента.

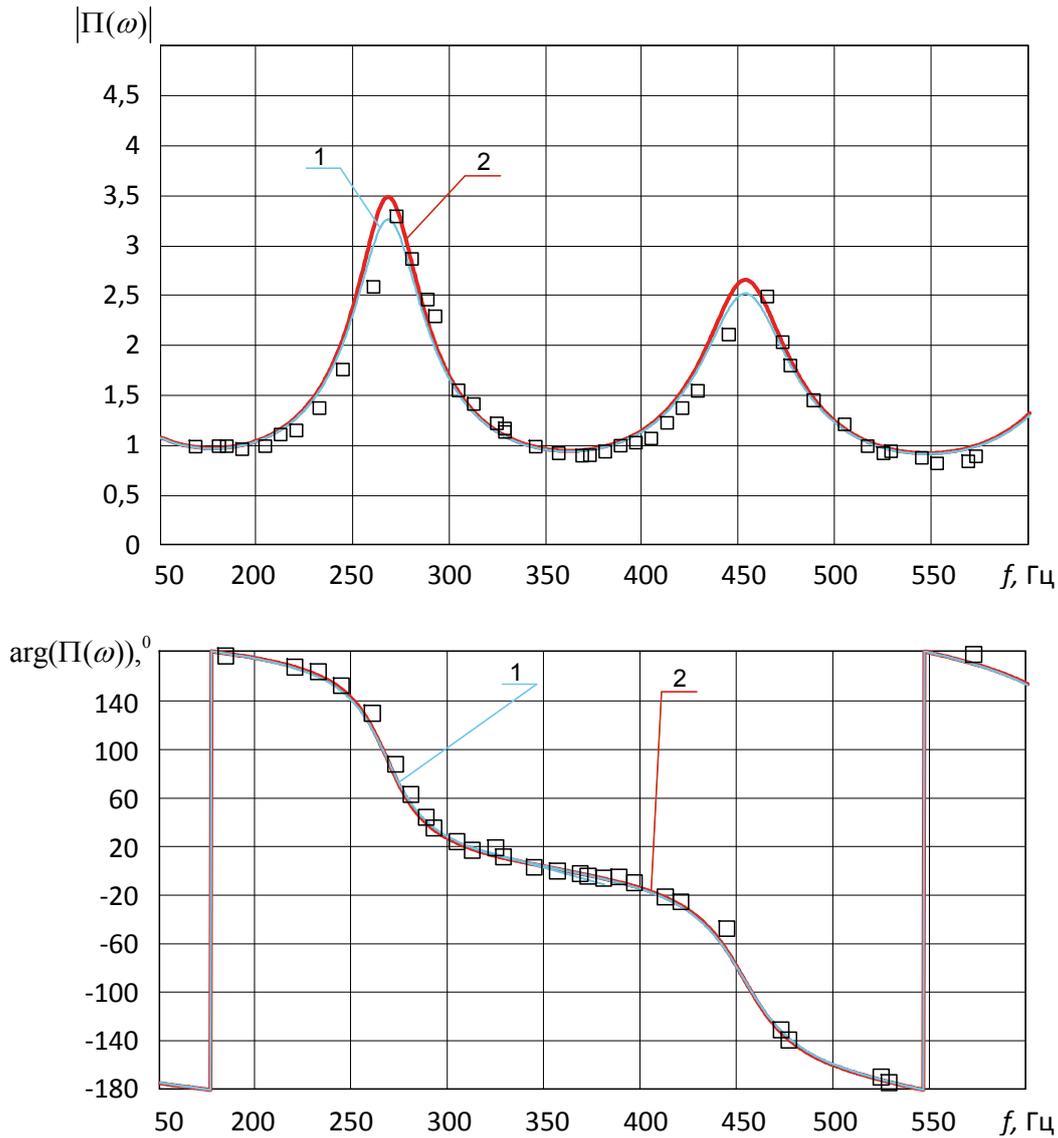
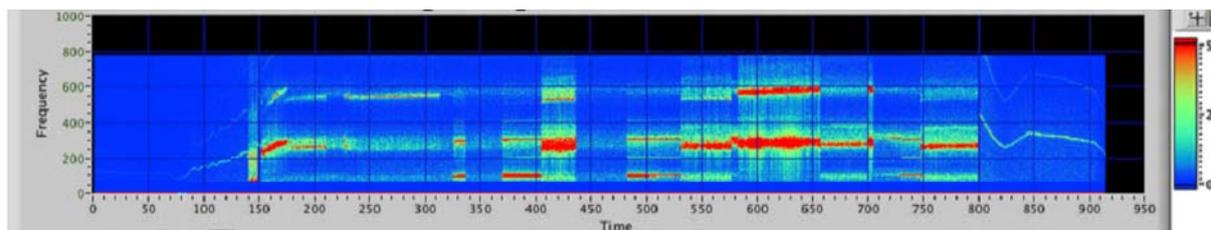
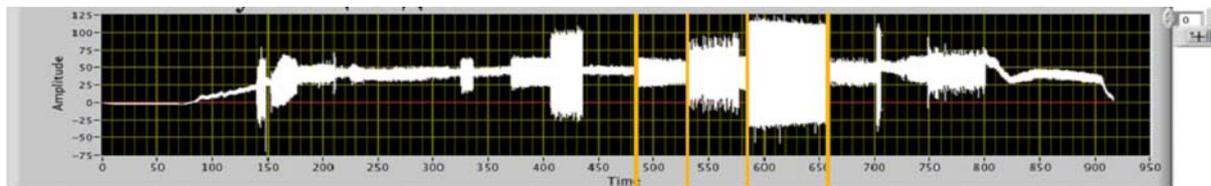


Рис. 4. Результаты измерения передаточной функции для зонда диаметром 3 мм, длиной 983 мм при давлении 101,6 кПа и температуре окружающей среды 23° С:
 1 – точное решение; 2 – расчёт по формуле Кирхгофа

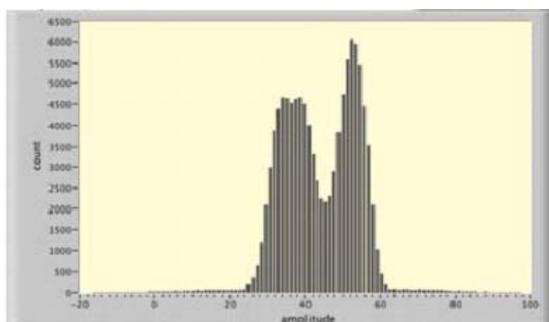
Результаты экспериментов, одни из которых представлены на рис. 5, 6, показывают, что вибрационное горение характеризуется не только частотой и фазой колебаний давления. Если рассмотреть фазовую диаграмму, полученную из пульсаций давления и производной пульсаций давления по времени, то можно видеть, что при возбуждении автоколебаний (рис. 5) возникает устойчивая траектория на фазовой диаграмме. Наличие такой устойчивой траектории, близкой к окружности, на фазовой диаграмме приводит к тому, что гистограмма распределения пульсаций давления стремится к распределению арксинуса (арксинусоидальному распределению). При этом для низких амплитуд пульсаций давления характерен нормальный закон распределения пульсаций давления, соответствующий отсутствию устойчивой траектории на фазовой диаграмме (рис. 6). Данный факт можно численно характеризовать энтропийным коэффициентом, под которым принято считать наибольшее значение погрешности при равномерном законе распределения, которая вносит такое же дезинформационное действие, как и погрешность с любым другим законом распределения [3].



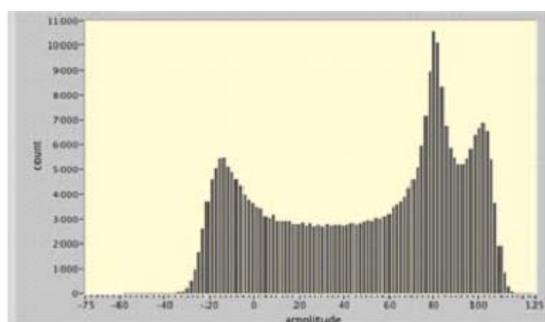
а



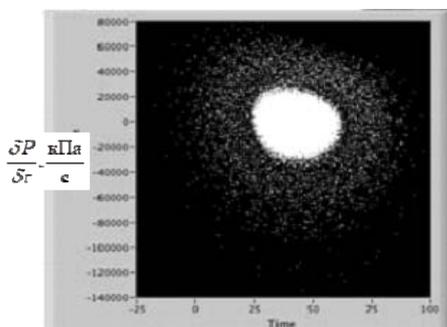
б



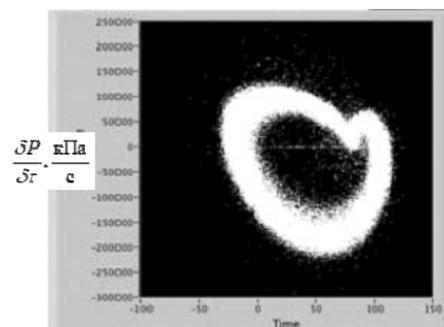
$\delta P, \text{кПа}$



$\delta P, \text{кПа}$



$\delta P, \text{кПа}$



$\delta P, \text{кПа}$

в

Рис. 5. Гистограммы и фазовые кривые пульсаций давления в лабораторных условиях для опытной горелки ГТК-25ИР с возбуждением автоколебаний:
 а – частотная характеристика; б – пульсации давления;
 в – гистограмма пульсаций давления и распределение вероятности в фазовом пространстве

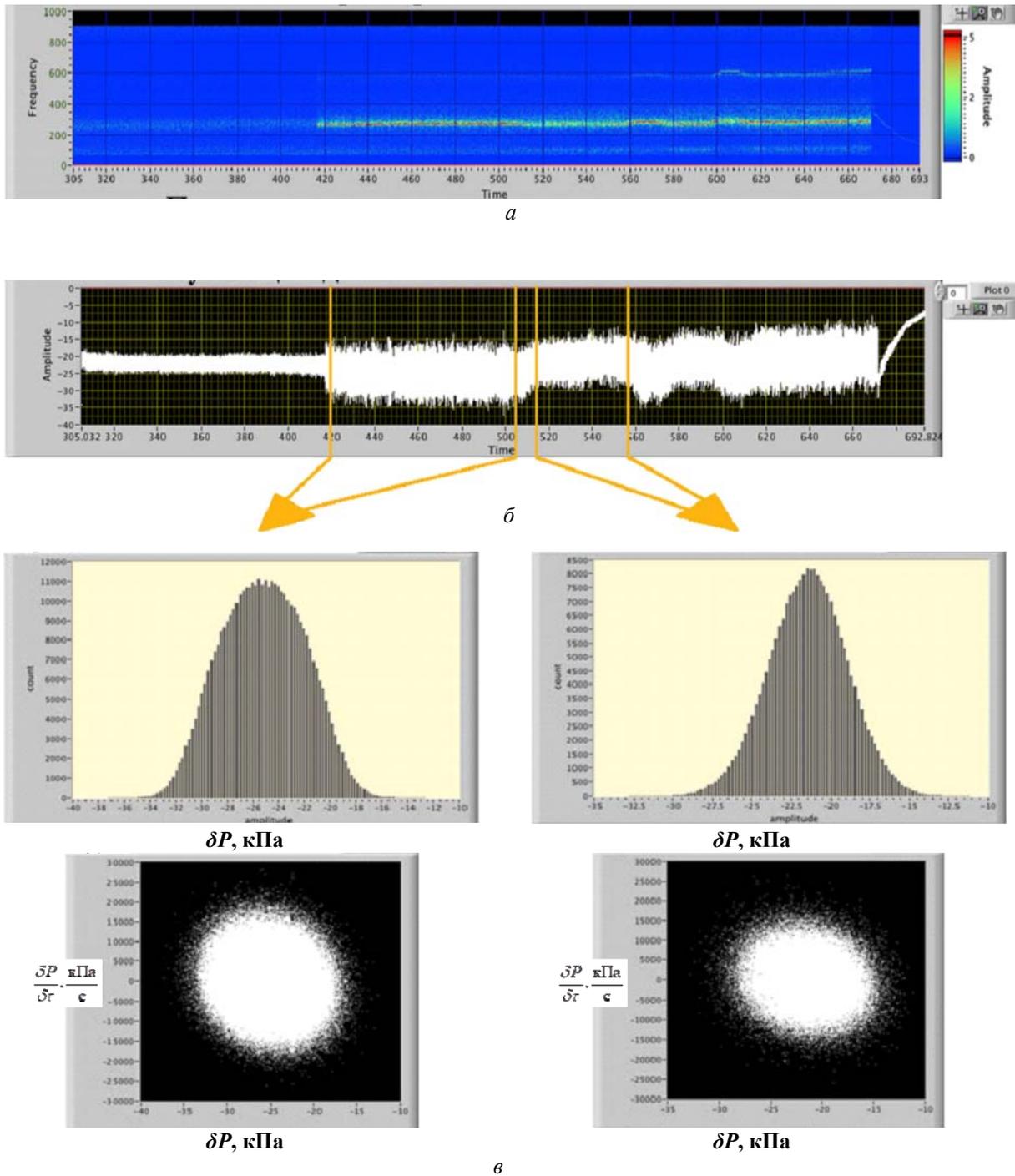


Рис. 6. Гистограммы и фазовые кривые пульсаций давления в лабораторных условиях для опытной горелки ГТК-25ИР, в которой автоколебания были подавлены:
 а – частотная характеристика; б – пульсации давления; в – гистограмма пульсаций давления и распределение вероятности в фазовом пространстве

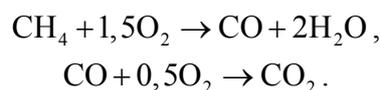
Нормальное распределение имеет наибольший энтропийный коэффициент $\sqrt{\frac{\pi e}{2}} \approx 2,066$, что обусловлено механизмом его получения как суммы бесконечного количества бесконечно малых возмущений и тем самым наименьшей корреляцией между случайными возмущениями. С увеличением скоррелированности данных (усиление

корреляции между возмущениями и является основным свойством вибрационного горения) энтропийный коэффициент снижается и обычно при вибрационном горении составляет 1,5...1,6. Данный факт позволяет отследить усиление корреляции между сигналом в разные моменты времени с помощью энтропийного коэффициента. Энтропийный коэффициент сигнала k_s рассчитывается исходя из построенной гистограммы пульсаций давления по следующей формуле:

$$k_s = \text{Exp} \left(- \sum \psi_i \ln \left(\frac{\psi_i}{\Delta} + 10^{-30} \right) \right) \frac{1}{2\sigma}, \text{ где } \sigma - \text{среднеквадратичное отклонение пульсаций давления; } \psi_i - \text{количество значений пульсаций давления, лежащих в } i\text{-м поддиапазоне, отнесённое к суммарному количеству значений; } \Delta - \text{разница между максимальным и минимальным зафиксированным значением пульсаций давления.}$$

В настоящее время существуют проекты систем контроля пульсаций давления в малоэмиссионных камерах сгорания, в которых предполагается использовать измерение пульсаций давления в воздушном объёме на входе в камеру сгорания вместо измерений пульсаций давления в реакционном объёме внутри камеры сгорания. В частности это касается измерения пульсаций давления на штатных камерах сгорания газотурбинного двигателя ДГ-90. При разработке малоэмиссионной камеры сгорания ДГ-90 осуществлялись измерения пульсаций давления как внутри реакционного объёма камеры сгорания, так и в воздушном объёме на входе в камеру сгорания. Также были проведены расчётные исследования пульсаций давления в камере сгорания. Расчёт производился только для сектора, состоящего из 1/16 камеры сгорания, на границах, отделяющих этот сектор от воздушного объёма камеры сгорания, ставились условия периодичности.

Все расчёты проводились в программе с открытым исходным кодом OpenFOAM [5]. Результаты расчёта пульсаций давления базировались на расчёте стационарного поля температуры с использованием $k-\epsilon$ модели турбулентности. Для моделирования горения была использована квазиглобальная модель химической кинетики:



Для расчёта поля акустического давления $\hat{p}_a(\vec{r}, \omega)$ использовалось уравнение в частотном представлении:

$$\nabla \left(- \frac{1}{\rho_c} \nabla \hat{p}_a \right) - \frac{k_{eq}^2}{\rho_c} \hat{p}_a = Q,$$

где Q – источниковый член моделирующий пульсации тепловыделения на выходе из горелки.

В данном уравнении для учёта диссипации пульсаций давления использовалась модель с турбулентной вязкостью, рассчитанной в ходе определения поля температур в камере сгорания:

$$\rho_c = \frac{P_{KC}}{RT} \left(1 + \frac{i\omega\delta}{a^2} \right)^{-1}, \quad a_c = \frac{P_{KC}}{RT} \left(1 + \frac{i\omega\delta}{a^2} \right)^{1/2}, \quad \delta = \frac{RT}{P_{KC}} \left(\frac{4}{3} \mu_t \right), \quad k_{eq} = \frac{\omega}{a_c}, \quad a = \sqrt{kRT},$$

На выходе из камеры сгорания задавались колебания давления с заданной частотой и определялось акустическое поле внутри камеры сгорания, соответствующее данным колебаниям давления.

Результаты расчёта акустического поля давления для частоты 150 Гц представлены на рис. 7. Для представления данных пульсации давления в точке относились к амплитуде пульсаций в точке В. Данные показывают, что амплитуды пульсаций давления в проточной части камеры сгорания существенно различаются.

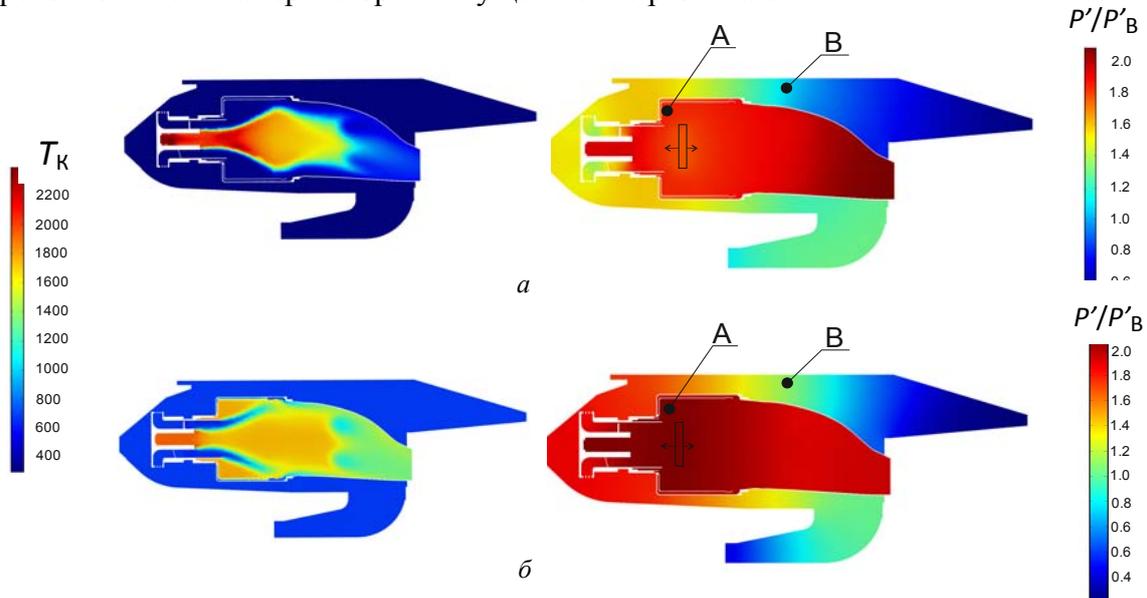


Рис. 7. Поля температуры и пульсационного давления в малоэмиссионной камере сгорания ДГ-90 при различных режимах работы: а – пусковой режим работы; б – номинальный режим работы

Сравнение результатов расчётов с результатами измерений в условиях работы ГПА (рис. 8) показывает, что качественное поведение пульсаций давления в камере сгорания предсказывается верно, однако существует существенный разброс экспериментальных точек, что возможно связано с влиянием распределения пульсирующего тепловыделения в пространстве.

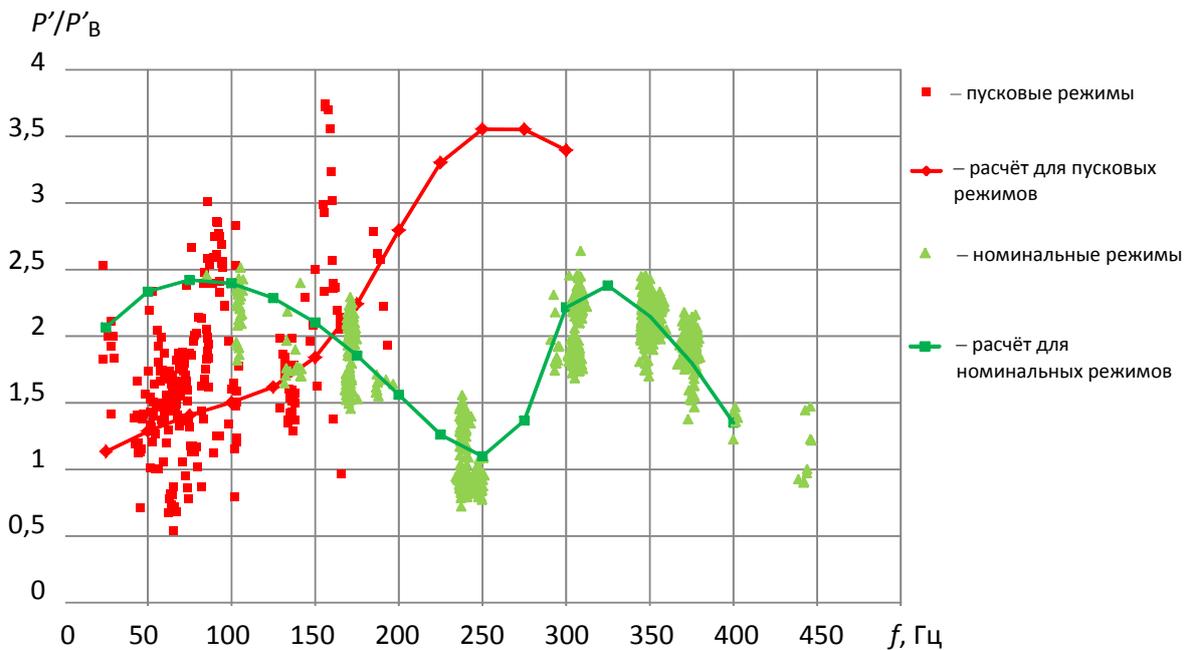


Рис. 8. Влияние частоты на отношение амплитуды пульсационного давления внутри первичной зоны камеры сгорания к амплитуде пульсационного давления в объёме на входе в камеру сгорания для пускового и номинального режимов

Заключение

1. Разработанные и применяемые НПФ «Теплофизика» системы контроля пульсаций давления позволяют измерять пульсационное давление внутри первичной зоны камеры сгорания в течение всего срока её эксплуатации, что позволяет оперативно предупредить возникновение нештатных режимов малоэмиссионных камер сгорания, склонных к возбуждению автоколебаний.

2. Сложный характер распределения пульсационного давления в объёме камеры сгорания не позволяет использовать зонды измерения пульсаций давления в воздушном объёме камеры сгорания для надёжного предотвращения возникновения вибрационного горения в ходе её эксплуатации.

Библиографический список

1. Combustion dynamics instrumentation for the most demanding gas turbine measurement & monitoring requirements.

https://www.pcb.com/contentStore/mktg/IMI_Downloads/IMI-App-Combustion_LowRes.pdf

2. Tjrdeman. H. On the propagation of sound waves in cylindrical tubes // Journal of Sound and Vibration. 1975. V. 42, Iss. 1. P. 1-33. DOI: 10.1016/S0022-460X(75)80206-9

3. Метрология и радиоизмерения / под ред. В.И. Нефедова. М.: Высшая школа, 2006. 526 с.

4. Цветков О.В. Энтропийный анализ данных в физике, биологии и технике. СПб: Издательство СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2015. 202 с.

5. Moukalled F., Mangani L., Darwish M. The finite volume method in computational fluid dynamics: An advanced introduction with OpenFOAM® and Matlab. Springer, 2016. 791 p. DOI: 10.1007/978-3-319-16874-6

SPECIFIC FEATURES OF PRESSURE PULSATION CONTROL IN COMBUSTION CHAMBERS OF LAND BASED GAS TURBINE UNITS

© 2021

D. V. Skiba Candidate of Science (Engineering), Deputy Director for Science;
LLC Scientific-Production Company “Теплофизика”, Ufa, Russian Federation;
d.skiba@teplophysics.ru

D. A. Maksimov Candidate of Science (Engineering), First Deputy Director;
LLC Scientific-Production Company “Теплофизика”, Ufa, Russian Federation;
teplophysics@mail.ru

R. S. Kashapov Candidate of Science (Engineering), Director;
LLC Scientific-Production Company “Теплофизика”, Ufa, Russian Federation;
teplophysics@mail.ru

T. S. Kharisov Lead Technical Development Engineer;
LLC Scientific-Production Company “Теплофизика”, Ufa, Russian Federation;
Postgraduate Student;
Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation;
kharisov_ts@mail.ru

LLC SPC “Теплофизика”, developing low-emission combustion chambers with premixing of fuel for ground application gas turbine installations, investigates the problems associated with the occurrence of pressure pulsations in the combustion chambers, as well as with the methods of their registration and measurement. To date, there is no unified method for assessing and calculating the amplitude-frequency characteristics of these pulsations and their measurement in general. This article is based on

many years of experience in measuring and recording pressure pulsations under the conditions of a test bench and operation. Methods for evaluating and accumulating measurement results are presented, criteria for determining the average frequency and amplitude of oscillations are developed, reproducible in the course of experiments and during full-scale measurements. To detect vibrating combustion, an additional criterion of coherence of vibrations is also used with the aid of the entropy coefficient. As a result of the computational and experimental study, we find that the pulsation pressure in the volume of the combustion chamber does not allow the use of probes for measuring pressure pulsations in the air volume of the combustion chamber to reliably prevent the occurrence of vibrating combustion during its operation.

Low emission combustion chamber; fuel pre-mix; vibrating combustion; measurement of pressure pulsations

Citation: Skiba D.V., Maksimov D.A., Kashapov R.S., Kharisov T.S. Specific features of pressure pulsation control in combustion chambers of land based gas turbine units. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 40-51. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-40-51

References

1. Combustion dynamics instrumentation for the most demanding gas turbine measurement & monitoring requirements. Available at: https://www.pcb.com/contentStore/mktg/IMI_Downloads/IMI-App-Combustion_LowRes.pdf
2. Tijdeman. H. On the propagation of sound waves in cylindrical tubes. *Journal of Sound and Vibration*. 1975. V. 42, Iss. 1. P. 1-33. DOI: 10.1016/S0022-460X(75)80206-9
3. *Metrologiya i radioizmereniya / pod red. V.I. Nefedova* [Metrology and radio measurement]. Moscow: Vysshaya Shkola Publ., 2006. 526 p.
4. Tsvetkov O.V. *Entropiyyny analiz dannykh v fizike, biologii i tekhnike* [Entropic data analysis in physics, biology and engineering]. SPb: ETU «LETI» Publ., 2015. 202 p.
5. Moukalled F., Mangani L., Darwish M. *The finite volume method in computational fluid dynamics: An advanced introduction with OpenFOAM® and Matlab*. Springer, 2016. 791 p. DOI: 10.1007/978-3-319-16874-6

ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗМЕЩЕНИЯ И ВЫСОТЫ СТЕРЖНЕВОГО ИНТЕРЦЕПТОРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПЛА РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2021

- К. О. Тищенко** инженер;
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург;
Kirill1g@ya.ru
- Н. А. Брыков** кандидат технических наук, доцент;
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург;
con-dolore@yandex.ru
- А. С. Беляева** инженер;
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург;
belaeval239@yandex.ru

Представлено описание устройства для управления вектором тяги сопла – внутрисоплового интерцептора. На практике чаще всего они имеют форму заслонок и располагаются сразу за срезом сопла. Применяются такие устройства в корректирующих двигателях ракет. В данном исследовании интерцептор располагался внутри сопла и имел форму цилиндра, выдвигающегося из стенки канала. Выполнено численное моделирование течения газа через сопло с цилиндрическим интерцептором. Моделировалось несколько случаев – стержень располагался на разном расстоянии от среза и имел разную длину выдвижения. Моделирование выполнено на геометрической модели, представляющей собой проточную область соплового канала и область окружающей среды за срезом для моделирования струи газа. В качестве результатов численного моделирования представлены картины течения газа в сопловом канале, оснащённом цилиндрическим интерцептором, и в окружающем пространстве за соплом. Также представлены графики зависимостей бокового и осевого компонентов силы тяги от длины стержня для обоих случаев расположения стержня. Использование стержневых интерцепторов поодиночке не даёт значительного отклонения вектора тяги. Такие интерцепторы могут быть использованы в совокупности с другими корректирующими устройствами.

Ракетный двигатель; сопло; интерцептор

Цитирование: Тищенко К.О., Брыков Н.А., Беляева А.С. Параметрическое исследование влияния размещения и высоты стержневого интерцептора на характеристики сопла реактивного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 52-58.
DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-52-58

Введение

В ракетостроении широко применяются сверхзвуковые сопловые каналы, состоящие из плавно сужающейся дозвуковой и расширяющейся сверхзвуковой частей [1]. Сопла предназначены для преобразования потенциальной энергии продуктов сгорания в кинетическую энергию движения, то есть для создания тяги. Вектор тяги можно изменять как по величине, так и по направлению [2]. К устройствам, вызывающим отклонение струи от осевого направления, относятся внутрисопловые интерцепторы. Интерцепторы наиболее эффективны, когда располагаются в сверхзвуковой части канала. Кинетическая энергия потока здесь больше, чем в дозвуковой части канала, а значит поток оказывает большие механические нагрузки на интерцептор.

Интерцепторы могут иметь совершенно разные формы и размеры, располагаться на различном расстоянии от среза. Целью работы является параметрическое исследование влияния места расположения и длины выдвижения в сопловой канал реактивного

двигателя перехватчика в форме цилиндрического стержня на структуру потока и величины компонентов вектора тяги.

Геометрическая модель и граничные условия

Размеры геометрической модели изображены на схеме рис. 1. Геометрическая модель представляет собой трёхмерное тело, повторяющее своей формой геометрию газодинамической проточной части соплового канала. На некотором расстоянии от среза располагается выдвинутый в сопло стержень, длина которого является параметром задачи. Граничное условие на входе в сопло: абсолютное давление 20 ата, температура 300 К. Трёхмерная модель расчётной области изображена на рис. 2. В работе исследуется влияние, оказываемое стержнем на поток и компоненты вектора силы тяги.

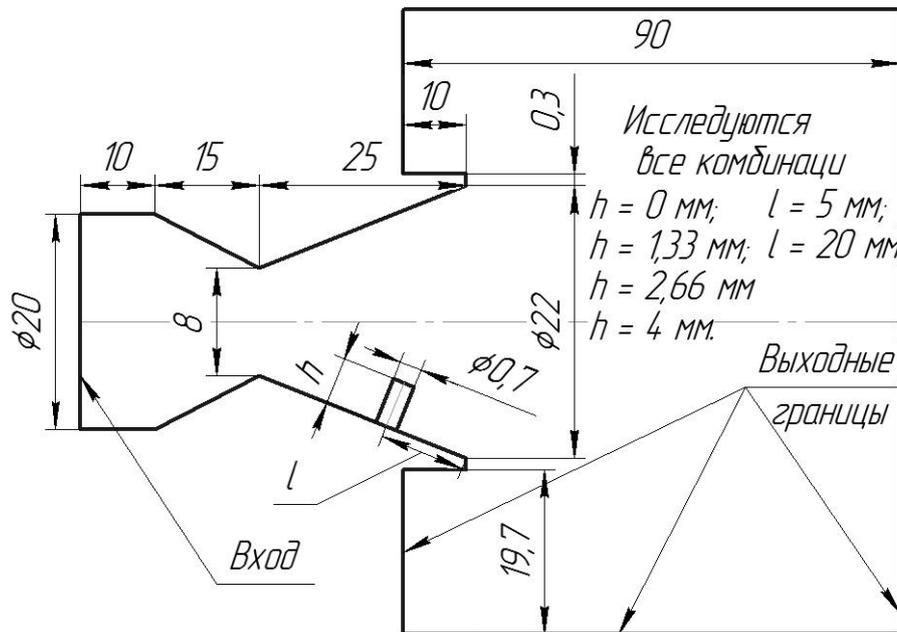


Рис. 1. Размеры расчётной области и обозначения параметров

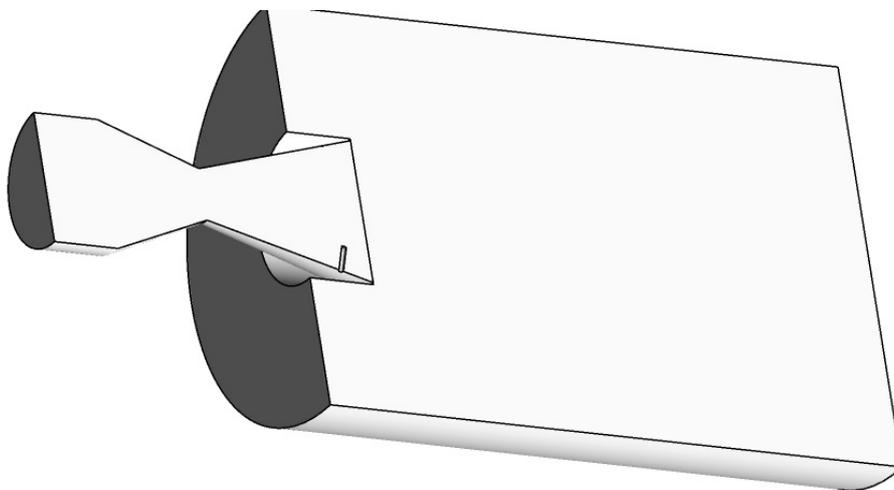


Рис. 2. Геометрическая модель расчётной области

Сеточная модель

Сеточная модель в сопловом канале представлена на рис. 3. Для расчёта построена структурированная гексаэдрическая сетка со сгущениями к пристеночным слоям. Сгущение выполнено как к стенкам соплового канала, так и к поверхности выдвинутого стержня. Сетка за соплом строится грубее, чем в канале, с постепенным увеличением размеров ячеек к границам области (рис. 4).

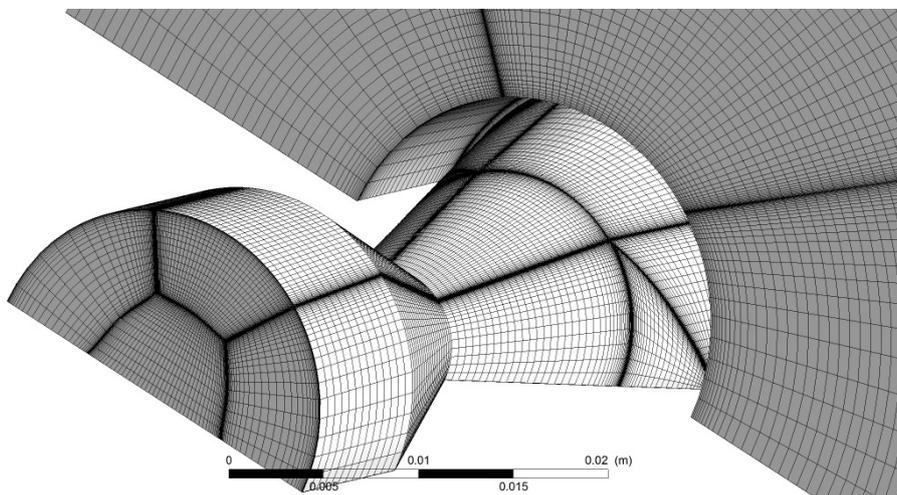


Рис. 3. Сетка сопла

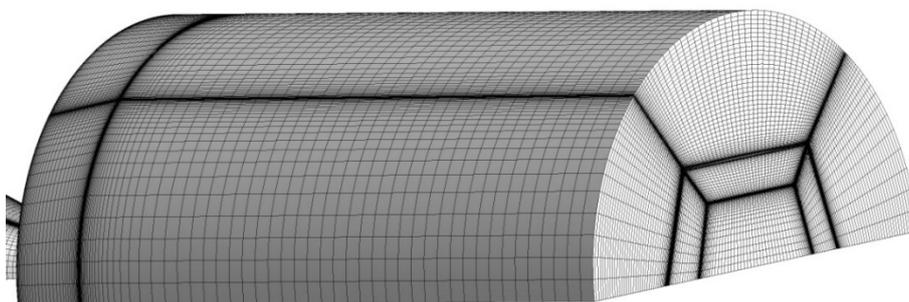


Рис. 4. Сетка за соплом

Математическая модель

Математическая модель представляет собой систему уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу. В качестве рабочей среды выбран воздух со свойствами совершенного газа. Система уравнений замыкается уравнениями модели турбулентности $k - \omega$:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0;$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\vec{\tau}});$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = -\nabla \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j J_j + (\bar{\vec{\tau}}_{eff} \vec{v}) \right);$$

$$\rho = \frac{p}{\frac{R}{M_w} T}$$

Здесь ρ – плотность среды; v – скорость; $\bar{\bar{\tau}}$ – тензор напряжений; E – внутренняя энергия; p – давление; R – универсальная газовая постоянная; M_w – молекулярная масса газа; T – температура; h_j – явная теплота компонента смеси j ; J_j – диффузионный поток компонента j ; k_{eff} – эффективная теплопроводность, определяется как $k + k_t$, то есть сумма теплопроводности среды и теплопроводности, определяемой моделью турбулентности.

Результаты расчёта

С использованием программы Ansys Fluent расчётным путём получены поля распределения абсолютных величин скорости v на плоскости симметрии во всех случаях расположения и длины выдвижения стержня, а также без стержня.

Для случая расположения стержня вблизи среза соплового канала двигателя поля распределения скорости на плоскости симметрии при разной высоте выдвижения стержня из стенки h изображены на рис. 5. Для случая расположения стержня вблизи критического сечения поля распределения скорости изображены на рис. 6. В обоих случаях видно, как отклоняется поток от осевого направления по мере выдвижения стержня из стенки. Отклоняется также и структура скачков уплотнения.

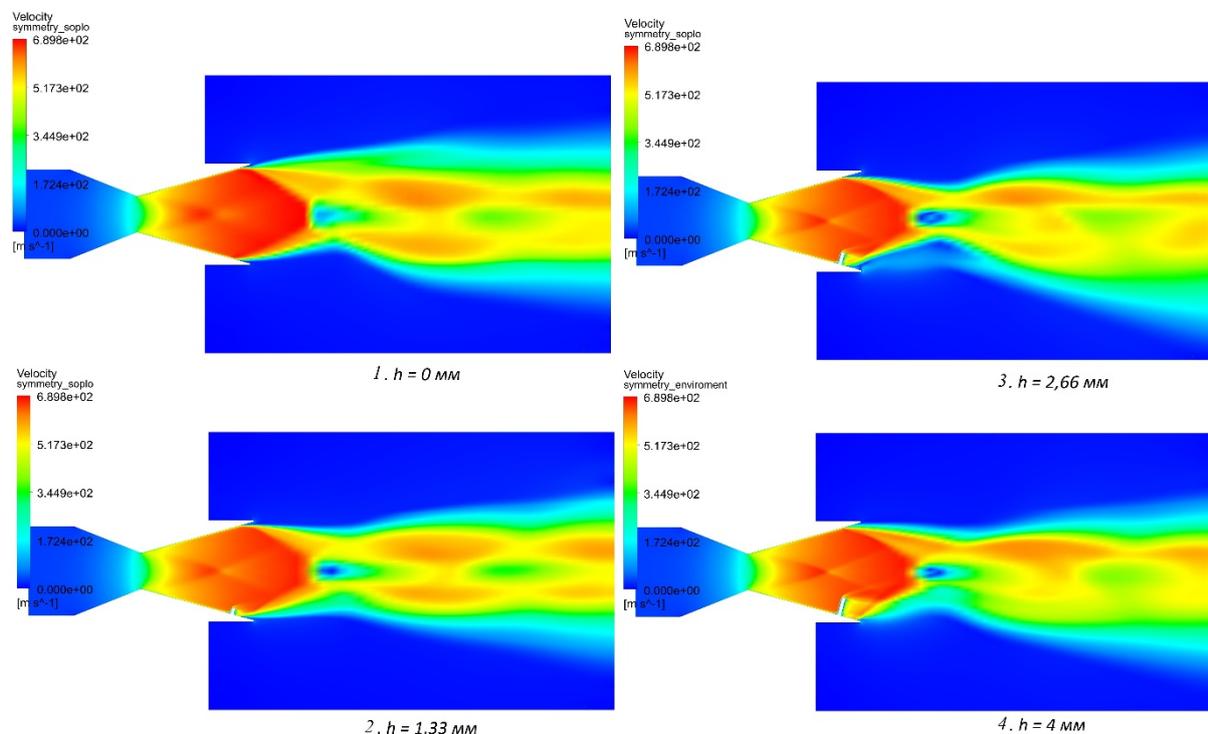


Рис. 5. Структура потока при размещении стержня вблизи среза. Поля распределения скорости на плоскости симметрии при разных длинах стержня

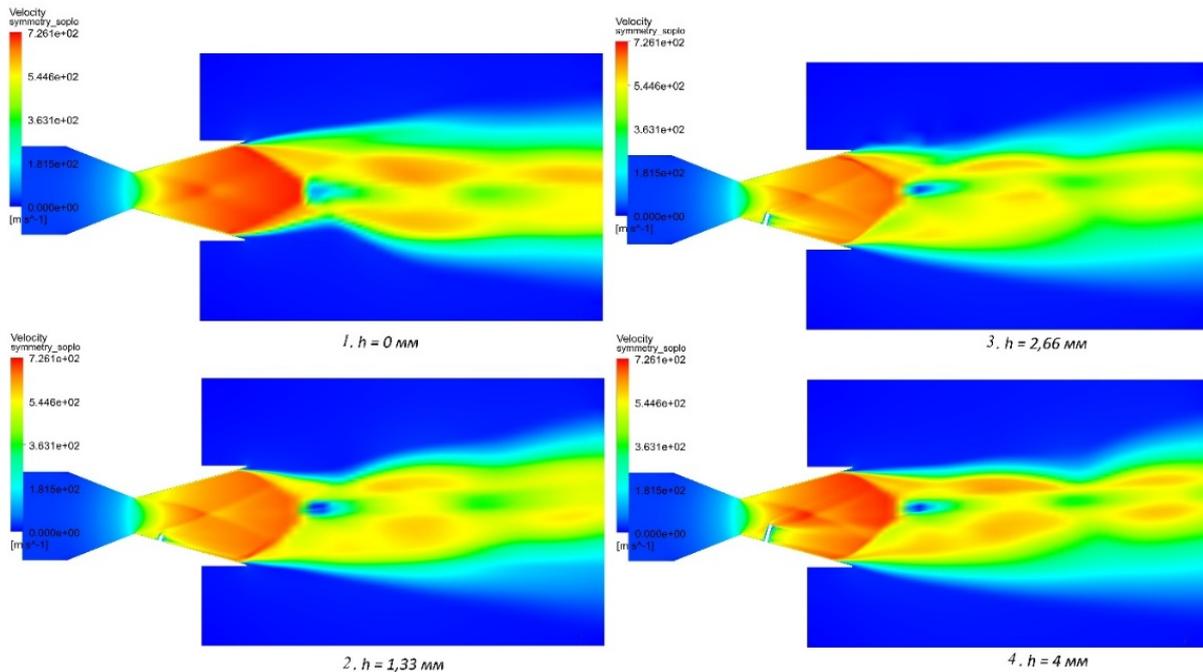


Рис. 6. Структура потока при размещении стержня вблизи критического сечения. Поля распределения скорости на плоскости симметрии при разных длинах стержня

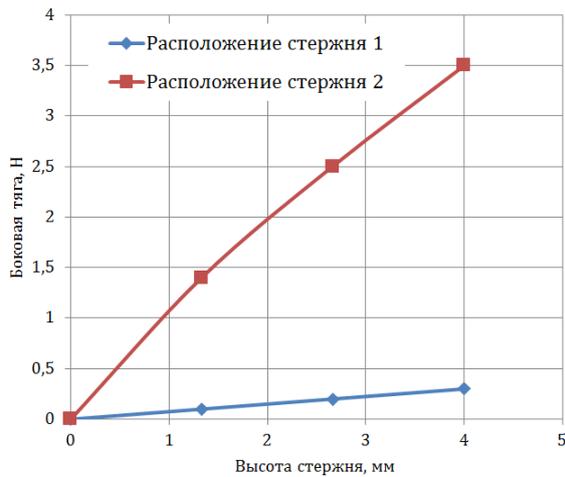


Рис. 7. Зависимости величины бокового компонента тяги от высоты стержня для обоих расположений стержня: 1 – вблизи критического сечения сопла; 2 – вблизи выхода из сопла

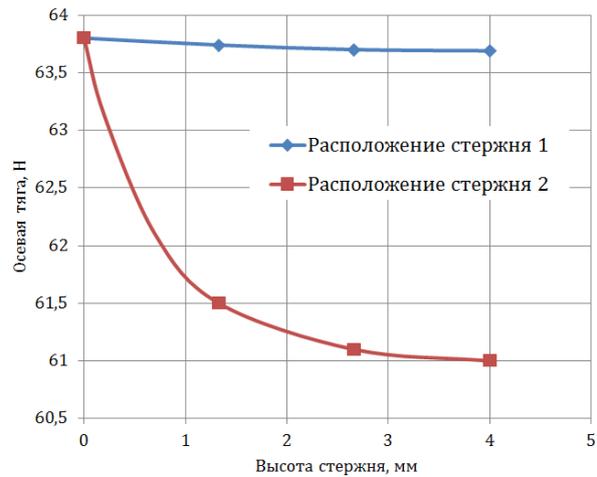


Рис. 8. Зависимости величины осевого компонента тяги от высоты стержня для обоих расположений стержня: 1 – вблизи критического сечения сопла; 2 – вблизи выхода из сопла

По мере выдвижения стержня из стенки поток отклоняется от осевого направления и возникает компонент силы тяги, направленный перпендикулярно оси соплового канала – боковая тяга. Зависимости бокового компонента тяги от длины выдвижения стержня изображены на рис. 7. По мере её увеличения уменьшается величина силы, направленной вдоль оси сопла – осевой тяги. Изменение осевого компонента вектора тяги можно проследить на рис. 8.

Видно, что стержень, расположенный вблизи критического сечения, оказывает большее влияние на отклонение вектора тяги от осевого направления по сравнению с расположением стержня вблизи среза сопла. Это может быть связано с тем, что стержень, расположенный вблизи критического сечения, занимает большую часть от площади поперечного сечения канала.

Видно, что компоненты тяги не сильно изменяются в зависимости от длины выдвижения стержня, что говорит о необходимости применения интерцепторов других геометрических форм для более существенного отклонения вектора тяги и более существенного увеличения маневренности летательного аппарата.

Заключение

Проведено параметрическое численное моделирование течения по соплу со стержневым интерцептором.

Применение интерцепторов в сопловых каналах как устройств изменения вектора тяги имеет большой потенциал. Необходимо исследовать большое количество форм, размеров и мест расположения интерцепторов, чтобы подобрать наиболее подходящую конфигурацию для решения конкретной задачи.

Библиографический список

1. Фахрутдинов И.Х., Котельников А.В. Конструкция и проектирование ракетных двигателей твёрдого топлива: учебник для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1987. 328 с.

2. Волков К.Н., Емельянов В.Н., Яковчук М.С. Многопараметрическая оптимизация органов управления вектором тяги, основанных на вдуве струи газа в сверхзвуковую часть сопла // Вычислительные методы и программирование. 2018. Т. 19, № 2. С. 158-172. DOI: 10.26089/NumMet.v19r214

PARAMETRIC STUDY OF THE INFLUENCE OF LOCATION AND EXTENSION HEIGHT OF THE ROD INTERCEPTOR ON JET ENGINE NOZZLE CHARACTERISTICS

© 2021

- K. O. Tishchenko** Engineer;
Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov,
Saint-Petersburg, Russian Federation;
Kirill1g@ya.ru
- N. A. Brykov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor;
Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov,
Saint-Petersburg, Russian Federation;
con-dolore@yandex.ru
- A. S. Belyaeva** Engineer;
Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov,
Saint-Petersburg, Russian Federation;
belaeva1239@yandex.ru

Modern aircraft need increased maneuverability to maintain a competitive position. One way to improve this characteristic is to use methods to adjust the thrust vectors of a jet engine nozzle. One method of controlling nozzle thrust is the use of nozzle interceptors – devices of various shapes that extend into the nozzle channel and cause an uneven distribution of pressure along the walls of the channel. The extension of the rod interceptor near the critical section of the nozzle creates a greater lateral force than the extension of the rod near the exit section. The dependence of the lateral force on

the extension height is nonlinear. The article presents a description of a nozzle interceptor of a cylindrical shape extended from the channel wall. Numerical simulation of gas flow in the nozzle with a cylindrical interceptor was carried out. The patterns of gas flow in the channel and in the environment outside the nozzle are presented. The plots of the lateral and axial components of the thrust force against the interceptor rod length are also presented for both cases of the rod location. Rod interceptors can be used in combination with other correcting devices.

Rocket engine; nozzle; interceptor

Citation: Tishchenko K.O., Brykov N.A., Belyaeva A.S. Parametric study of the influence of location and extension height of the rod interceptor on jet engine nozzle characteristics. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 52-58. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-52-58

References

1. Fakhrutdinov I.Kh., Kotel'nikov A.V. *Konstruktsiya i proektirovanie raketnykh dvigateley tverdogo topliva: uchebnyk dlya mashinostroitel'nykh vuzov* [Construction and design of solid-propellant rocket engines. Textbook for mechanical engineering universities]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1987. 328 p.
2. Volkov K.N., Emelyanov V.N., Yakovchuk M.S. Multiparameter optimization of operating control by the thrust vector based on the jet injection into the supersonic part of a nozzle. *Numerical Methods and Programming*. 2018. V. 19, no. 2. P. 158-172. (In Russ.). DOI: 10.26089/NumMet.v19r214

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ СХЕМЫ И РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРИОГЕННОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

© 2021

- О. В. Тремкина** аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; t.olga.vit@bk.ru
- Д. А. Угланов** кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; dmitry.uglanov@mail.ru
- В. В. Урлапкин** аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; viktor.urlapkin@gmail.com
- С. С. Корнеев** аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; skorneev1993@mail.ru
- Ю. В. Комисар** аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; komisar.yuv@ssau.ru

Проведено расчётное исследование параметров силовой установки беспилотного летательного аппарата, работающей на криогенном рабочем теле. В качестве криогенного рабочего тела выбран жидкий азот. Представлены две возможные схемы криогенной силовой установки беспилотного летательного аппарата. Первая – схема криогенной силовой установки беспилотного летательного аппарата с воздушным подогревом, в которой в качестве источника теплоты выступает воздух при температуре окружающей среды на высоте 2000 м. Вторая – схема с подогревом рабочего тела за счёт солнечной энергии, в которой в качестве источника теплоты выступает солнечная энергия. Проведено расчётное исследование криогенной силовой установки, работающей по открытому циклу Ренкина, а также расчётные исследования возможных схем криогенной силовой установки, в результате которых сделан сравнительный анализ полученных данных и выбрана подходящая схема криогенной силовой установки для беспилотного летательного аппарата с необходимыми параметрами.

Криогенная силовая установка; жидкий азот; беспилотный летательный аппарат

Цитирование: Тремкина О.В., Угланов Д.А., Урлапкин В.В., Корнеев С.С., Комисар Ю.В. Выбор оптимальной схемы и расчётное исследование параметров криогенной силовой установки беспилотного летательного аппарата // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 59-68. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-59-68

Введение

Развитие современного мира идёт в настоящее время с постоянным повышением добычи, переработки и потребления углеводородных топлив и веществ. Но углеводородные топлива и вещества являются невозобновляемым ископаемым, запасов которого, по результатам экспертных оценок, хватит примерно на 50-100 лет [1]. К тому же выбросы продуктов сгорания углеводородных топлив (оксиды азота, углерода, серы) загрязняют атмосферу, нарушая естественный ход её процессов. Одним из возможных путей решения является разработка альтернативных транспортных технологий, кото-

рые не зависят от сжигания ископаемого топлива. Использование криогенных рабочих веществ стало одним из потенциальных решений экологической проблемы.

В настоящее время широкое применение находят беспилотные летательные аппараты (БПЛА) в различных областях жизнедеятельности человека, а именно при выполнении разведывательных задач, патрулирования и охраны, слежении за отдельными районами, контроле качества дорожных покрытий и экологической безопасности.

Вместе с тем существует проблема повышения экологических характеристик БПЛА. Решение данной проблемы может быть достигнуто путём использования силовой установки, работающей на криогенном рабочем теле. Важно отметить, что при этом тепловой след от БПЛА будет отсутствовать, так как отсутствует процесс горения в криогенной силовой установке.

Выбор схемы криогенной силовой установки

На рис. 1 представлена схема криогенной силовой установки беспилотного летательного аппарата, работающей на жидком азоте. В качестве источника теплоты выступает воздух при температуре окружающей среды на высоте 2000 м.

На рис. 2 представлена схема криогенной силовой установки БПЛА, где в качестве источника теплоты используется солнечная энергия.

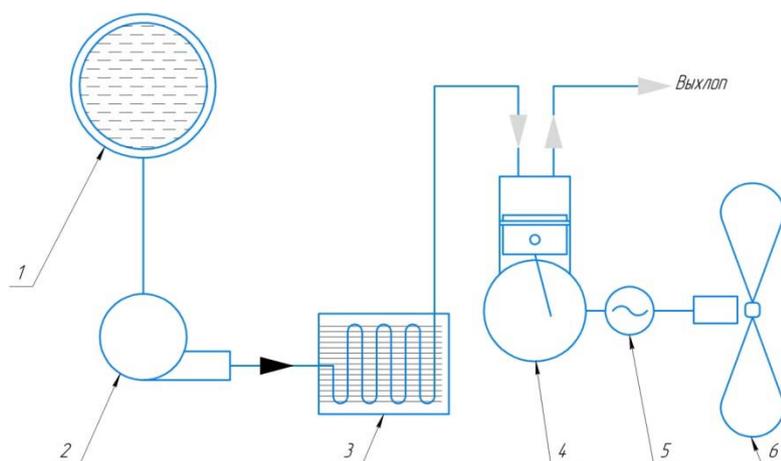


Рис. 1. Схема криогенной силовой установки БПЛА с воздушным подогревом:
1 – ёмкость с криогенным рабочим телом; 2 – криогенный насос; 3 – теплообменник-испаритель;
4 – поршневой детандер; 5 – электрогенератор; 6 – винт БПЛА

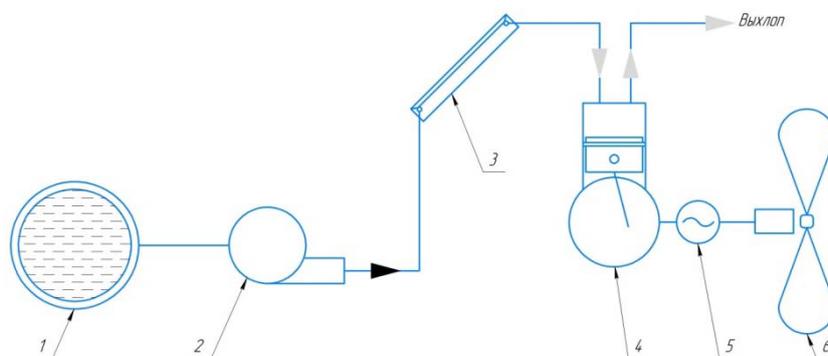


Рис. 2. Схема криогенной силовой установки БПЛА с подогревом рабочего тела за счёт солнечной энергии:
1 – ёмкость с криогенным рабочим телом; 2 – криогенный насос; 3 – система для подвода солнечной энергии; 4 – поршневой детандер; 5 – электрогенератор; 6 – винт БПЛА

Принцип работы представленной силовой установки заключается в следующем: криогенное рабочее тело (жидкий азот) из ёмкости 1 при помощи криогенного насоса 2 нагревается и газифицируется с помощью подведения тепловой энергии в системе 3. Газообразный азот поступает в поршневой детандер 4, где за счёт теплопритоков через стенки цилиндра и поршня происходит политропный процесс расширения. Полученная работа идёт на привод электрогенератора 5, приводящего в движение винт 6 беспилотного летательного аппарата.

Расчётное исследование параметров криогенной силовой установки БПЛА с воздушным подогревом

Предлагаемая криогенная силовая установка работает по открытому циклу Ренкина (рис. 3). Открытая схема энергетической установки, использующей низкопотенциальную теплоту криопродукта, является достаточно простой и экономичной [2; 3]. В качестве рабочего тела можно использовать как азот, так и воздух, сжиженный природный газ и т.д.

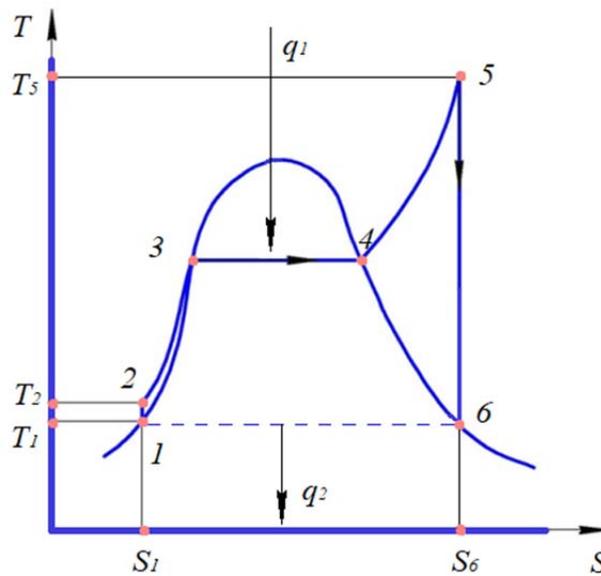


Рис. 3. Изображение процессов цикла Ренкина на T-S диаграмме

С помощью T-S диаграммы (температурно-энтропийной диаграммы) азота и справочных данных [4; 5] были вычислены термодинамические параметры точек (табл. 1).

Количество подведённого тепла:

$$q_1 = i_5 - i_6.$$

Количество отведённого тепла:

$$q_2 = i_6 - i_1,$$

где i_i – энтальпия в i -й точке.

Удельная работа цикла:

$$l_u = RT_5 \ln \left(\frac{p_5}{p_6} \right),$$

где T_i – температура в i -й точке; p_i – давление в i -й точке.

Расход криогенного рабочего тела:

$$G = \frac{N}{l_u},$$

где N – мощность силовой установки.

Теплообменник-испаритель способен нагреть рабочее тело до температуры окружающей среды. Примем, что высота полёта беспилотного летательного аппарата 2000 м, следовательно температура окружающей среды 275 К.

Расчётное исследование аэродинамических характеристик БПЛА показало, что при крейсерском полёте потребная мощность составит 7,6 кВт [6].

Таблица 1. Результаты расчёта криогенной силовой установки БПЛА с воздушным подогревом

$p_1, p_6,$ кПа	$p_2, p_3,$ $p_4, p_5,$ МПа	$T_1,$ $T_6,$ К	$T_4,$ $T_3,$ К	$T_5,$ К	$i_5,$ кДж/ кг	$i_6,$ кДж/ кг	$i_1,$ кДж/ кг	$q_1,$ кДж/ кг	$q_2,$ кДж/ кг	КПД	$l_u,$ кДж/ кг	$N,$ кВт	$G,$ кг/с
66,96	1	74	77	275	282,8	135,9	-121,4	404,2	257,3	0,36	146,9	7,6	0,052
66,96	3	74	88	275	277,8	93,8	-121,4	399,2	215,2	0,46	184,0	7,6	0,041
66,96	5	74	94	275	272,9	75,3	-121,4	394,3	196,7	0,50	197,6	7,6	0,038
66,96	10	74	104	275	261,9	48,6	-121,4	383,3	170,0	0,56	213,2	7,6	0,036
66,96	15	74	110	275	252,9	31,9	-121,4	374,3	153,3	0,59	221,0	7,6	0,034
66,96	20	74	116	275	246,2	20,2	-121,4	367,6	141,6	0,61	226,0	7,6	0,034
66,96	30	74	124	275	238,7	6,3	-121,4	360,1	127,7	0,65	232,4	7,6	0,033



Рис. 4. Зависимость удельной работы цикла от температуры рабочего тела на входе в поршневой детандер

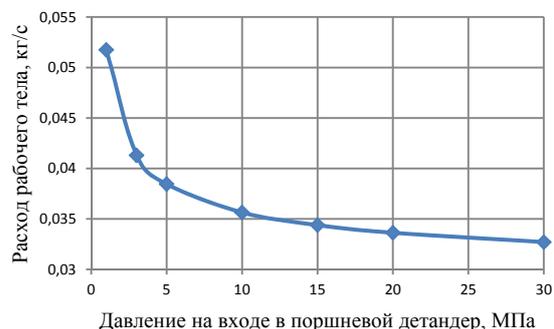


Рис. 5. Зависимость расхода рабочего тела от температуры на входе в поршневой детандер

Полученные зависимости (рис. 4, 5) показывают, что при увеличении давления на входе в поршневой детандер от 1 до 30 МПа работа цикла на единицу массы рабочего тела увеличивается в 1,5 раза, а расход жидкого азота уменьшается в 1,5 раза.

Расчётное исследование параметров криогенной силовой установки БПЛА с подогревом рабочего тела за счёт солнечной энергии

Предполагается, что температура рабочего тела в нагревателе 3 (рис. 2) достигает $T_5 = 300 \dots 800$ К. Расчёт криогенной силовой установки БПЛА с подогревом рабочего тела за счёт солнечной энергии (табл. 2) проводится аналогично расчёту криогенной силовой установки БПЛА с воздушным подогревом.

Таблица 2. Результаты расчёта криогенной силовой установки БПЛА с подогревом рабочего тела за счёт солнечной энергии

$p_1, p_6,$ кПа	$p_2, p_3,$ $p_4, p_5,$ МПа	$T_1,$ $T_6,$ К	$T_4,$ $T_3,$ К	$T_5,$ К	$i_5,$ кДж/ кг	$i_6,$ кДж/ кг	$i_1,$ кДж/ кг	$q_1,$ кДж/ кг	$q_2,$ кДж/ кг	КПД	$l_u,$ кДж/ кг	$N,$ кВт	$G,$ кг/с
67	3	74	88	300	305,1	104,4	-121,4	426,5	225,8	0,47	200,7	7,6	0,038
67	3	74	88	400	412,5	144,9	-121,4	533,9	266,3	0,50	267,6	7,6	0,028
67	3	74	88	500	519,3	184,8	-121,4	640,7	306,2	0,52	334,5	7,6	0,023
67	3	74	88	600	627	225,6	-121,4	748,4	347,0	0,54	401,4	7,6	0,019
67	3	74	88	700	736	268,1	-121,4	857,8	389,5	0,55	468,3	7,6	0,016
67	3	74	88	800	848	312,8	-121,4	969,4	434,2	0,55	535,2	7,6	0,014

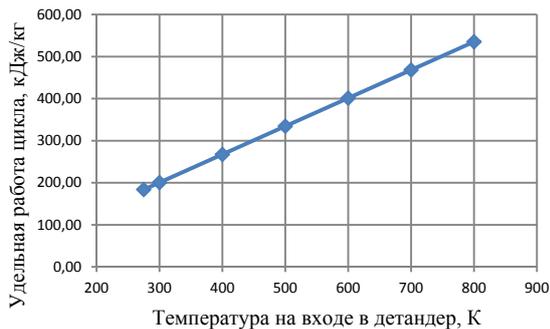


Рис. 6. Зависимость удельной работы цикла от температуры рабочего тела на входе в поршневой детандер

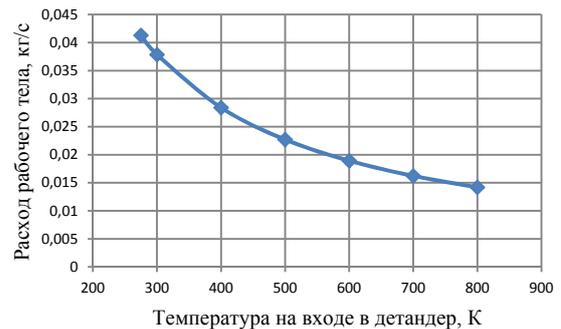


Рис. 7. Зависимость расхода рабочего тела от температуры на входе в поршневой детандер

Удельная работа насоса:

$$l_n = \frac{\Delta p}{\rho_{LN_2} \eta_n},$$

где Δp – перепад давления в насосе; ρ_{LN_2} – плотность жидкого азота; η_n – КПД насоса.

Полезная работа цикла:

$$l_n = l_u - l_n.$$

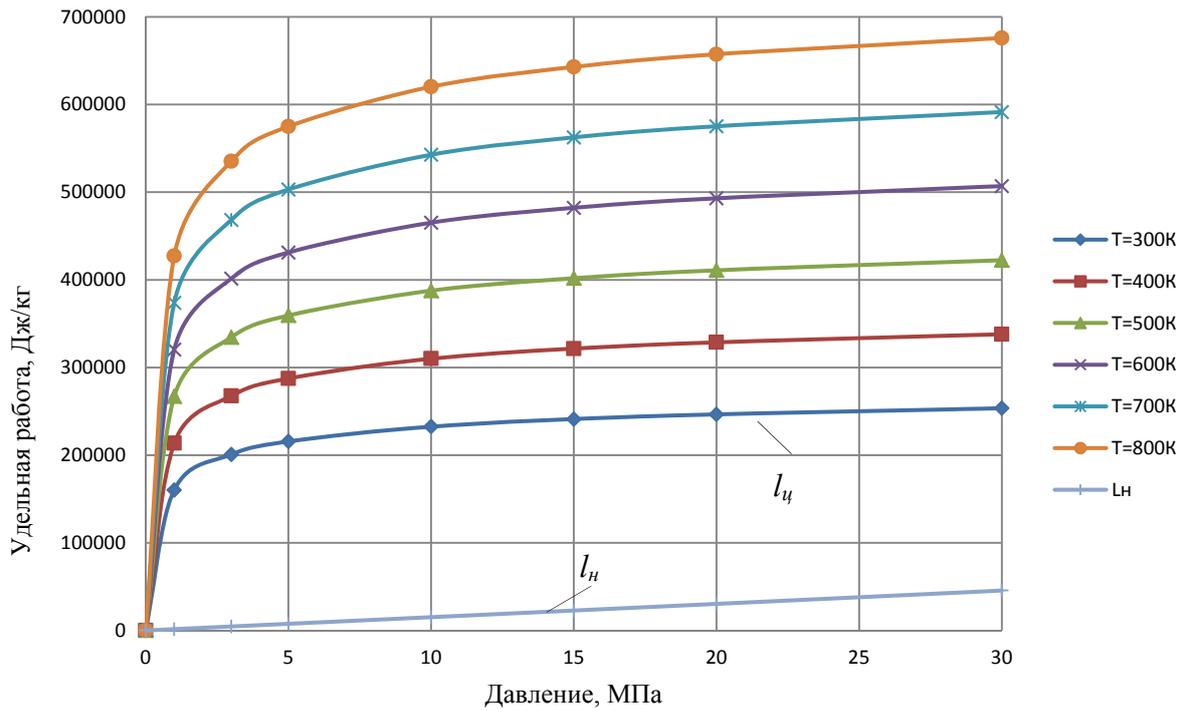


Рис. 8. Зависимость удельной работы от давления на входе в поршневой детандер при различных температурах рабочего тела

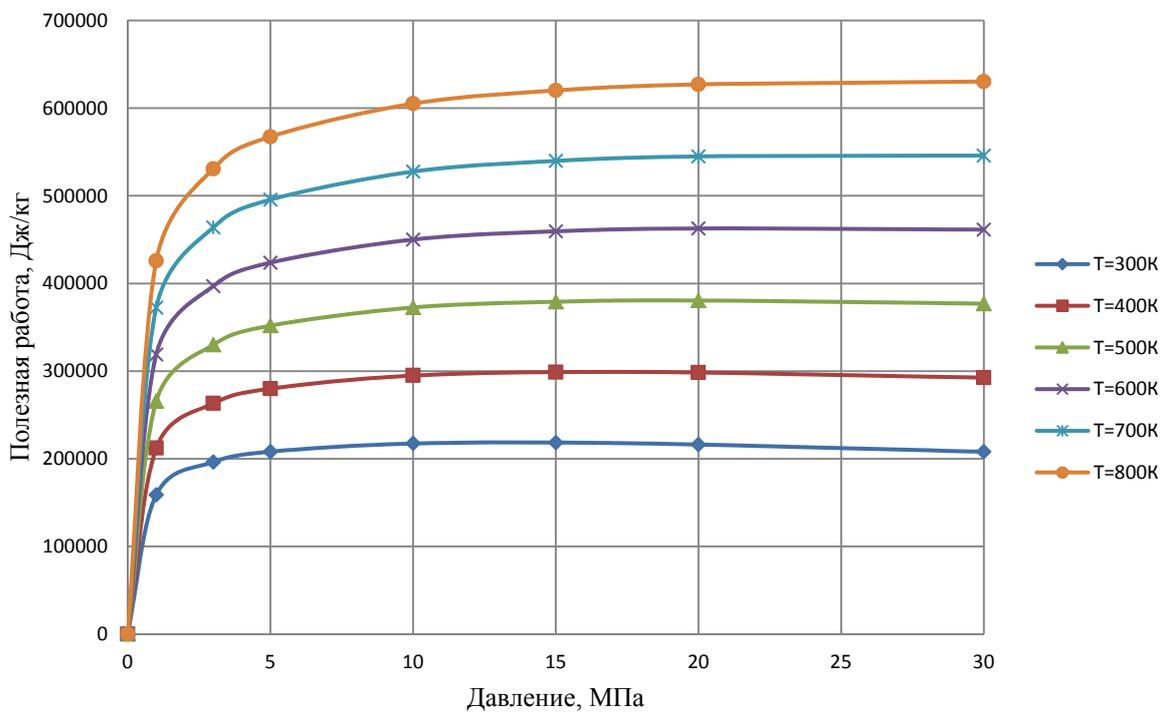


Рис. 9. Зависимость полезной работы цикла и удельной работы насоса от давления на входе в поршневой детандер

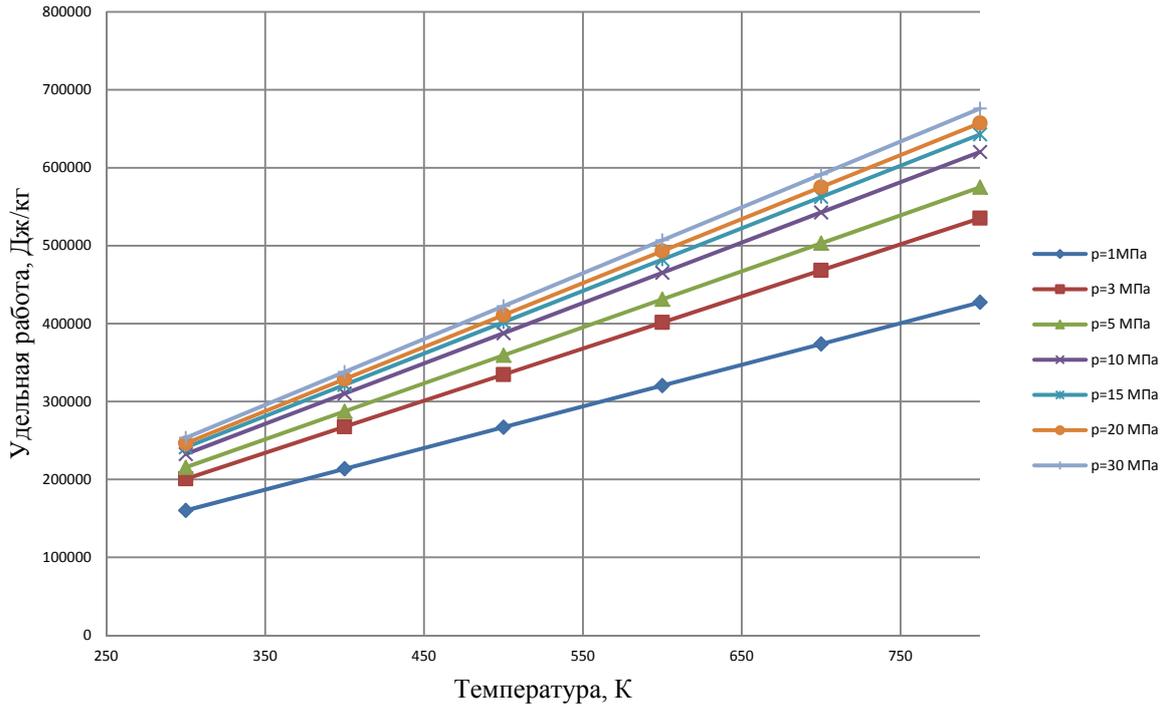


Рис. 10. Зависимость удельной работы цикла от температуры на входе в поршневой детандер

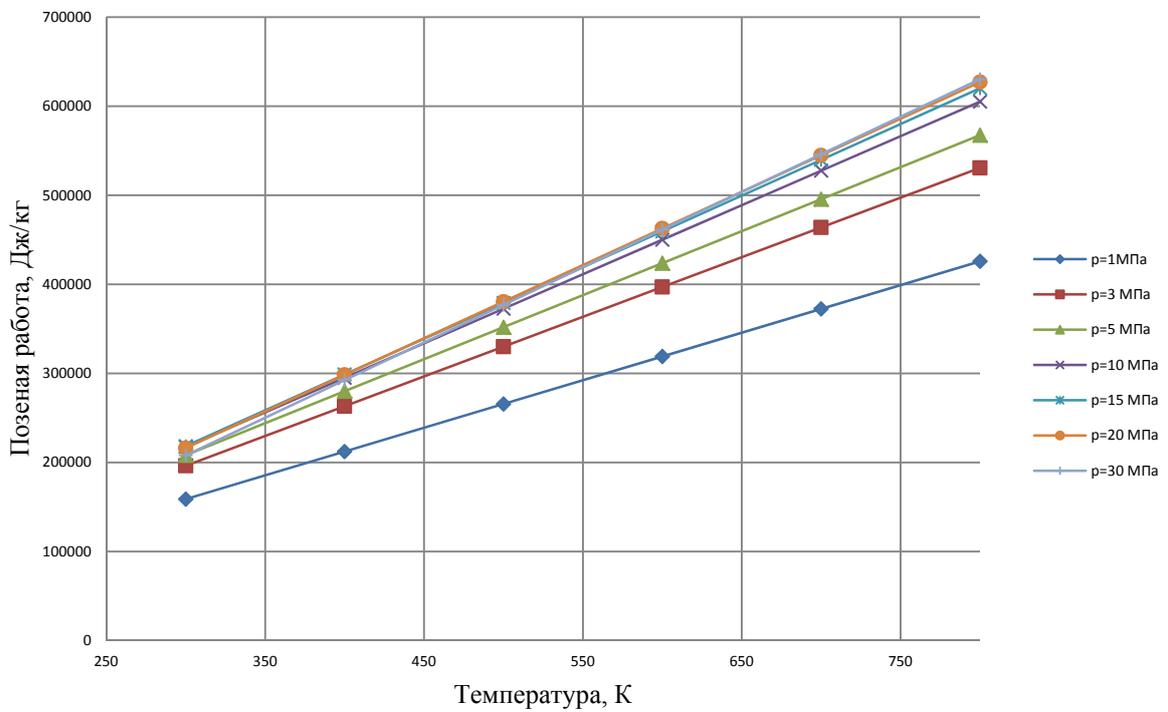


Рис. 11. Зависимость полезной работы цикла от температуры на входе в поршневой детандер

Анализ полученных данных расчётных исследований (рис. 6 – 11) позволяет сделать вывод, что с увеличением температуры на входе в поршневой детандер от 300 до 800 К энергетические характеристики криогенной силовой установки повышаются, при этом удельная работа цикла увеличивается в 2,7 раза, полезная работа увеличивается в 3 раза, а расход криогенного рабочего тела уменьшается в 2,7 раза.

Заключение

Результаты расчётного исследования показали, что для увеличения эффективности криогенной силовой установки необходимо увеличивать давление и температуру на входе в поршневой детандер. Увеличение температуры до 800 К, что можно получить за счёт использования солнечной энергии в качестве источника теплоты, позволит увеличить значение КПД до 55%, а расход криогенного рабочего тела снизить до 0,014 кг/с при обеспечении производимой мощности силовой установки беспилотного летательного аппарата на уровне 7,6 кВт.

Результаты работы получены с использованием оборудования центра коллективного пользования «Межкафедральный учебно-производственный научный центр САМ-технологий» при финансовой поддержке Минобрнауки России (проект № 0777-2020-0019).

Библиографический список

1. Андреев В.А., Борисов В.Б., Климов В.Т., Малышев В.В., Орлов В.Н. Внимание: газы. Криогенное топливо для авиации. М.: Московский рабочий, 2001. 244 с.
2. Карнаух В.В., Крылова А.Д., Лопатин А.Л., Мироненкова А.С., Тремкина О.В., Угланов Д.А. Расчёт и подбор оптимальной схемы гибридной криогенной энергетической установки, работающей на жидком водороде // Вестник Международной академии холода. 2020. № 2. С. 9-18. DOI 10.17586/1606-4313-2020-19-2-9-18
3. Тремкина О.В., Угланов Д.А., Паньшин Р.А., Бадьков Р.Р. Расчётное исследование энергетических характеристик низкотемпературной энергетической установки, работающей на различных криогенных топливах // Насосы. Турбины. Системы. 2020. № 3 (36). С. 40-49.
4. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 720 с.
5. Jacobsen R.T., Penoncello S.G., Lemmon E. Thermodynamic properties of cryogenic fluids. Springer, 1997. 312 p. DOI: 10.1007/978-1-4899-1798-0_5
6. Тремкина О.В., Аднан Х., Пулатов Т.Н., Паньшин Р.А. Расчётное исследование аэродинамических характеристик беспилотного летательного аппарата с криогенной силовой установкой // Сборник докладов Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (23-25 июня 2021 г., Самара). Т. 2. Самара: Издательство Самарского университета, 2021. С. 206-207.

SELECTION OF THE OPTIMUM CONFIGURATION AND CALCULATION STUDIES OF THE PARAMETERS OF A CRYOGENIC PROPULSION SYSTEM FOR AN UNMANNED AERIAL VEHICLE

© 2021

- O. V. Tremkina** Postgraduate Student of the Department of Thermal Engineering and Thermal Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; t.olga.vit@bk.ru
- D. A. Uglanov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Thermal Engineering and Thermal Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; dmitry.uglanov@mail.ru
- V. V. Urlapkin** Postgraduate Student of the Department of Thermal Engineering and Thermal Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; viktor.urlapkin@gmail.com
- S. S. Korneev** Postgraduate Student of the Department of Thermal Engineering and Thermal Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; skorneev1993@mail.ru
- Yu. V. Komisar** Postgraduate Student of the Department of Thermal Engineering and Thermal Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; komisar.yuv@ssau.ru

A computational study of the parameters of a propulsion system of an unmanned aerial vehicle operating on a cryogenic working medium has been carried out. Liquid nitrogen was selected as the cryogenic working fluid. Two alternative configurations of a cryogenic propulsion system for an unmanned aerial vehicle are presented. The first one is a scheme of an air-heated cryogenic propulsion system of an unmanned aerial vehicle in which air acts as the heat source at an ambient temperature at an altitude of 2000 m. The second one is a scheme wherein the working fluid is heated due to solar energy, in this case solar energy acts as the source of heat. A computational study of a cryogenic propulsion system operating on the open Rankine cycle was carried out, as well as computational studies of possible cryogenic propulsion system configurations. As a result of the studies a comparative analysis of the data obtained was made and a suitable cryogenic propulsion system configuration for an unmanned aerial vehicle with the required parameters was selected.

Cryogenic propulsion system; liquid nitrogen; unmanned aerial vehicle

Citation: Tremkina O.V., Uglanov D.A., Urlapkin V.V., Korneev S.S., Komisar Yu.V. Selection of the optimum configuration and calculation studies of the parameters of a cryogenic propulsion system for an unmanned aerial vehicle. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 59-68. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-59-68

References

1. Andreev V.A., Borisov V.B., Klimov V.T., Malyshev V.V., Orlov V.N. *Vnimanie: gazy. Kriogennoe toplivo dlya aviatsii* [Attention: gases. Cryogenic fuel for aviation]. Moscow: Moskovskiy Rabochiy Publ., 2001. 244 p.
2. Karnaukh V.V., Krylova A.D., Lopatin A.L., Mironenkova A.S., Tremkina O.V., Uglanov D.A. Calculation and selection of the optimal scheme of a hybrid cryogenic power plant running on liquid hydrogen. *Journal International Academy of Refrigeration*. 2020. No. 2. P. 9-18. (In Russ.). DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-2-9-18
3. Tremkina O.V., Uglanov D.A., Panshin R.A., Badykov R.R. Calculated study of energy characteristics of a low temperature power plant functioning with different cryogenic fuels. *Pumps. Turbines. Systems*. 2020. No. 3 (36). P. 40-49. (In Russ.)

4. Vargaftik N.B. *Spravochnik po teplofizicheskim svoystvam gazov i zhidkostey* [Handbook on the thermophysical properties of fluids]. Moscow: Nauka Publ., 1972. 720 p.

5. Jacobsen R.T., Penoncello S.G., Lemmon E. Thermodynamic properties of cryogenic fluids. Springer, 1997. 312 p. DOI: 10.1007/978-1-4899-1798-0_5

6. Tremkina O.V., Adenane H., Pulatov T.N., Panshin R.A. Calculated study of aerodynamic characteristics of unmanned aircraft with a cryogenic power plant. *Sbornik dokladov Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Problemy i Perspektivy Razvitiya Dvigatelistroeniya»* (June, 23-25, 2021, Samara). V. 2. Samara: Samara University Publ., 2021. P. 206-207. (In Russ.)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ЖЁСТКОСТИ УПРУГИХ КОЛЕЦ ДЕМПФЕРА

© 2021

Д. С. Дилигенский ассистент кафедры инженерной графики;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
diligen@mail.ru

Д. К. Новиков доктор технических наук, профессор кафедры конструкции
и проектирования двигателей летательных аппаратов;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
novikovdk_ssau@mail.ru

К. В. Бояров инженер отраслевой научно-исследовательской лаборатории
вибрационной прочности и надёжности авиационных изделий;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
konst90@gmail.com

Описывается метод экспериментальной оценки жёсткости упругого демпферного кольца. В качестве демпферного кольца выступает тонкостенное маложёсткое кольцо с равномерно распределёнными гладкими выступами на внутренней и наружной поверхностях. Несмотря на широкое использование подобной конструкции в отечественном и зарубежном машиностроении, контроль характеристик данного элемента и соответственно опоры в целом остаётся достаточно сложным. Разработана численная модель, достоверность которой подтверждается аналитическими расчётами. Для проверки данных, получаемых численными расчётами, спроектировано специальное приспособление, которое устанавливалось на разрывную машину «galdabini», где была проведена серия измерений. Анализ полученных данных показал значительное различие между численным, аналитическим и экспериментальными данными, которое можно объяснить несоответствием использованного оборудования граничным условиям теоретической модели. Параметры приспособления подобраны таким образом, чтобы его жёсткость была намного выше жёсткости исследуемого упругого кольца. В работе описывается совершенствование как конструкции приспособления, так и методики определения жёсткости упругого кольца демпфера на указанном измерительном оборудовании. После внесения поправок полученные данные разброса величины жёсткости упругого кольца хорошо согласуются с аналитической и численной зависимостью, что позволяет использовать данные последней для уточнения аналитических методов в дальнейшем.

Упругое кольцо; жёсткость; демпфер; гистерезис; тензодатчик; анизотропия

Цитирование: Дилигенский Д.С., Новиков Д.К., Бояров К.В. Определение статической жёсткости упругих колец демпфера // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 69-78. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-69-78

Одним из самых распространённых устройств для борьбы с вибрацией в роторных системах является демпфер, устанавливаемый в опорах. Классификация конструкции и формы данных устройств приведены в статье [1]. В данной работе анализируется вариант демпфера с упругим кольцом. В качестве упругого элемента выступает тонкостенное кольцо с равномерно распределёнными по окружности выступами (рис. 1). Между стенками корпуса и вибратора и упругим кольцом всегда есть зазор, через который может протекать масло (рис. 1, позиция 4). Количество выступов и прочие геометрические параметры регламентируются ОСТ 1.10779-72 [2].

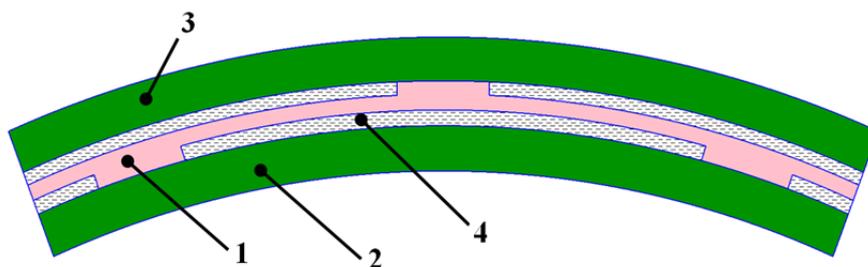


Рис. 1. Демпферная опора с упругим кольцом:
 1 – упругое кольцо с выступами по обеим сторонам (внутри и снаружи);
 2 – жесткое кольцо вибратора; 3 – жесткое кольцо корпуса; 4 – области течения смазки

Высота выступов на внутренней и наружной сторонах может быть различной, однако, как правило, не превышает $0,2 \dots 0,3$ мм, так как при большем значении не будет возникать гидродинамический эффект демпфирования.

Демпфирование происходит за счёт выдавливания смазки из зазоров, образуемых между упругим кольцом и кольцом корпуса. Подобный тип демпфера получил довольно широкое распространение и имеет множество достоинств, включая компактность, возможность создания упругих колец с заранее заданными характеристиками жёсткости, анизотропии, высокие демпфирующие свойства, позволяет производить отстройку от резонансных частот. Вместе с тем у подобного демпфера имеются и недостатки: необходима высокая точность исполнения посадок, конусности и т.д., требуется доводка в реальной конструкции, так как существующий отраслевой стандарт имеет узкий диапазон применения относительно геометрии кольца и не учитывает коэффициент трения и фактические посадки. Очевидно, что демпферы должны оказывать существенное влияние на вибрационное состояние двигателя. На имеющихся в распоряжении виброграммах одного из двигателей с такими кольцами видно, что в процессе эксплуатации машины виброскорость может возрастать до 30 мм/с, что недопустимо. На вибрацию также может оказывать существенное отклонение по посадочным диаметрам упругих колец.

Была разработана параметрическая модель, позволяющая провести анализ жёсткости упругих колец по основным параметрам геометрии в необходимом диапазоне значений за максимально короткий промежуток времени. В качестве объекта исследования были выбраны два кольца. Одно – обычное (рис. 2, б), другое – фигурное (рис. 2, а), которое нужно для снижения контактного давления при неизменной жёсткости кольца. Для экспериментальной проверки модели было спроектировано приспособление (рис. 3), представляющее собой имитацию наружного кольца подшипника и корпуса опоры, между которыми размещается исследуемое кольцо. Параметры приспособления подобраны таким образом, чтобы его жёсткость была намного выше жёсткости исследуемого упругого кольца. Также была проработана и изготовлена модификация приспособления, уменьшающая монтажные и рабочие люфты. Продольные разрезы представлены на рис. 3, а и рис. 3, б соответственно.

Для получения точных данных по характеристикам упругих колец спроектированное приспособление было установлено на разрывную машину «galdabini» (рис. 3, в). Разрывная машина позволяет прикладывать статическое усилие в вертикальном направлении за счёт перемещения траверсы (рис. 3, в, отмечено стрелкой) вдоль двух вертикальных направляющих. Изготовленное приспособление устанавливается на горизонтальную платформу. Траверса стенда оснащена тензодатчиком, через который усилие передаётся на приспособление. Минимальный шаг траверсы составляет $0,01$ мм, тензодатчик имеет точность до $0,125$ Н.

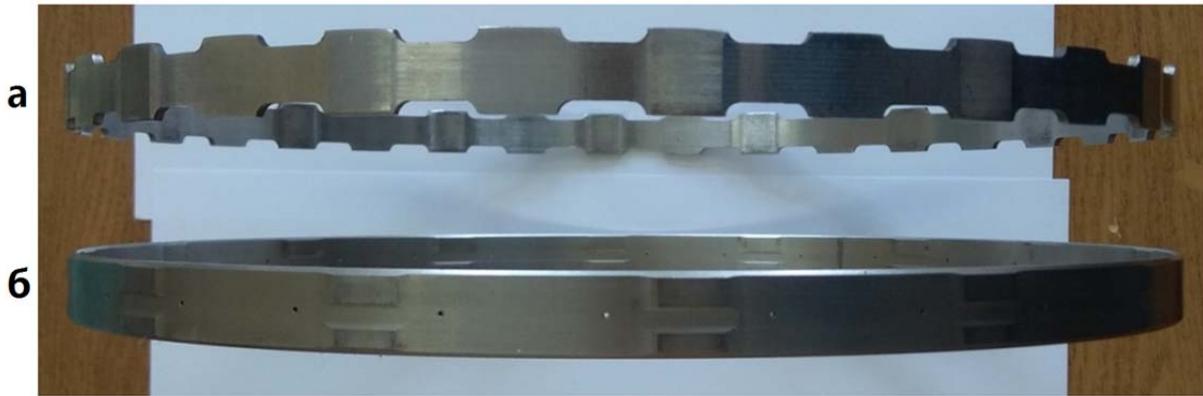


Рис. 2. Упругие кольца: а – фигурное; б – обычное

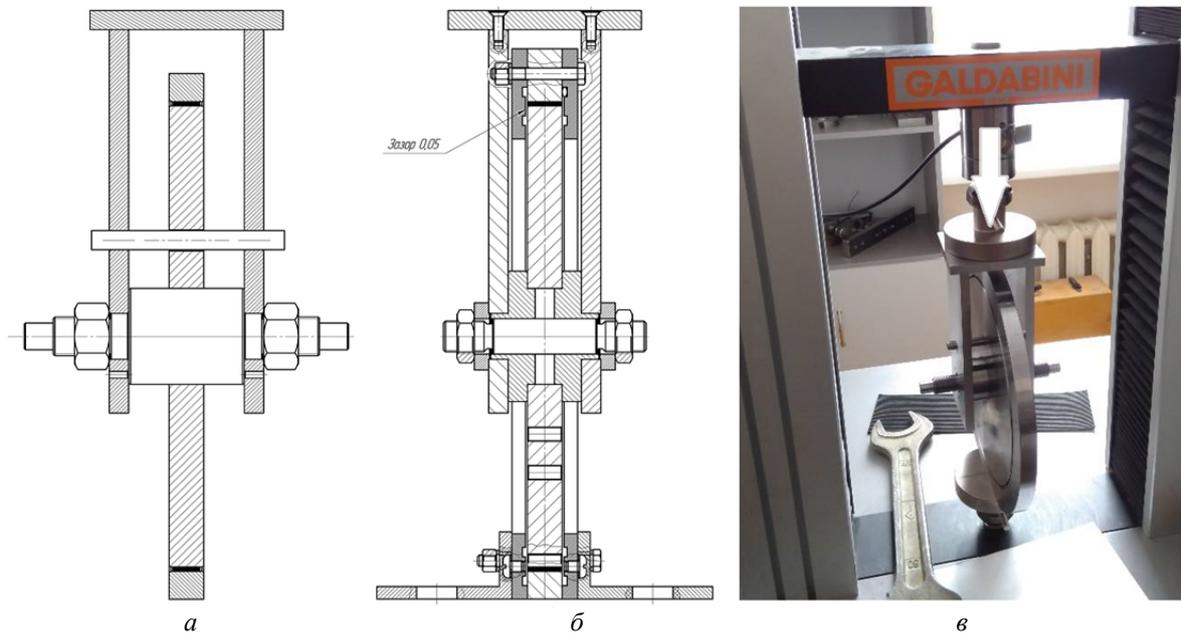


Рис. 3. Приспособление для измерения жёсткости упругих колец:
 а – схема приспособления до модификации; б – схема приспособления после модификации;
 в – приспособление, установленное на стенд

Была проведена серия замеров для каждого выступа на фигурном кольце, то есть кольцо нагружалось при одной ориентации, затем поворачивалось на угол так, чтобы в нижнем положении оказался соседний выступ, и так для всех 30 рабочих секторов, по 15 наружных выступов и внутренних выступов. Фигурное кольцо испытывалось при одинаковой нагрузке в 4000 Н и последующей разгрузке до 0 Н. Таким образом для каждого выступа кольца была получена петля гистерезиса (рис. 4). Жёсткость обычного кольца измерялась последовательной серией нагружения и разгрузки с максимальной величиной в 3000 Н, но по одному выступу (рис. 5). Видно, что визуально форма петли, полученная при измерении жёсткости обычного кольца, не имеет резких перегибов, тогда как петли фигурного кольца имеют характерное место перегиба в районе 1000-2000 Н. Это можно объяснить меньшим количеством монтажных люфтов, так как измерение жёсткости обычного кольца проводилось на модифицированном приспособлении.

При экспериментальных измерениях получены петли гистерезиса для каждого сектора кольца. В петле, представленной на рис. 4, отчётливо видны три характерные зоны: *a*, *б* и *в*. Предполагается, что зона *a* – область выборки люфтов в приспособлении; *б* – зона, где работает упругое кольцо и *в* – область работы приспособления, либо область деформации некоторой части измерительного стенда. По графику также заметно, что только в зоне *в* жёсткость подчиняется линейной зависимости.

Нагружение и определение жёсткости фигурного упругого кольца проводились вдоль одной и той же вертикальной оси в 30 положениях (для каждого выступа на кольце).

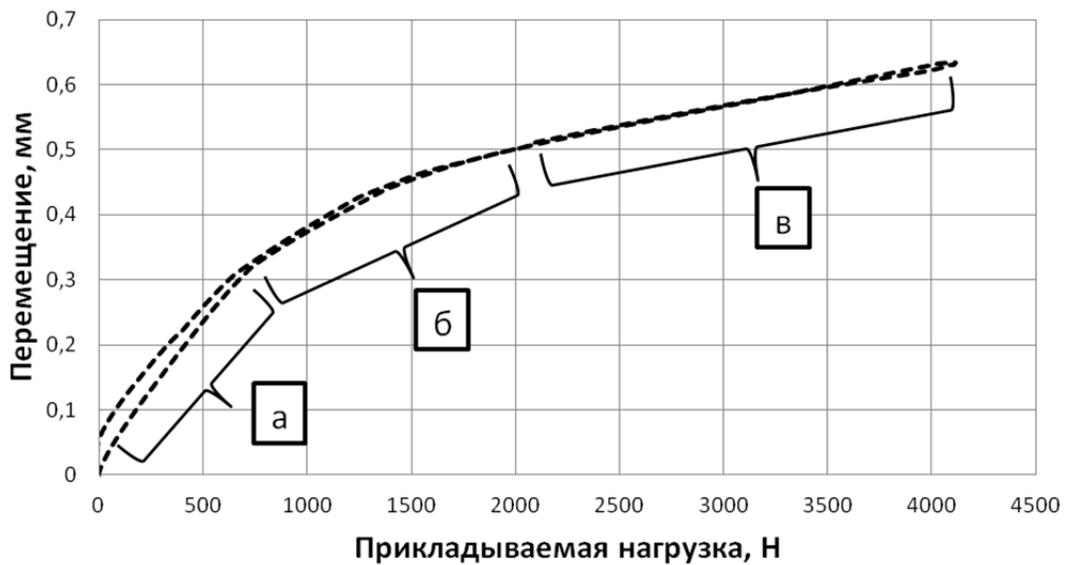


Рис. 4. Измерение жёсткости фигурного упругого кольца, петля гистерезиса для одного сектора измерения

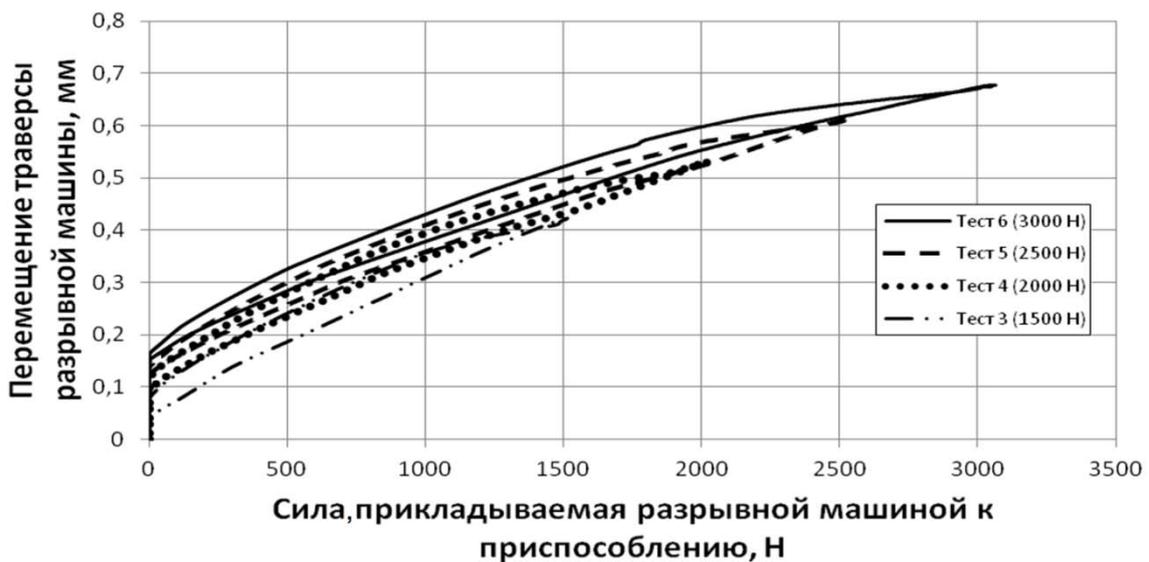


Рис. 5. Измерение жёсткости обычного упругого кольца при разной величине прикладываемого усилия

На основе этих измерений получен график (рис. 6), который отражает анизотропию жёсткости упругого кольца, вызванную наличием различных величин посадок для каждого выступа кольца, овальностью и прочими погрешностями [9].

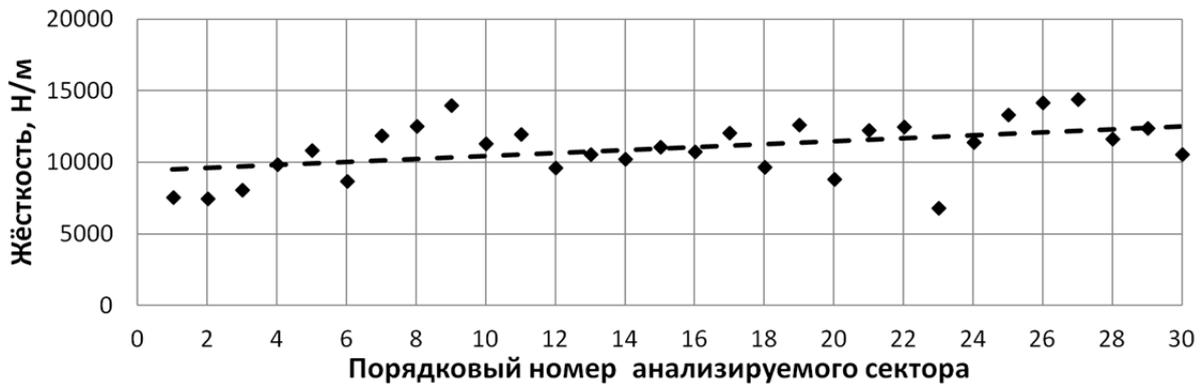


Рис. 6. Жёсткость упругого кольца по выступам (нагрузка 1800 Н)

Для оценки анизотропии была рассчитана средняя квадратичная экспериментальная величина S_0 жёсткости упругого кольца по формуле:

$$S_0 = \sqrt{\frac{n}{n-1} S^2} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (1)$$

где n – объём выборки; x_i – i -й элемент выборки.

Жёсткость S_0 определялась при нескольких величинах нагрузки: 750 Н, 1000 Н и 1800 Н (рис. 6) и составила 16% при нагрузке в 750 Н, 8% при нагрузке в 1000 Н и 18% при нагрузке в 1800 Н. Средняя величина измеренной жёсткости составила 5940 Н/мм, 8858 Н/мм, 11012 Н/мм для нагрузки в 750 Н, 1000 Н и 1800 Н соответственно. При этом численная модель, верифицированная по ОСТ, показала значения в 2 раза выше.

В случае анализа обычного кольца рассматривалась жёсткость при нагрузке и разгрузке в 3000 Н, которая составила соответственно 8692 Н/мм и 14645 Н/мм. С целью исключения возможной анизотропии, вызываемой, по-видимому, монтажными условиями, испытания обычного кольца проводились на модифицированном приспособлении (рис. 4, б). Модификация включает в себя изменение фиксации оси, установку платформы для обеспечения устойчивости при приложении нагрузки, добавление боковых пластин для минимизации осевых люфтов между корпусом, вибратором и упругим кольцом. Одной из причин возможной нестыковки численного и экспериментальных значений предполагалось наличие в системе большого количества зазоров, в особенности между упругим кольцом и соседними деталями. Проведённые численные измерения для модели демпфера, описанной в ОСТ [2], показали, что наличие как зазора, так и натяга способно значительно изменить величину жёсткости упругого кольца [8]. К значительному уменьшению жёсткости способен привести зазор.

Другой возможной причиной низкой величины жёсткости может являться наличие большого числа неучтённых составляющих в измеренной величине.

При существующей компоновке приспособления измеряемая податливость (величина, обратная жёсткости) вычисляется суммой составляющих систему податливостей и определяется уравнением:

$$\frac{1}{C_{изм}} = \frac{1}{C_m} + \frac{1}{C_{ук}} + \frac{1}{C_{к1}} + \frac{1}{C_{к2}} + \dots + \frac{1}{C_{ну}}, \quad (2)$$

где $C_{изм}$ – измеренная величина жёсткости; $C_{ук}$ – жёсткость упругого кольца; $C_{к1}, C_{к2}$ – контактные жёсткости; $C_{ну}$ – неучтённые величины; C_m – жёсткость тензодатчика.

Пренебрегая неучтёнными величинами, путём преобразования выражения (2) получим:

$$C_{ук} = \frac{C_{изм}}{1 - C_{изм} \left(\frac{1}{C_m} + \frac{1}{C_{к1}} + \frac{1}{C_{к2}} \right)}. \quad (3)$$

Как видно из формулы (3), на жёсткость упругого кольца влияет жёсткость измерительного прибора, особенно если их жёсткости сравнимы, а также контактные жёсткости составных частей приспособления и резьбовых соединений датчика и траверсы разрывной машины.

Для устранения люфтов и исключения влияния контактов была проведена модификация приспособления (см. рис.4, б). В предложенном варианте минимизированы любые осевые или радиальные люфты. Все пластины жёстко стянуты друг с другом болтовыми и винтовыми соединениями. Дополнительно с боков установлены торцевые фланцы с зазором в 0,05 мм к вибратору.

Экспериментально определённая жёсткость фигурного кольца с учётом экспериментально полученной величины жёсткости тензодатчика согласно (3) будет иметь следующие значения:

Фигурное кольцо: $C_{ук} = 19306$ Н/мм при нагрузке в 1800 Н, $C_{ук} = 8858$ Н/мм при нагрузке в 1000 Н, $C_{ук} = 7732$ Н/мм при нагрузке в 750 Н.

Обычное кольцо: $C_{ук} = 13151$ Н/мм при нагружении до 2500 Н, $C_{ук} = 34151$ Н/мм при последующей разгрузке с 3000 Н до 2500 Н, $C_{ук} = 21414$ Н/мм.

Расчётное значение жёсткости по ОСТ [2] для обычного кольца составляет 19550 Н/мм. Расчётное значение фигурного кольца по ОСТ [2] составляет 17965 Н/мм. Таким образом, отклонение экспериментальных данных относительно аналитического расчёта составляет 9,5% для обычного кольца для среднеквадратичной величины жёсткости, и 7,5% – для фигурного кольца. Завышение экспериментальных данных в обоих случаях может объясняться наличием посадки с натягом упругих колец по корпусу [9].

Данные, полученные с Galdabini, представляют собой базу данных в среднем на 7000-10000 точек. Разрешающая способность датчика и дискретность траверсы достаточно высоки (0,125 Н и 0,01 мм соответственно), однако проведённый дополнительный анализ отдельных графиков показал, что принципиально важно учитывать количество точек опроса, по которому определяется жёсткость кольца. Жёсткость оценивается по паре точек перемещения и усилия по следующему известному выражению:

$$C_{изм} = \frac{\Delta F}{\Delta \delta}, \quad (4)$$

где ΔF – значение интервала величины усилия; $\Delta \delta$ – значение интервала величины перемещения траверсы разрывной машины.

Была определена закономерность изменения величины жёсткости $C_{изм}$ при различных интервалах для фигурного кольца для 8-го сектора (выступа) (рис. 7, 8). Также была определена аналогичная закономерность для обычного упругого кольца. Видно, что при малых интервалах приращения силы и перемещения траверсы график расщепляется на несколько отдельных кривых, однако с ростом интервала точек опроса (>30) разброс сжимается до единственной кривой.

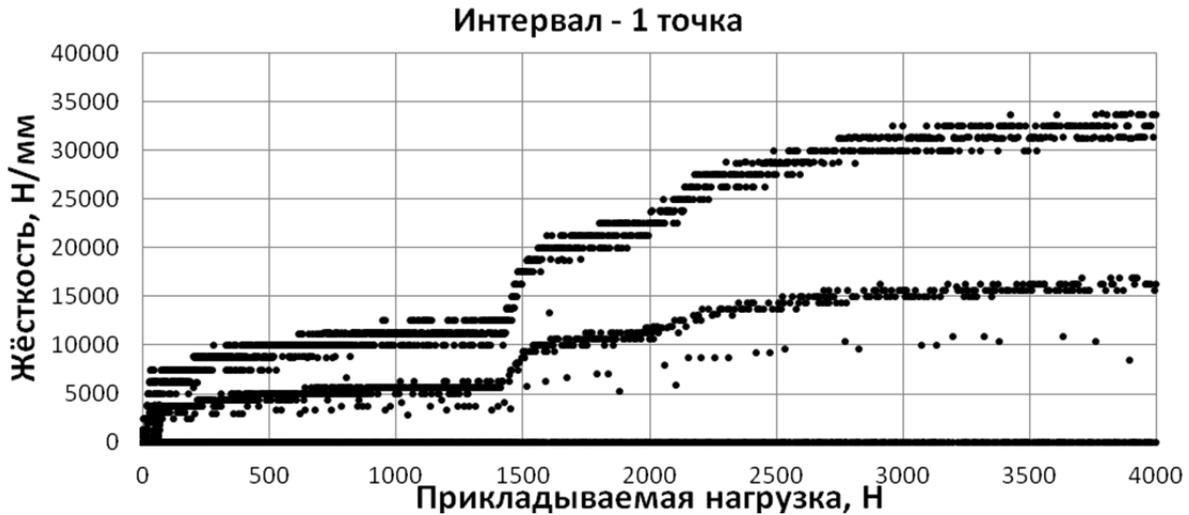


Рис. 7. Зависимость жёсткости упругого кольца от нагрузки



Рис. 8. Зависимость жёсткости упругого кольца от нагрузки

Вне зависимости от интервала опроса или типа кольца чётко прослеживаются три зоны (а, б, в) с постоянной величиной жёсткости (рис. 8). Причина появления данных зон предполагается аналогичной, описанной для рис. 5. Данный анализ позволяет точнее определить участок данных, в котором нагрузка не превышает расчётных значений и следовательно максимально достоверна. Именно в данном диапазоне следует искать расчётное значение измеренной жёсткости $C_{изм}$.

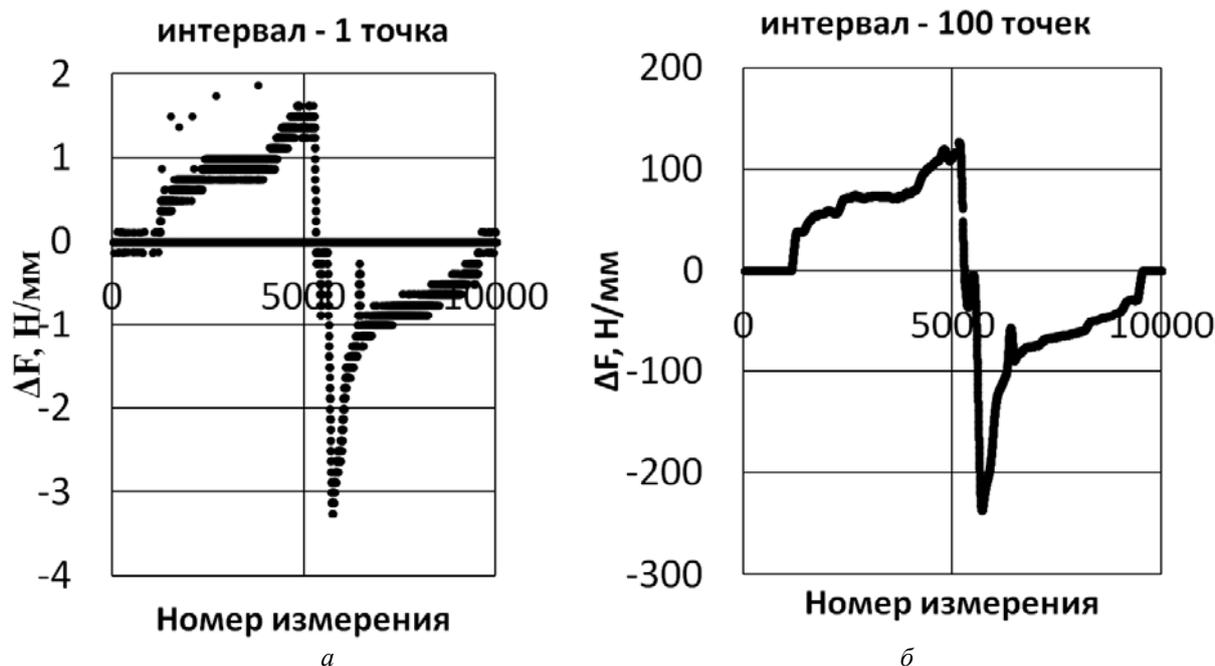


Рис. 9. Изменение величины интервала усилия регистрируемого тензодатчиком:
 а – интервал 1 точка; б – интервал 100 точек

Отличие в поведении зависимости вызвано плавающей дискретностью ΔF тензодатчика и $\Delta \delta$ траверсы. Для наглядности представлена зависимость величины ΔF (рис. 9, а, б) от порядкового номера экспериментальной точки измерения реакции. Видно, что при малом количестве точек опроса величина ΔF может принимать значения в некотором дискретном диапазоне, при этом по абсолютной величине их значения близки к разрешающей способности стенда (0,125 Н), однако при увеличении количества точек опроса значение жёсткости становится более однородным.

Важно отметить наличие нулевых значений ΔF и $\Delta \delta$ при малом интервале (<30). Это вызвано недостаточной разрешающей способностью стенда в данном эксперименте, так как анализируемые кольца в составе приспособления имеют жёсткости выше стандартных образцов, испытываемых на данном стенде.

По результатам проведённых исследований сделаны следующие выводы:

1. При анализе демпферных упругих колец следует учитывать жёсткость тензометрического оборудования.

2. При анализе жёсткости упругого кольца следует учитывать количество точек опроса. Так, при большом количестве точек характеристика исследуемого образца становится неопределённой. Однако слишком малое их количество также может привести к снижению качества анализа, так как уменьшит разрешение снимаемой характеристики и затруднит определение рабочей зоны упругого кольца, полностью разгладив снятую характеристику жёсткости до линейного вида.

3. Анализ анизотропии показал достаточно высокое значение среднеквадратичного отклонения жёсткости упругого кольца – до 18%. Была проведена серия модификаций оборудования, снижающая эффекты, связанные с монтажными люфтами. Требуется дальнейшее исследование влияния геометрии кольца (качества изготовления) на величину анизотропии.

4. Погрешность экспериментальных данных относительно аналитического расчёта составляет 9,5% для обычного кольца для среднеквадратичной величины жёсткости и 7,5% – для фигурного кольца. Необходим дальнейший анализ степени влияния посадки

и отклонений формы на жёсткость упругого демпферного кольца, так как завышение экспериментальных данных в обоих случаях может объясняться наличием посадки с натягом упругих колец по корпусу.

Библиографический список

1. Новиков Д.К., Дилигенский Д.С. Анализ конструкции гидродинамических демпферов // Сборник трудов Международного научно-технического форума, посвящённого 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ (5-7 сентября 2012 г., Самара). Т. 2. Международная научно-техническая конференция с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин». Самара: СГАУ, 2012. С. 47-48.
2. ОСТ 1 10778-72, ОСТ 1 10779-72. Кольца упругие опор роторов газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры. 1972. 11 с.
3. Хронин Д.В., Леонтьев М.К., Борздыко Е.В. Конструкция и проектирование упругодемпферных опор роторов ВРД: учеб. пособие. М.: МАИ, 1988. 37 с.
4. Артемов Е.А. Экспериментальное и расчётное определение податливости упругих опор турбомашин // Известия вузов. Авиационная техника. 1965. № 2. С. 48-55.
5. Лобанов В.К., Хрусталева А.Б. Оценка демпфирующих свойств одного типа упругих опор ГТД // В сб.: «Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов». Вып. 4. Куйбышев: Куйбышевский авиационный институт, 1977.
6. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М.: Физматгиз, 1959. 408 с.
7. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Исследование характеристик упругих колец в опорах роторов газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18, № 3. С. 135-146.
8. Дилигенский Д.С., Новиков Д.К. Влияние монтажа на напряжённо-деформированное состояние упругих колец в демпферной опоре // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 87-100. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-87-100
9. Diligenskii D.S., Novikov D.K., Pechenin V.A., Bolotov M.A. Designing a technique for estimating press fit parameters of elastic rings for a rotor bearing damper // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2020. V. 49, Iss. 7. P. 618-623. DOI: 10.3103/S1052618820070067

DETERMINING STATIC STIFFNESS OF DAMPER ELASTIC RINGS

© 2021

- | | |
|-------------------------|---|
| D. S. Diligensky | Assistant Lecturer, Department of Engineering Graphics;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
diligen@mail.ru |
| D. K. Novikov | Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Aircraft
Engine Construction and Design;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
novikovdk_ssau@mail.ru |
| K. V. Boyarov | Engineer of the Industrial Research Laboratory of Vibration Strength
and Reliability of Aviation Products;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
konst90@gmail.com |

The article describes a method for experimental evaluation of the stiffness of an elastic damper ring. A thin-walled low-stiffness ring with uniformly distributed smooth protrusions on the inner and outer surfaces acts as a damper ring. Despite the widespread use of such a design in domestic and foreign mechanical engineering, control of the characteristics of this element and, accordingly, of the support as a whole remains quite difficult. A numerical model was developed, the reliability of which is confirmed by analytical calculations. To check the data obtained by numerical calculations, a special device was designed, which was installed on the "galdabini" tensile testing machine, where a series of measurements was carried out. Analysis of the data obtained showed a significant difference between the numerical, analytical and experimental data, which can be explained by the discrepancy between the equipment used and the boundary conditions of the theoretical model. The parameters of the device were selected in such a way that its rigidity was much higher than the rigidity of the elastic ring under study. The paper describes the improvement of both the design of the device and the method for determining the stiffness of the elastic ring of the damper using the specified measuring equipment. After making corrections, the obtained data on the scatter of the stiffness of the elastic ring are in good agreement with the analytical and numerical dependence, which makes it possible to use the data of the latter to refine the analytical methods in the future

Elastic ring; stiffness; damper; hysteresis; load cell; anisotropy

Citation: Diligensky D.S., Novikov D.K., Boyarov K.V. Determining static stiffness of damper elastic rings. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 69-78. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-69-78

References

1. Novikov D.K., Diligensky D.S. Hydrodynamic damper design analysis. *Sbornik trudov Mezhdunarodnogo nauchno-tekhnicheskogo foruma, posvyashchennogo 100-letiyu OAO «Kuznetsov» i 70-letiyu SGAU (September, 5-7, 2012, Samara)*. V. 2. Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya s uchastiem molodykh uchenykh «Dinamika i Vibroakustika Mashin». Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2012. P. 47-48. (In Russ.)
2. OST 1 10778-72, OST 1 10779-72. Elastic rings of gas turbine engine supports. Design and sizes. 1972. 11 p. (In Russ.)
3. Khronin D.V., Leont'ev M.K., Borzdyko E.V. *Konstruktsiya i proektirovanie uprugodempfernykh opor rotorov VRD: ucheb. posobie* [Construction and design of GTE rotor elastic-damping supports: textbook]. Moscow: Moscow Aviation Institute Publ., 1988. 37 p.
4. Artemov E.A. Experimental and calculation defining of turbomachinery elastic supports flexibility. *Soviet Aeronautics*. 1965. No. 2. P. 48-55. (In Russ.)
5. Lobanov V.K., Khrustalev A.B. Otsenka dempfirmuyushchikh svoystv odnogo tipa uprugikh opor GTD. *V sb.: «Vibratsionnaya Prochnost' i Nadezhnost' Dvigatelay i Sistem Letatel'nykh Apparatov»*. Vyp. 4. Kuybyshev: Kuybyshev Aviation Institute Publ., 1977. (In Russ.)
6. Sergeev S.I. *Dempfirovaniye mekhanicheskikh kolebaniy* [Damping of mechanical vibrations]. Moscow: Fizmatgiz Publ., 1959. 408 p.
7. Leontiev M.K., Tereshko A.G. Investigation of characteristics of elastic rings mounted in rotor bearings of gas-turbine engines. *Aerospace MAI Journal*. 2011. V. 18, no. 3. P. 135-146. (In Russ.)
8. Diligensky D.S., Novikov D.K. Influence of assembly conditions on the stressed-stained state of damper support elastic rings. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 87-100. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-87-100
9. Diligenskii D.S., Novikov D.K., Pechenin V.A., Bolotov M.A. Designing a technique for estimating press fit parameters of elastic rings for a rotor bearing damper. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2020. V. 49, Iss. 7. P. 618-623. DOI: 10.3103/S1052618820070067

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ПУТЁМ ПОДБОРА ОПТИМАЛЬНОГО РАБОЧЕГО ТЕЛА ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО КОНТУРА

© 2021

- И. А. Елисеев** студент магистратуры Института двигателей и энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; vanchel20@gmail.com
- В. В. Точёнов** студент магистратуры Института двигателей и энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; vladtochenov@gmail.com
- Р. А. Паньшин** аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; panshinroman2016@yandex.ru

Рассматривается один из способов повышения эффективности низкотемпературных энергетических установок. Актуальным вариантом увеличения мощности является подбор рабочего вещества для вспомогательного низкотемпературного энергетического контура. Низкотемпературный потенциал криогенных веществ используется для повышения эффективности энергетических систем. При работе были использованы вспомогательные энергетические установки, работающие по циклу Ренкина и Брайтона, так как эти циклы являются наиболее эффективными при работе в вспомогательных низкотемпературных энергетических установках. Для вспомогательной энергетической установки, работающей по циклу Ренкина, были выбраны следующие низкотемпературные криогенные вещества: аргон, дифторхлорметан, трифторхлорметан, этилен, тетрафторэтан, тетрафторметан, этан. Для вспомогательной энергетической установки, работающей по циклу Брайтона, были выбраны следующие низкотемпературные криогенные вещества: этилен, трифторхлорметан, тетрафторметан. По результатам расчётов, а также по результатам анализа зависимостей мощности от степени повышения давления приведены несколько криогенных веществ, которые показывают наилучшие показатели среди рассмотренных рабочих тел.

Криогенная энергетическая установка; рабочее тело

Цитирование: Елисеев И.А., Точёнов В.В., Паньшин Р.А. Повышение эффективности низкотемпературных энергетических установок путём подбора оптимального рабочего тела вспомогательного контура // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 79-88. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-79-88

Введение

В настоящее время происходит значительное увеличение объёмов производства энергетических комплексов различного назначения, где используется низкопотенциальная энергия криогенных веществ. Это объясняется удобством их хранения, улучшением экологических характеристик и увеличением ресурса работы техники. Для того, чтобы получить криопродукт, затрачивается энергия, которая может частично возвращаться в процессе его регазификации. Одним из вариантов такого возврата является применение энергетических установок, которые работают по циклам Ренкина или Брайтона. Сжиженный природный газ (СПГ) используется в различных областях, таких как промышленность, транспорт и сельское хозяйство. Зарубежное производство имеет большой опыт в проектировании, изготовлении и эксплуатации автомобилей и судов на сжиженном природном газе [1; 2].

Вспомогательный энергетический контур

В работе рассматривается газопоршневая установка (ГПУ) JMS 920 GS-N.LC мощностью 10 МВт, предназначенная для поддержания потребности населённого пункта в тепловой и электрической энергии. Топливом для газопоршневой установки также является сжиженный природный газ.

Для увеличения КПД и мощности энергетической установки зачастую используются вспомогательные контуры или вспомогательные энергетические установки. Одним из способов увеличения эффективности вспомогательного контура является подбор оптимального рабочего тела.

Вспомогательный низкотемпературный энергетический контур

Работа вспомогательной энергетической установки осуществляется с учётом исходных данных холодного теплоносителя СПГ: расход $G_{\text{СПГ}} = 0,579$ кг/с, температура $T_{\text{СПГ}} = 110$ К и теплота парообразования $r_{\text{СПГ}} = 510$ кДж/кг.

Так как подогрев идёт от окружающего воздуха, можно считать, что на нагрев рабочего тела энергия не затрачивается. Поэтому в установках циклов Ренкина и Брайтона возможно догреть рабочее тело до температуры окружающей среды ($T_3 = 293$ К).

Установка на основе цикла Ренкина

Работа вспомогательной энергетической установки рассматривалась с применением следующих криопродуктов: аргон, дифторхлорметан, трифторхлорметан, этилен, тетрафторэтан, тетрафторметан, этан. Схема вспомогательной энергетической установки на основе цикла Ренкина представлена на рис. 1.

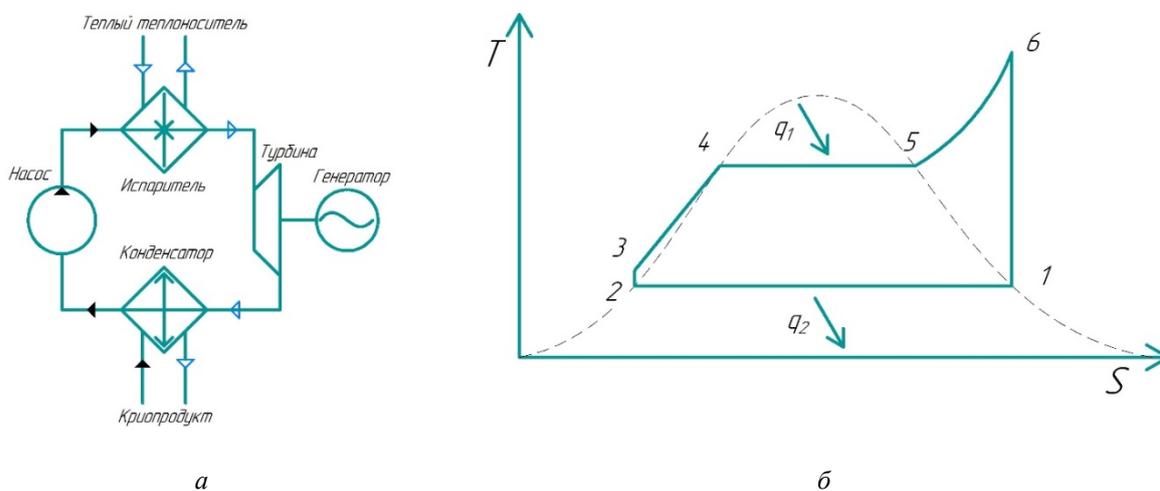


Рис. 1. Схема вспомогательной энергетической установки, работающей по циклу Ренкина:

а – схема энергетического контура; б – графическое изображение цикла Ренкина:

T – температура; S – энтропия; q_1 – подводимая теплота цикла; q_2 – отводимая теплота цикла

Рабочее вещество охлаждается в конденсаторе от холодного СПГ, переходя из газообразного в жидкое агрегатное состояние. Далее с помощью насоса направляется в испаритель, где догревается до температуры окружающей среды 293 К. После чего рабочее тело расширяется, раскручивая турбину. Турбина подключена к электрогенератору, который вырабатывает электроэнергию. Цикл повторяется.

На рис. 1, б процесс 2–3 – адиабатное нагнетание в насосе; 3–6 – процесс испарения жидкости; 3–4 – процесс нагрева жидкости; 4–5 – процесс кипения; процесс 5–6 – изобарный нагрев пара (техническая работа насоса); процесс 6–1 – адиабатное расши-

рение пара в турбине. Процесс замыкается линией 1–2, соответствующей конденсации рабочего вещества.

Построение графика осуществляется с определения параметров точки 1. Температура точки берётся выше параметров криопродукта. Затем проводится вертикальная линия вверх до температуры тёплого теплоносителя б (температура окружающей среды 293 К). Далее по изобаре проводится линия до пересечения с кривой насыщения 5, проводится горизонтальная линия влево до пересечения с кривой насыщения 4, далее по кривой насыщения вниз до первоначальной температуры б, цикл замыкается.

Затем определяется подводимая теплота:

$$q_1 = i_6 - i_1, \text{ где } i_1 - \text{энтальпия в точке 1, } i_6 - \text{энтальпия в точке б.}$$

Отводимая теплота:

$$q_2 = i_2 - i_1, \text{ где } i_2 - \text{энтальпия в точке 2.}$$

Работа турбины:

$$l_T = q_1 - q_2.$$

Термический КПД цикла:

$$\eta_T = \frac{q_1 - q_2}{q_1}.$$

Расход рабочего тела:

$$G = \frac{r_{CH4} \cdot G_{CH4}}{q_2}.$$

Мощность, вырабатываемая турбиной, определяется как

$$N = l_T G.$$

Количество электрической энергии для различных веществ приведено в табл. 1. В цикле Ренкина в качестве рабочего вещества были выбраны Аргон R740, Дифторхлорметан R22, Трифторхлорметан R13, Этилен R1150, Тетрафторэтан R134а, Тетрафторметан R14, Этан R170.

Таблица 1. Оценка количества получаемой электрической энергии

Аргон R740						
p_1 , бар	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	G , кг/с	N , кВт	η_T
10	228	165	63	1,789	112,747	0,27
13	222	168	54	1,757	94,914	0,24
15	218	169	49	1,747	85,616	0,22
18	214	174	40	1,697	67,882	0,18
20	210	173	37	1,706	63,154	0,17
Дифторхлорметан R22						
p_1 , бар	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	G , кг/с	N , кВт	η_T
0,05	320	258	62	1,144	70,961	0,19
0,1	310	254	56	1,162	65,103	0,18
0,25	296	247	49	1,195	58,579	0,16
0,5	282	240	42	1,23	51,675	0,14
1,0	267	233	34	1,267	43,089	0,12

Окончание таблицы 1. Оценка количества получаемой электрической энергии

Трифторхлорметан R13						
p_1 , бар	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	G , кг/с	N , кВт	η_T
0,05	240	166	74	1,778	131,635	0,31
0,1	233	163	70	1,811	126,811	0,3
0,25	221	160	61	1,845	112,579	0,27
0,5	210	155	55	1,905	104,780	0,26
1,0	196	150	46	1,968	90,555	0,23
Этилен R1150						
p_1 , бар	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	G , кг/с	N , кВт	η_T
0,05	739	529	210	0,558	117,222	0,284
0,1	726	526	200	0,561	112,277	0,275
0,25	695	510	185	0,579	107,115	0,266
0,5	667	497	170	0,594	101,004	0,254
1,0	635	480	155	0,615	95,354	0,244
Тетрафторэтан R134a						
p_1 , бар	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	G , кг/с	N , кВт	η_T
0,05	309	240	69	1,23	84,895	0,223
0,1	298	236	62	1,251	77,576	0,208
0,25	280	230	50	1,283	64,193	0,178
0,5	264	223	41	1,324	54,290	0,155
1,0	245	215	30	1,373	41,203	0,122
Тetraфторметан R14						
p_1 , бар	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	G , кг/с	N , кВт	η_T
0,05	246	148	98	1,995	195,529	0,398
0,1	239	146	93	2,022	188,095	0,389
0,25	228	143	85	2,064	175,522	0,372
0,5	216	139	77	2,124	163,577	0,356
1,0	203	134	69	2,203	152,052	0,339
Этан R170						
p_1 , бар	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	G , кг/с	N , кВт	η_T
0,05	768	550	218	0,536	117,042	0,28
0,1	745	537	208	0,549	114,376	0,27
0,25	707	519	188	0,568	106,964	0,26
0,5	675	505	170	0,584	99,404	0,25
1,0	638	488	150	0,605	90,765	0,23

Зависимость мощности от степени повышения давления π_k (отношения давления после компрессора к давлению перед компрессором) представлена на рис. 2.

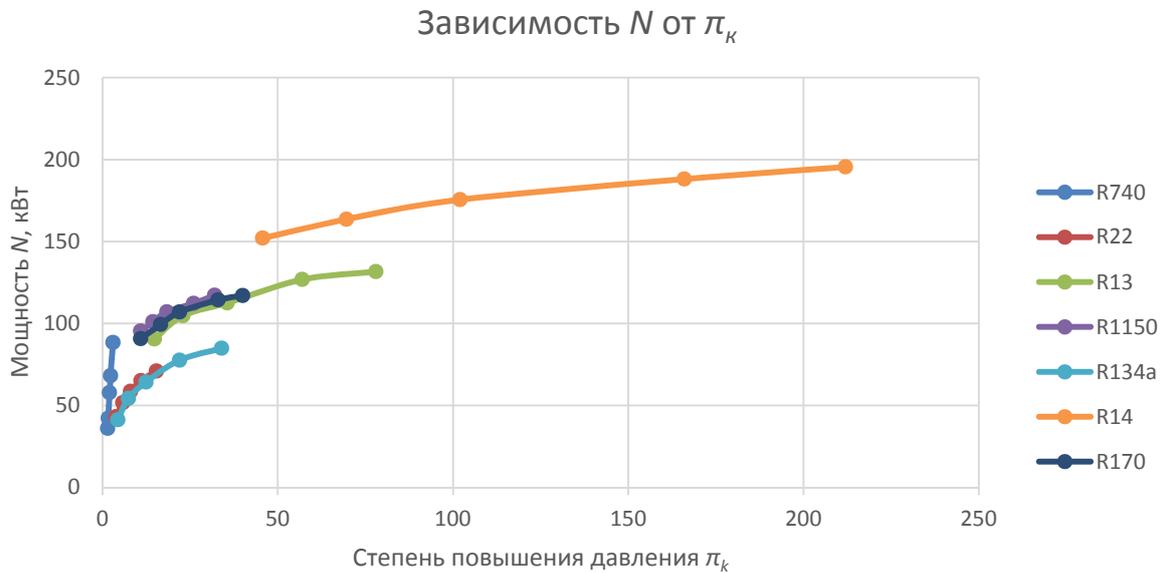


Рис. 2. Зависимость мощности, вырабатываемой дополнительным контуром, от степени повышения давления (цикл Ренкина)

Установка на основе цикла Брайтона

Работа вспомогательной энергетической установки рассматривалась с применением следующих криопродуктов: трифторхлорметан R13; этилен R1150; тетрафторметан R14. Схема вспомогательной энергетического контура на основе цикла Брайтона представлена на рис. 3.

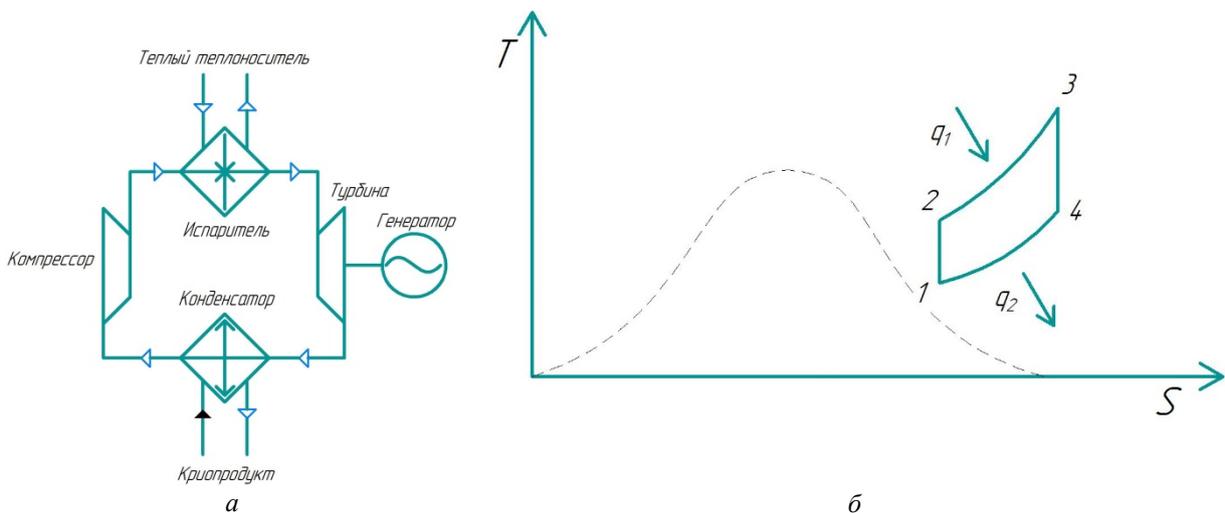


Рис. 3. Схема вспомогательной энергетической установки, работающей по циклу Брайтона:
 а – схема энергетического контура; б – графическое изображение цикла Брайтона:
 T – температура; S – энтропия; q_1 – подводимая теплота цикла; q_2 – отводимая теплота цикла

Рабочее вещество охлаждается в конденсаторе от холодного СПГ. Далее оно сжимается в компрессоре и направляется в испаритель. В испарителе происходит нагрев рабочего тела. Рабочее тело расширяется, раскручивая турбину. Аналогично циклу Ренкина турбина подключена к электрогенератору, который вырабатывает электроэнергию. Цикл повторяется.

Процесс 1–2 соответствует адиабатному сжатию рабочего вещества в компрессоре. Процесс 2–3 – изобарный подвод теплоты. Процесс 3–4 – адиабатное расширение рабочего вещества в турбине. Замыкающий процесс 4–1 – изобарный отвод теплоты от рабочего вещества.

Построение графика осуществляется с определения параметров точки 1. Температура точки берётся немного выше параметров криопродукта. Затем задаются два параметра, которые характеризуют цикл – степень повышения давления и начальное давление. Проводится вертикальная линия вверх до давления, обусловленного степенью повышения давления (точка 2). Далее по изобаре проводится кривая вверх до температуры окружающей среды 293 К (точка 3), затем вертикальная линия вниз до точки 4. График замыкается кривой 4–1, которая проводится по изобаре.

Работа сжатия компрессора:

$$l_k = i_2 - i_1, \text{ где } i_1 - \text{энтальпия в точке 1; } i_2 - \text{энтальпия в точке 2.}$$

$$\text{Температура в конце процесса сжатия: } T_2 = T_1 \frac{p_1^{\frac{1-k}{k}}}{p_2}, \text{ где } p_1 - \text{давление в точке 1;}$$

p_2 – давление в точке 2; k – показатель адиабаты.

Далее находим значение энтальпии с помощью известных нам давления в точке 2 и температуры в точке 3.

Работа расширения в турбине:

$$l_T = i_3 - i_4, \text{ где } i_3 - \text{энтальпия в точке 3; } i_4 - \text{энтальпия в точке 4.}$$

После расчёта параметров цикла определяется КПД цикла.

$$\text{Работа цикла: } l_u = l_T - l_k.$$

$$\text{Термический КПД цикла: } \eta_t = \frac{l_u}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \text{ где } l_u - \text{удельная работа цикла; } q_1 - \text{ко-$$

личество теплоты, подводимое к рабочему веществу, q_2 – количество теплоты, отведённое от рабочего вещества.

Мощность, вырабатываемая турбиной, определяется по формуле $N = l_u G$, где G – расход рабочего вещества в контуре получения дополнительной энергии.

Количество получаемой электрической энергии для различных веществ приведено в табл. 2.

Таблица 2. Оценка количества получаемой электрической энергии

Трифторхлорметан R13							
π_k	p_1 , МПа	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	G , кг/с	N , кВт	η_T
12	0,05	34	23	11	12,838	141,225	0,32
12	0,1	29	20	9	14,764	132,88	0,31
12	0,25	19	13	6	22,714	136,287	0,31
12	0,5	11	8	3	36,911	110,733	0,27

Продолжение таблицы 2. Оценка количества получаемой электрической энергии

10	0,05	37	26	11	11,357	124,93	0,29
10	0,1	32	23	9	12,838	115,548	0,28
10	0,25	24	16	8	18,455	147,645	0,33
10	0,5	16	11	5	26,844	134,222	0,31
7	0,05	44	33	11	8,948	98,43	0,25
7	0,1	39	29	10	10,182	101,824	0,25
7	0,25	31	23	8	12,838	102,709	0,25
7	0,5	23	18	5	16,405	82,025	0,21
5	0,05	50	39	11	7,571	83,286	0,22
5	0,1	44	36	8	8,202	65,62	0,18
5	0,25	38	29	9	10,182	91,641	0,23
5	0,5	31	25	6	11,811	70,869	0,19
3	0,05	58	49	9	6,026	54,236	0,15
3	0,1	54	46	8	6,419	51,354	0,14
3	0,25	47	39	8	7,571	60,572	0,17
3	0,5	41	35	6	8,436	50,621	0,14
Этилен R1150							
π_k	p_1 , бар	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	G , кг/с	N , кВт	η_r
12	0,05	55	30	25	9,843	246,075	0,45
12	0,1	41	25	16	11,812	188,986	0,39
12	0,25	19	10	9	29,529	265,761	0,47
10	0,05	69	40	29	7,382	214,085	0,42
10	0,1	58	33	25	8,948	223,704	0,43
10	0,25	34	21	13	14,061	182,798	0,38
10	0,5	14	7	7	42,184	295,29	0,5
7	0,05	96	61	35	4,841	169,428	0,36
7	0,1	83	53	30	5,572	167,145	0,36
7	0,25	61	40	21	7,38225	155,027	0,34
7	0,5	44	28	16	10,546	168,737	0,36
5	0,05	118	80	38	3,691	140,262	0,32
5	0,1	107	74	33	3,99	131,68	0,3
5	0,25	86	59	27	5,005	135,132	0,31
5	0,5	70	47	23	6,283	144,503	0,32
3	0,05	147	114	33	2,59	85,478	0,22
3	0,1	135	107	28	2,76	77,272	0,2
3	0,25	119	95	24	3,108	74,599	0,2
3	0,5	104	83	21	3,558	74,711	0,2

Окончание таблицы 2. Оценка количества получаемой электрической энергии

Тетрафторметан R14							
π_k	p_1 , МПа	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	G , кг/с	N , кВт	η_T
12	0,05	58	38	20	7,77	155,415	0,34
12	0,1	55	36	19	8,20	155,847	0,34
12	0,25	48	32	16	9,227	147,645	0,33
12	0,5	43	28	15	10,546	158,191	0,34
10	0,05	62	42	20	7,03	140,614	0,32
10	0,1	58	39	19	7,571	143,859	0,32
10	0,25	52	35	17	8,436	143,426	0,32
10	0,5	46	32	14	9,227	129,189	0,30
7	0,05	69	49	20	6,026	120,526	0,28
7	0,1	65	47	18	6,287	113,089	0,27
7	0,25	58	43	15	6,867	103,008	0,25
7	0,5	54	39	15	7,571	113,573	0,27
5	0,05	74	57	17	5,18	88,068	0,22
5	0,1	71	54	17	5,468	92,961	0,23
5	0,25	66	50	16	5,905	94,492	0,24
5	0,5	60	47	13	6,282	81,675	0,21
3	0,05	81	68	13	4,342	56,452	0,16
3	0,1	79	66	13	4,474	58,163	0,16
3	0,25	74	62	12	4,762	57,152	0,16
3	0,5	70	58	12	5,091	61,094	0,17

Зависимость мощности N от степени повышения давления π_k для различных значений давления p представлена на рис. 4.

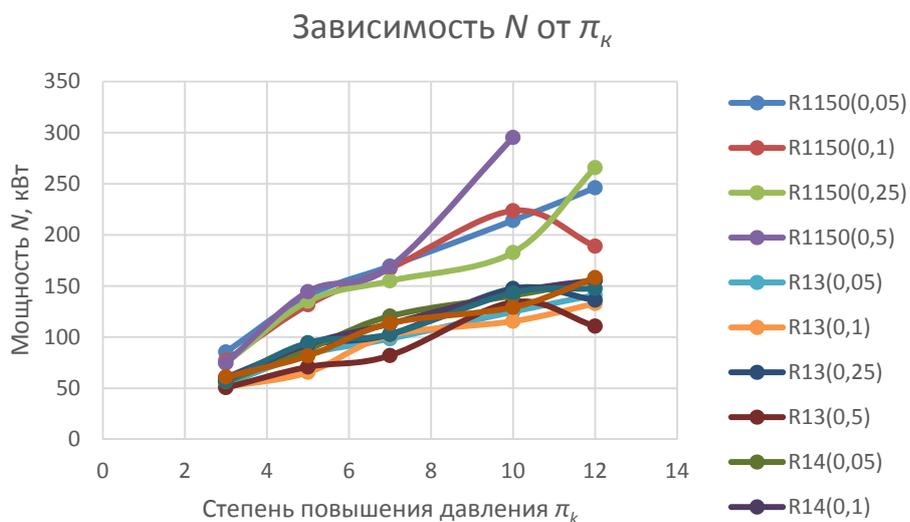


Рис. 4. Зависимость мощности, вырабатываемой дополнительным контуром, от степени повышения давления (цикл Брайтона)

Заключение

Проведя подбор оптимального рабочего тела для дополнительных низкотемпературных контуров, можно сделать следующие выводы:

1. Для установок, работающих по циклу Ренкина, наиболее подходящим веществом является R14 (тетрафторметан). При одинаковом начальном давлении его КПД 39% и мощность 195 кВт являются самыми высокими среди остальных рабочих веществ.

2. Для установок, работающих по циклу Брайтона, наиболее подходящим веществом является R1150 (этилен). При одинаковых степенях повышения давления его КПД 49% и мощность 295 кВт являются самыми высокими среди остальных рабочих веществ. Но так как этилен чрезвычайно огнеопасен и взрывоопасен, альтернативой ему может служить R14 (тетрафторметан). Его КПД и мощность составляют 34% и 158 кВт соответственно.

Результаты работы получены с использованием оборудования центра коллективного пользования «Межкафедральный учебно-производственный научный центр САМ-технологий» при финансовой поддержке Минобрнауки России (проект № 0777-2020-0019).

Библиографический список

1. Бармин И.В., Кунис И.Д. Сжиженный природный газ вчера, сегодня, завтра. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 256 с.
2. Архаров А.М., Беляков В.П., Микулин Е.И. Криогенные системы. М.: Машиностроение, 1987. 535 с.

INCREASING THE EFFICIENCY OF LOW-TEMPERATURE POWER PLANTS BY SELECTING THE OPTIMAL WORKING FLUID OF THE AUXILIARY CIRCUIT

© 2021

- I. A. Eliseev** Master Student; Institute of Engines and Power Plants;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
vanchel20@gmail.com
- V. V. Tochenov** Master Student; Institute of Engines and Power Plants;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
vladtochenov@gmail.com
- R. A. Panshin** Postgraduate Student of the Department of Thermal Engineering
and Thermal Engines;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
panshinroman2016@yandex.ru

The article discusses one of the ways to improve the efficiency of low-temperature power plants. Selection of the working substance for the auxiliary low-temperature power circuit is a relevant option for increasing the power. The low temperature potential of cryogenic substances is used to improve the efficiency of energy systems. Auxiliary power plants operating according to the Rankine cycle and the Brayton cycle were used in the work since these cycles are most efficient for the operation of auxiliary low-temperature power plants. The following low-temperature cryogenic substances were chosen for the power plant operating according to the Rankine cycle: argon, difluorochloromethane,

trifluoromethane, tetrafluoromethane, ethylene, ethane. For the power plant operating according to the Brayton cycle we chose ethylene, trifluorochloromethane, tetrafluoromethane. According to the results of calculations, as well as according to the results of analyzing the dependence of power on the degree of increasing the pressure, we suggest several cryogenic substances that show the best performance among the considered working fluids.

Cryogenic power plant; working fluid

Citation: Eliseev I.A., Tochenov V.V., Panshin R.A. Increasing the efficiency of low-temperature power plants by selecting the optimal working fluid of the auxiliary circuit. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 79-88. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-79-88

References

1. Barmin I.V., Kunis I.D. *Szhizhennyy prirodnyy gaz vchera, segodnya, zavtra* [Liquefied natural gas yesterday, today, tomorrow]. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2009. 256 p.
2. Arkharov A.M., Belyakov V.P., Mikulin E.I. *Kriogennyye sistemy* [Cryogenic systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1987. 535 p.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ КОНЦЕВЫХ ФРЕЗ ПРИ ОБРАБОТКЕ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ9

© 2021

М. Б. Сазонов кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
sazonov.mihail.56@yandex.ru

А. Н. Жидяев старший преподаватель кафедры технологий производства двигателей;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
a.n.zhidyayev@gmail.com

Рассматривается принцип работы виброизмерительного устройства, позволяющего проводить измерения вибрации при фрезеровании концевым инструментом. Основными измерительными элементами устройства являются два токовихревых датчика, позволяющих измерять виброперемещения фрезы в двух направлениях – перпендикулярном и параллельном движению продольной подачи. В устройстве имеется компенсационный датчик, который учитывает влияние сопутствующих факторов, и датчик для фиксирования мгновенной частоты вращения шпинделя станка. В качестве упругого элемента колебательной системы использовалась сама фреза, закреплённая в цанговом патроне. Приведены данные измерения амплитуды колебаний при фрезеровании четырёхзубой и шестизубой концевой фрезой титанового сплава ВТ9. Исследование вибраций концевых фрез включало два этапа. На первом этапе было исследовано влияние на частоту и амплитуду параметров и режимов фрезерования, а также схем фрезерования (встречного и попутного). На втором этапе отработывались мероприятия по снижению интенсивности вибраций и повышению надёжности и долговечности фрез. Результаты исследований показали более низкие значения амплитуды при работе шестизубой фрезой.

Вибрация; фрезерование; фреза концевая; сплав титановый; амплитуда

Цитирование: Сазонов М.Б., Жидяев А.Н. Исследование вибраций концевых фрез при обработке титанового сплава ВТ9 // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 89-99. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-89-99

Современные авиационные двигатели характеризуются высоким процентом использования труднообрабатываемых материалов. Значительный объём имеют детали, изготовленные из титановых сплавов. При этом обработка резанием деталей из титановых сплавов является затруднительной даже с использованием современного оборудования и инструментов [1].

При изготовлении таких деталей, как лопатки, моноколёса, при черновой обработке межлопаточного канала и последующей чистовой обработке пера зачастую применяется фрезерование концевыми фрезами [2]. Для выбора режимов резания может применяться моделирование для обеспечения геометрической точности обработки [3] и для поиска устойчивых (безвибрационных) режимов [4]. Большое значение также имеет экспериментальное исследование вибраций при концевом фрезеровании [5]. Поиск устойчивых режимов обработки имеет особенно важное значение при разработке и внедрении специализированных технологических шаблонов процессов пятиосевой фрезерной обработки сложных деталей, например, лопаточного венца моноколеса [6] или пера лопатки (рис. 1, а).

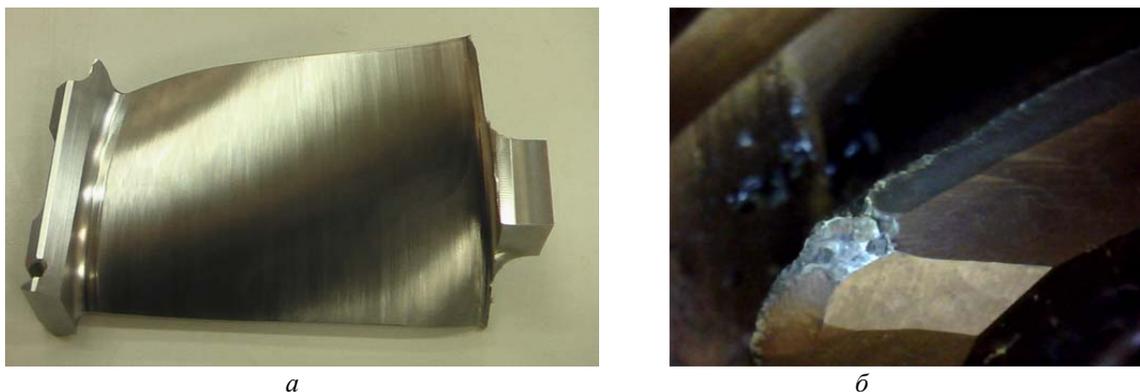


Рис. 1. Разрушение режущих кромок фрезы после обработки радиусной частью кромки при обработке пера лопатки:
а – рабочая лопатка компрессора с пером, обработанным концевой фрезой;
б – износ фрезы после обработки

Как правило, основным фактором, определяющим выход твёрдосплавной концевой фрезы из строя, является не истирание режущих поверхностей зубьев, а выкрашивание режущих кромок, главным образом в местах перехода от радиусных кромок к винтовым кромкам на цилиндрической части фрезы. На рис. 1, б показан износ фрезы, спроектированной и изготовленной в Самарском университете [7].

Причиной усталостного разрушения и выкрашивания режущих кромок, наряду с недостаточной прочностью режущих зубьев, могут быть вибрации фрез, тем более что концевое фрезерование характеризуется прерывистостью процесса резания и непостоянством сил, действующих на фрезу.

В связи с этим исследование вибраций фрез и разработка методов снижения их интенсивности и гашения представляются весьма актуальными.

Для проведения такого исследования была разработана универсальная система для виброизмерений при обработке материалов резанием. Элементы данной измерительной системы, адаптированной к исследованию вибраций при концевом фрезеровании (механическая часть системы), представлены на рис. 2, а общий вид системы для виброизмерений – на рис. 3.

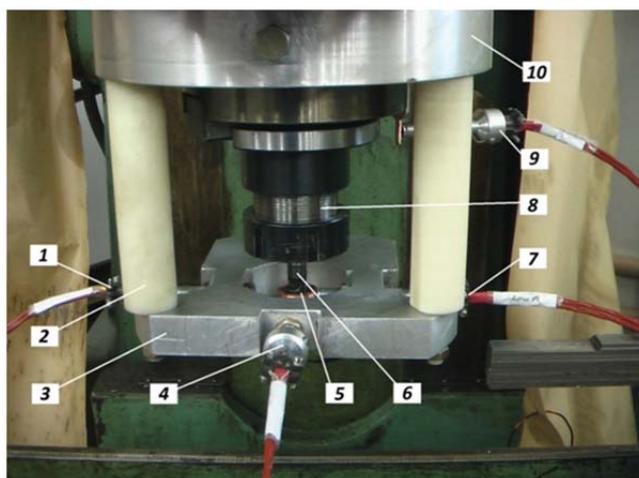


Рис. 2. Механическая часть виброизмерительной системы, адаптированной к процессу концевой фрезерования:
1 – компенсационный датчик; 2 – колонка; 3 – платформа; 4, 7 – токовихревые датчики;
5 – медное кольцо; 6 – фреза; 8 – цанговый патрон; 9 – датчик мгновенной частоты вращения шпинделя; 10 – кольцо для закрепления на пиноли станка



Рис. 3. Общий вид системы для виброизмерений

Как видно из рис. 2, основными измерительными элементами системы являлись два токовихревых датчика 4 и 7, установленные в платформе 3. При этом датчик 4 позволял измерять виброперемещения фрезы в направлении, перпендикулярном движению продольной подачи, а датчик 7 – в направлении, параллельном движению продольной подачи. Помимо датчиков 4 и 7 в платформе устанавливался компенсационный датчик 1. Его назначение – компенсировать влияние сопутствующих факторов, в частности температуры окружающей среды, на показания датчиков 4 и 7. Ещё один датчик – 9 устанавливался в кронштейне, закреплённом на пиноли станка. Его показания позволяли фиксировать мгновенную частоту вращения шпинделя.

В качестве упругого элемента колебательной системы использовалась сама фреза 6, закреплённая в цанговом патроне 8. На режущей части фрезы на расстоянии 10 мм от торцевых зубьев устанавливалось с небольшим натягом медное кольцо 5, против которого располагались датчики 4 и 7. Схема расположения токовихревых датчиков показана на рис. 4.

Перед проведением эксперимента кольцо 5 (рис. 2) после установки фрезы в цанговом патроне протачивалось непосредственно на станке резцом, закреплённым с помощью тисков на столе фрезерного станка. Данная операция позволяет устранить биение кольца относительно оси вращения фрезы и исключить его влияние на изменение зазоров S между кольцом и датчиками (рис. 4).

Как видно из рис. 2, платформа 3 с токовихревыми датчиками посредством трёх колонок 2 соединялась с кольцом 10, которое, в свою очередь, закреплялось на пиноли станка.

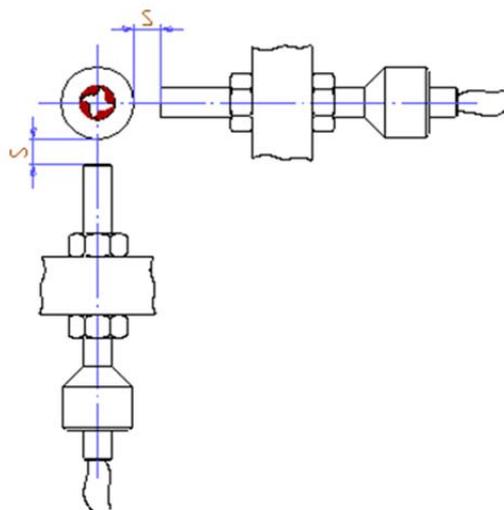


Рис. 4. Схема расположения токовихревых датчиков

Для того, чтобы устранить влияние на показания датчиков возмущений, вызванных работой электропривода станка и вентилятора («шумов»), колонки были изготовлены из капролона, который характеризуется высокой демпфирующей способностью (логарифмический декремент затухания равен 0,380).

Кроме того, при обработке резанием в технологических системах наблюдаются также автоколебания, что связано с регенеративным влиянием следа, оставляемого на поверхности резания режущими зубьями инструмента. Эти колебания также будут вызывать изменение зазоров между токовихревыми датчиками и кольцом и могут быть измерены.

Исследование вибраций концевых фрез включало два этапа. На первом этапе было исследовано влияние на частоту и амплитуду вибраций параметров и режимов фрезерования: скорости резания v (частоты вращения фрезы n); минутной подачи $S_{мин}$; ширины B и глубины резания t . Проведено также сравнение двух схем фрезерования: встречного и попутного. Режимы фрезерования при проведении исследований представлены в таблице. При этом в качестве инструмента использовалась четырёхзубая концевая фреза, а в качестве обрабатываемого материала – титановый сплав ВТ9.

Таблица. Режимы фрезерования при проведении исследований

Номер опыта	Обороты шпинделя n , об/мин	Подача $S_{мин}$, мм/мин	Ширина фрезерования B , мм	Глубина резания t , мм	
1	500	100	3,0	3	
2		160			
3		200			
4		250			
5	400	160	2,0		
6	315				
7	500				1,0
8			0,5		
9			3,0		5
10					7
11					

На втором этапе проверялись и отрабатывались мероприятия по снижению интенсивности вибраций и повышению надёжности и долговечности фрез.

На рис. 5 – 7 представлены наиболее характерные виброграммы колебаний фрезы в направлениях параллельном и перпендикулярном движению подачи (соответственно рис. 5, 6). При этом фрезерование осуществлялось по схеме встречного фрезерования. Режимы фрезерования: ширина фрезерования $B = 3$ мм, глубина резания $t = 3$ мм, частота вращения фрезы $n = 500$ об/мин, минутная подача $S_{мин} = 100$ мм/мин. При заданной глубине резания $t = 3$ мм угол контакта зуба фрезы диаметром $D = 12$ мм с заготовкой составил $\psi = \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot t}{D}\right) = \left(1 - \frac{2 \cdot 3}{12}\right) = 60^\circ$. При угле между зубьями фрезы $\varepsilon = 90^\circ$ в резании одновременно участвует только один зуб. Более того, при угле пово-

рота фрезы φ в пределах от 60° до 90° резание вообще не происходит, т.е. процесс резания оказывается прерывистым.

Из представленных виброграмм видно, что в процессе концевой фрезерования доминирующую роль играют вынужденные колебания фрезы с периодом, соответствующим времени работы каждого режущего зуба.

Так, на виброграмме рис. 5 точка 1 соответствует началу работы одного зуба фрезы (предположим зуб №1). По мере поворота фрезы с увеличением угла φ толщина среза, снимаемая этим зубом, будет увеличиваться ($a_z = S_z \cdot \sin \varphi$), следовательно, будут увеличиваться силы резания и величина отжима фрезы от заготовки. При угле поворота φ , равном углу контакта ψ , отжим фрезы достигает максимального значения (точка 2), зуб выходит из контакта с заготовкой, процесс резания прекращается, а фреза начинает колебаться с частотой, соответствующей частоте её собственных колебаний.

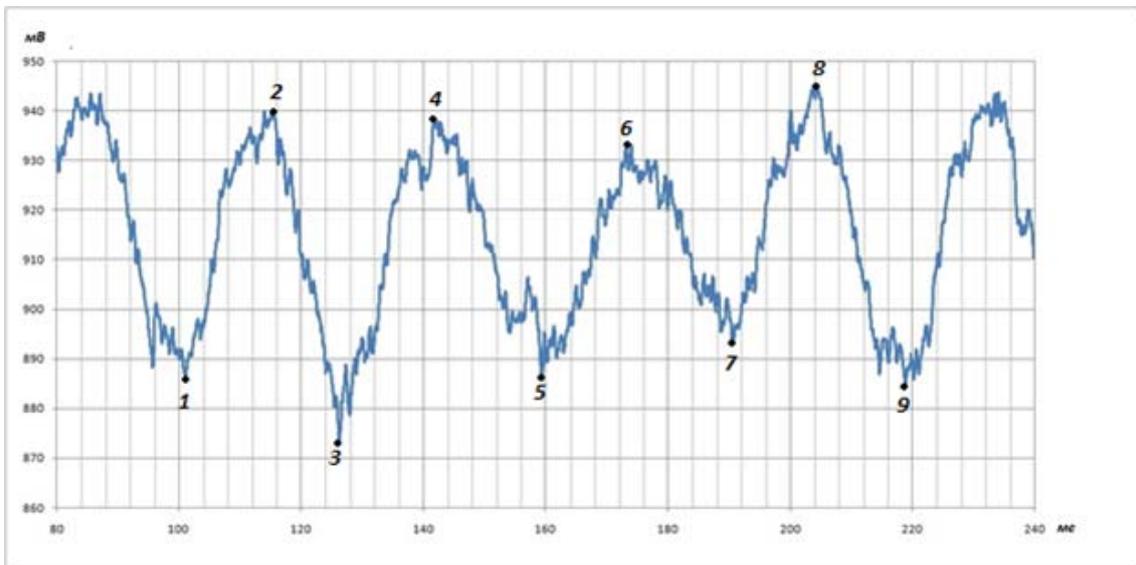


Рис. 5. Виброграмма колебаний фрезы в направлении, параллельном движению подачи

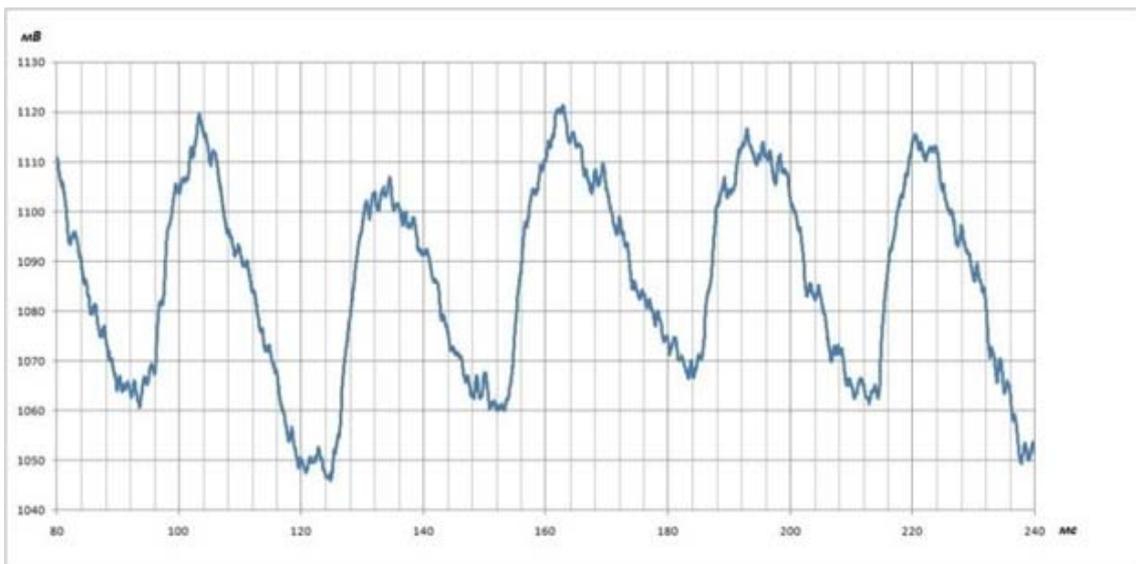


Рис. 6. Виброграмма колебаний фрезы в направлении, перпендикулярном движению подачи

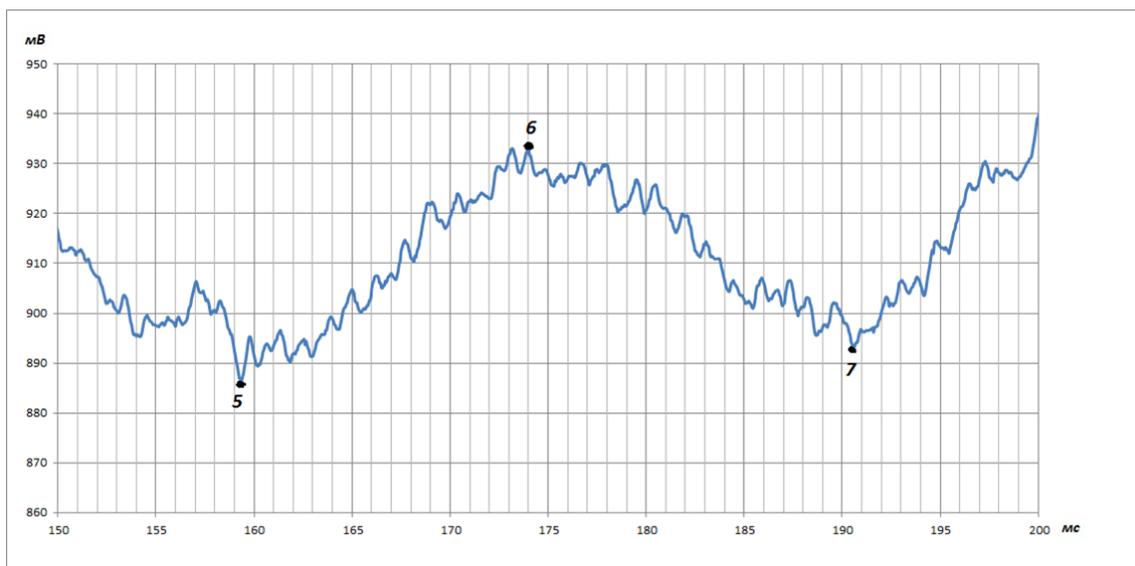


Рис. 7. Участок виброграммы, соответствующий работе одного зуба

Точка 3 на виброграмме соответствует началу работы следующего зуба фрезы (зуб №2), а точки 5 и 7 – началу работы соответственно третьего и четвертого зубьев. Временной промежуток между точками 1 и 9 соответствует времени одного оборота фрезы $T_{фр}$, которое при частоте вращения $n = 508$ об/мин (что зафиксировал оборотный датчик) было равно $T_{фр} = 0,118$ с. Частота врезания зубьев фрезы, определяющая частоту вынужденных колебаний, составила 34 Гц, а двойная амплитуда вынужденных колебаний – в среднем $2A_{вын} = 28$ мкм.

Как видно из представленных виброграмм, процесс концевое фрезерования, помимо вынужденных колебаний, сопровождается также интенсивными автоколебаниями фрезы. Возникновение и поддержание автоколебаний на определенном уровне обуславливается регенеративным влиянием вибрационного следа, оставленного на поверхности резания предыдущим режущим зубом, что приводит к изменению толщины среза $a_{zφ}$, а следовательно к изменению силы резания и отжима фрезы (рис. 8).

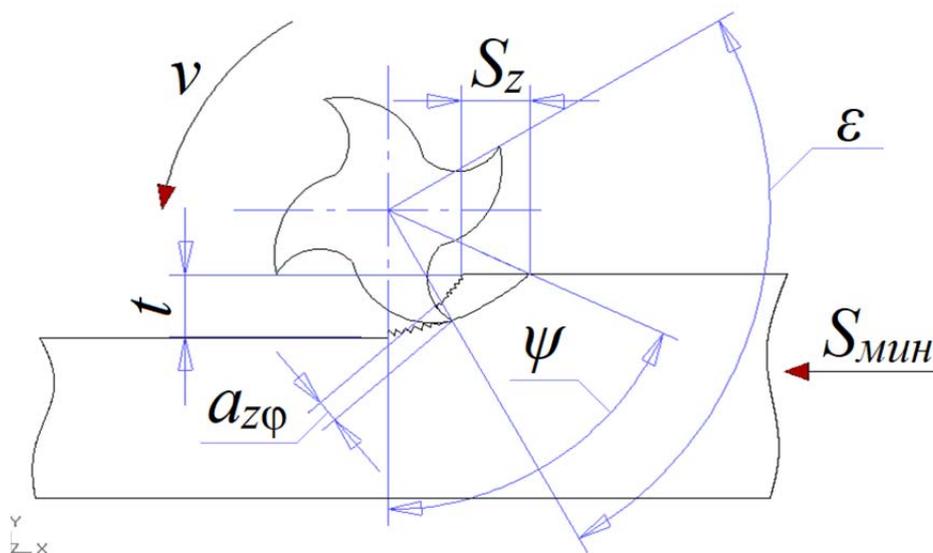


Рис. 8. Влияние вибрационного следа на изменение толщины среза

Для того, чтобы определить частоту и амплитуду автоколебаний, на рис. 7 представлен участок виброграммы, соответствующий работе одного зуба фрезы. Проведя соответствующие измерения и используя цифровую информацию, получили следующие данные: частота автоколебаний $f = 1000 \dots 1200$ Гц, что соответствует собственной частоте фрезы, а максимальное значение двойной амплитуды $2A_{авт} = 4 \dots 6$ мкм.

На основе опытов по измерению вибраций, выполненных в соответствии с таблицей, построены графики зависимостей амплитуды и частоты колебаний от параметров режима фрезерования: минутной подачи $S_{мин}$, частоты вращения фрезы n (скорости резания v) и ширины фрезерования B (рис. 9 – 11).

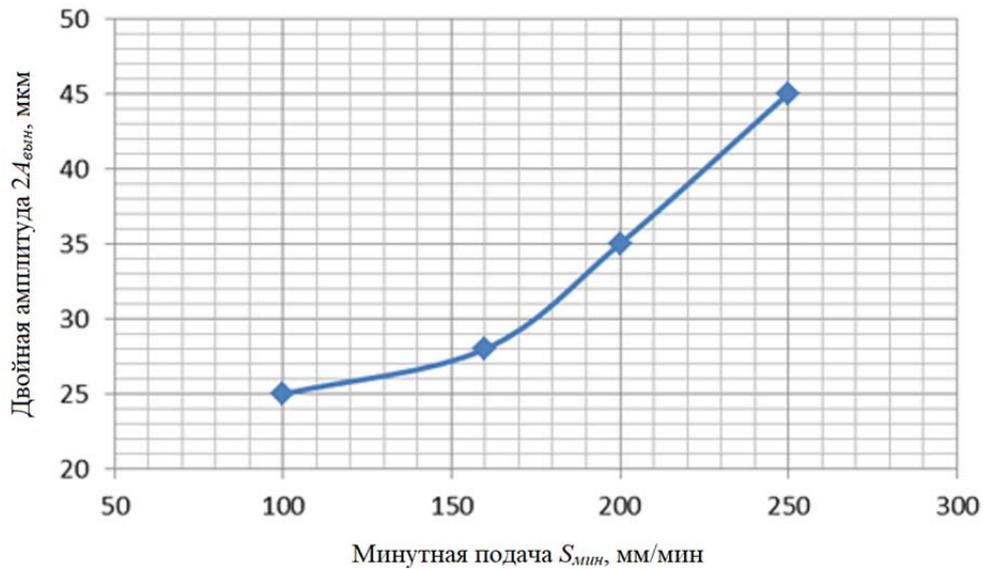


Рис. 9. Зависимость амплитуды колебаний от минутной подачи

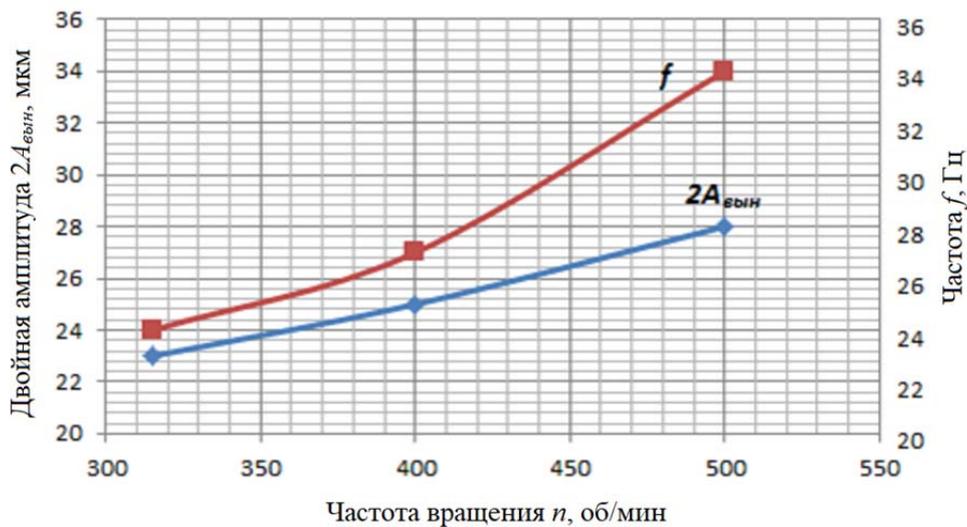


Рис. 10. Зависимости амплитуды и частоты колебаний от частоты вращения фрезы

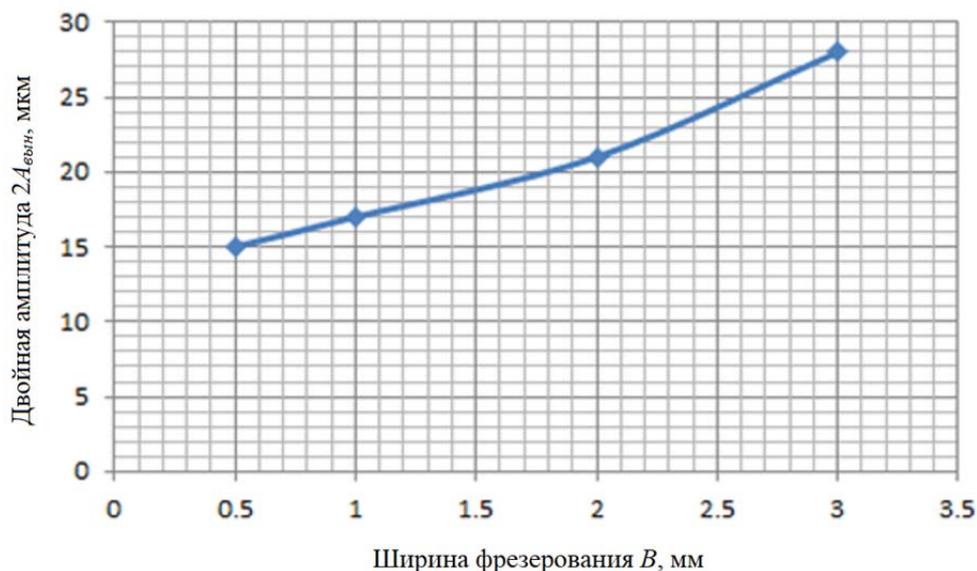


Рис. 11. Зависимость амплитуды колебаний от ширины фрезерования

Для снижения интенсивности вибраций было предложено использовать вместо четырёхзубых шестизубые фрезы. Как видно из представленных на рис. 12, 13 виброграмм, амплитуда вынужденных колебаний при работе шестизубой фрезой более чем в 2 раза меньше, чем при использовании четырёхзубых фрез.

При числе зубьев фрезы $z = 6$ центральный угол между зубьями оказывается равным углу контакта ψ . В результате устраняется прерывистость процесса резания, что приводит к снижению амплитуды колебаний, а это, в свою очередь, определяет более плавное и равномерное протекание процесса фрезерования.

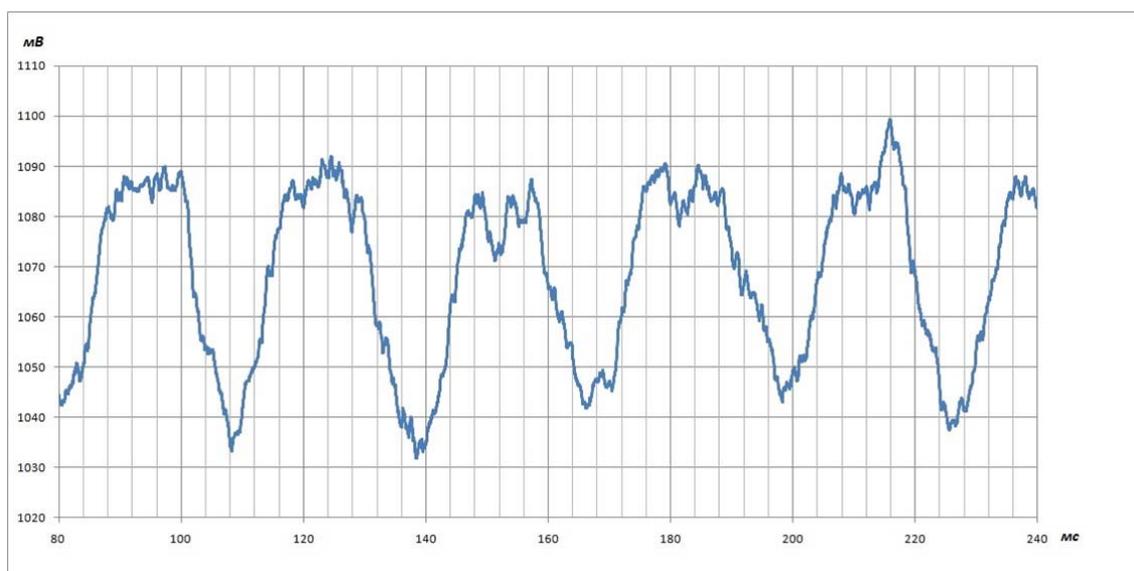


Рис. 12. Виброграмма колебаний при работе четырёхзубой фрезой

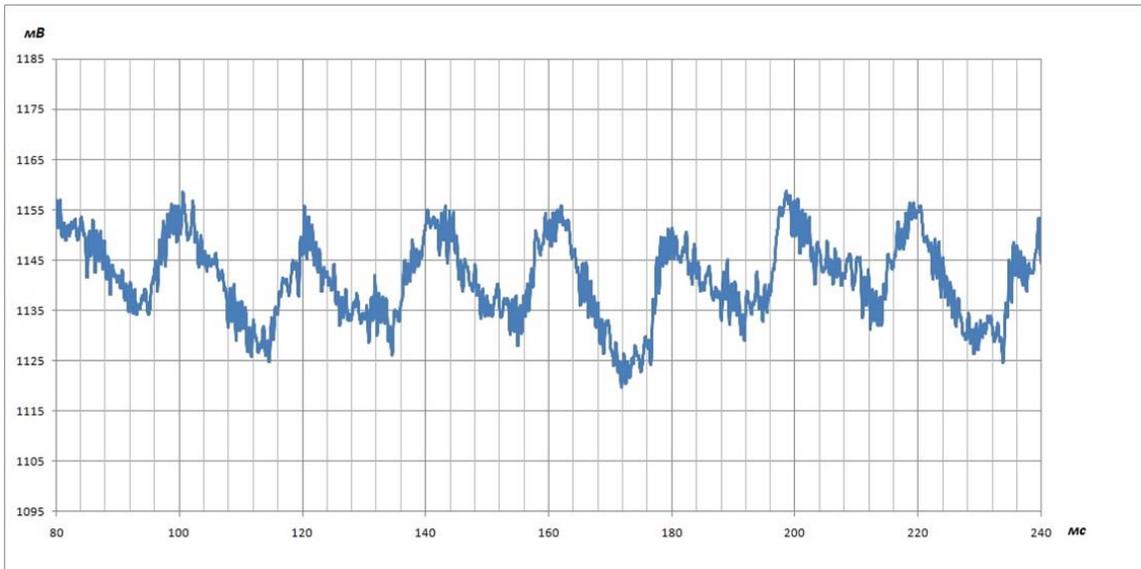


Рис. 13. Виброграмма колебаний при работе шестизубой фрезой

Кроме того, как видно из сопоставления вибрационных следов, оставляемых на поверхности заготовки режущими зубьями четырёхзубой и шестизубой фрезами (рис. 14), использование последних обеспечивает и лучшее качество обработанной поверхности.

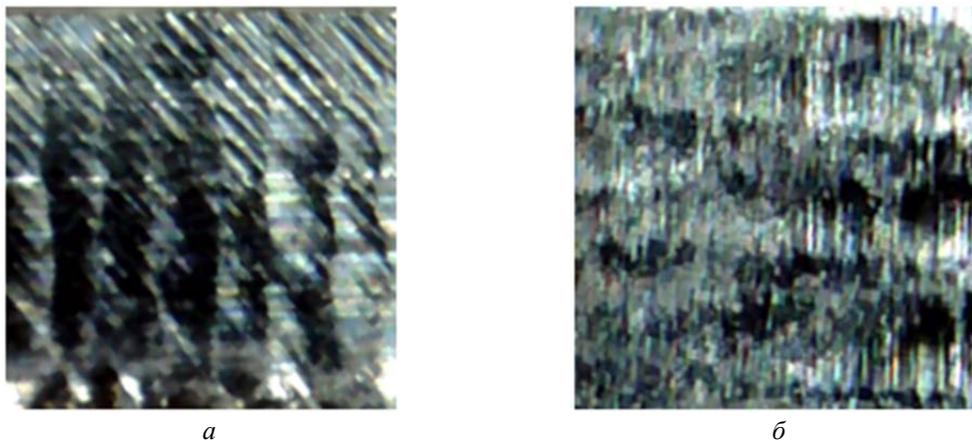


Рис. 14. Вибрационные следы на поверхности детали, обработанной фрезами с различным числом зубьев: а – при работе четырёхзубой фрезой; б – при работе шестизубой фрезой

Исследование вибраций при концевом фрезеровании показало, что амплитуда вынужденных колебаний при работе шестизубыми фрезами в два и более раза меньше, чем при резании четырёхзубыми фрезами. При работе шестизубыми фрезами обеспечивается лучшее качество обработки.

Дополнительно проведённые исследования [7] показали, что шестизубые и четырёхзубые фрезы, изготовленные из твёрдых сплавов, при обработке титанового сплава BT9 обеспечивают период стойкости, равный соответственно десяти и шести часам.

Библиографический список

1. Ezugwu E.O., Bonney J., Yamane Y. An overview of the machinability of aeroengine alloys // *Journal of Materials Processing Technology*. 2003. V. 134, Iss. 2. P. 233-253. DOI: 10.1016/S0924-0136(02)01042-7
2. Туранов А.В., Моисеева Л.Т., Лунев А.Н. К методике расчёта режимов фрезерования поверхностей лопаток ГТД // *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*. 2005. № 2. С. 60-64.
3. Башаров Р.Р., Кудояров Р.Г. Моделирование точности обработки при концевом фрезеровании деталей // *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*. 2013. № 1. С. 66-72.
4. Altintas Y., Weck M. Chatter stability of metal cutting and grinding // *CIRP Annals – Manufacturing Technology*. 2004. V. 53, Iss. 2. P. 619-642. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60032-8
5. Жарков И.Г., Маркушин Е.М. Теоретическое исследование вибраций при резании металлов // В сб.: «Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов». Вып. 1. Куйбышев, 1973. С. 134-145.
6. Хаймович И.Н., Сурков О.С., Хаймович А.И. Практика применения специализированных технологических шаблонов процесса пятиосевой механической обработки лопаточных венцов моноколёс // *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*. 2016. № 1. С. 103-108.
7. 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
8. Бурмистров Е.В. Роль отставания силы резания от изменения толщины среза в возбуждении вибраций при обработке резанием // *Сборник тезисов докладов Всесоюзной научно-технической конференции «Динамика станков»*. Куйбышев, 1980. С. 9-11.

RESEARCH ON END MILL VIBRATION IN MACHINING OF VT9 TITANIUM ALLOY

© 2021

M. B. Sazonov Candidate of Science (Engineering), Associate Professor
of the Department of Engine Production Technology;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
sazonov.mihail.56@yandex.ru

A. N. Zhidyaev Senior Lecturer of the Department of Engine Production Technology;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
a.n.zhidyaev@gmail.com

The reason for the failure of carbide end mills is the chipping of the cutting edges at the transition from the radius edges to the helix edges on the cylindrical part of the cutter. One of the reasons for the chipping of the cutting edges are the vibrations of the end mills which arise due to the intermittent cutting process and the variability of forces acting on the end mill. The principle of operation of a vibration measuring device is considered which allows vibration measurements to be carried out when milling with an end mill. The main measuring elements of the device are two eddy current sensors that allow measuring the vibration displacement of the milling cutter in two directions – perpendicular and parallel to the movement of the longitudinal feed. The device has a compensation sensor that takes into account the influence of related factors, and a sensor for fixing the instantaneous rotation speed of the machine spindle. The milling cutter itself, fixed in a collet chuck, was used as an elastic element of the oscillating system. The data of measuring the amplitude of vibrations during milling of titanium alloy VT9 with a four-tooth and six-tooth end mill are presented. The study of vibrations of end mills

included two stages. At the first stage, the influence of milling parameters and modes, as well as milling schemes (up and down milling) on the frequency and amplitude was investigated. At the second stage, measures were worked out to reduce the intensity of vibrations and increase the reliability and durability of the milling cutters. The research results showed lower amplitude values when working with a six-tooth cutter.

Vibration; milling; end mill; titanium alloy; amplitude

Citation: Sazonov M.B., Zhidyaev A.N. Research on end mill vibration in machining of VT9 titanium alloy. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 89-99. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-89-99

References

1. Ezugwu E.O., Bonney J., Yamane Y. An overview of the machinability of aeroengine alloys. *Journal of Materials Processing Technology*. 2003. V. 134, Iss. 2. P. 233-253. DOI: 10.1016/S0924-0136(02)01042-7
2. Turanov A.V., Moiseyeva L.T., Lunyov A.N. On the method of calculating conditions of GTE blade surfaces milling. *Russian Aeronautics*. 2005. V. 48, Iss. 2. P. 91-100.
3. Basharov R.R., Kudoyarov R.G. On simulation of machining accuracy at end milling of parts. *Russian Aeronautics*. 2013. V. 56, Iss. 1. P. 90-98. DOI: 10.3103/S1068799813010133
4. Altintas Y., Weck M. Chatter stability of metal cutting and grinding. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*. 2004. V. 53, Iss. 2. P. 619-642. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60032-8
5. Zharkov I.G., Markushin E.M. Teoreticheskoe issledovanie vibratsiy pri rezanii metallov. *V sb.: «Issledovanie Obrabatyvaemosti Zharoprochnykh i Titanovykh Splavov»*. Vyp. 1. Kuybyshev, 1973. P. 134-145. (In Russ.)
6. Khaimovich I.N., Surkov O.S., Khaimovich A.I. Practice in the application of specialized technologic process patterns OF 5-axis machining operation of blade rings of blisks. *Russian Aeronautics*. 2016. V. 59, Iss. 1. P. 112-117. DOI: 10.3103/S1068799816010189
7. 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
8. Burmistrov E.V. Rol' otstavaniya sily rezaniya ot izmeneniya tolschiny sreza v vzbuzhdenii vibratsiy pri obrabotke rezaniem. *Sbornik tezisov dokladov Vsesoyuznoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Dinamika Stankov»*. Kuybyshev, 1980. P. 9-11. (In Russ.)

СКРЕТЧ-ТЕСТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКИХ НИКЕЛЕВЫХ ПОКРЫТИЙ НА УГЛЕПЛАСТИКОВОЙ ПОДЛОЖКЕ

© 2021

Р. К. Салахова кандидат технических наук, начальник сектора;
Ульяновский научно-технологический центр Всероссийского института
авиационных материалов (УНТЦ ВИАМ), г. Ульяновск;
lab2viam@mail.ru

С. Г. Кирилин ведущий инженер-технолог;
Ульяновский научно-технологический центр Всероссийского института
авиационных материалов (УНТЦ ВИАМ), г. Ульяновск;
lab2viam@mail.ru

А. Б. Тихообразов ведущий инженер-технолог;
Ульяновский научно-технологический центр Всероссийского института
авиационных материалов (УНТЦ ВИАМ), г. Ульяновск;
lab2viam@mail.ru

Т. Б. Смирнова инженер-технолог;
Ульяновский научно-технологический центр Всероссийского института
авиационных материалов (УНТЦ ВИАМ), г. Ульяновск;
lab2viam@mail.ru

Предложен способ количественной оценки адгезионной прочности никелевых покрытий к углепластику КМУ-11-М2.200 методом склерометрии с применением лабораторного скретч-тестера, имеющего расширенные возможности благодаря работе по двум программам нагружения и дополнительному способу регистрации момента разрушения покрытия по изменению силы сопротивления царапанию. Представлен внешний вид и принципиальная схема нестандартного скретч-тестера СТ-01, разработанного в УНТЦ ВИАМ. Проведено скретч-тестирование никелевых покрытий, полученных традиционным электрохимическим способом в ванне и методом локального натирания, при этом рассмотрены два способа предварительной подготовки поверхности углепластика перед никелированием (пескоструйная обработка и травление в растворе азотной кислоты). Методом оптической микроскопии исследована морфология поверхности и определена толщина никелевых покрытий, осаждённых в ванне методом натирания. Путём совмещения полученных царапин с графиками зависимости нагрузки индентора и силы сопротивления от перемещения индентора определена критическая нагрузка, при которой фиксируется сплошное разрушение покрытия с отслоением. На основе формул П. Бенджамина и К. Вивера рассчитана адгезионная прочность никелевых покрытий и показано, что прочность сцепления никелевых покрытий, осаждённых в ванне, в 1,6 раза выше, чем покрытий, полученных методом натирания. Представлены результаты скретч-тестирования и описан характер разрушений никелевых покрытий при позиции индентора более 25 мм.

Скретч-тестер; склерометрия; углепластик; никелевое покрытие; адгезионная прочность; индентор; микротвёрдость

Цитирование: Салахова Р.К., Кирилин С.Г., Тихообразов А.Б., Смирнова Т.Б. Скретч-тестирование электролитических никелевых покрытий на углепластиковой подложке // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 100-114. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-100-114

Введение

Переход к новым классам авиационных материалов и покрытий требует проведения глубоких системных исследований их свойств, а также ставит задачи по разработке новых методик испытаний в условиях, приближенных к эксплуатационным. Если для традиционных покрытий металлических материалов практически все методы контроля систематизированы и стандартизованы [1; 2], то для покрытий, осаждённых на неметаллические материалы, отсутствуют не только стандартные методики испытаний, но и

недостаточно сведений о разработанных и применяемых нестандартизированных методах исследований. В настоящее время весомую долю неметаллических материалов составляют полимерные композиционные материалы (ПКМ), основным потребителем которых является авиационно-космическая отрасль и оборонно-промышленный комплекс в целом [3]. Стремительно растущий интерес к композиционным материалам объясняется прежде всего тем, что на сегодня металлы не всегда отвечают потребностям современной инженерной практики [4 – 6]. Качество ПКМ, уровень их свойств определяется не только природой составляющих компонентов (матрица и армирующий наполнитель), но и использованием упрочняющей обработки и специальной защиты для обеспечения надёжности и безопасности работы конструктивных элементов. Процесс электрохимического никелирования ПКМ как раз и предлагается как новый способ одновременной защиты конструкций из угле- и стеклопластика от накопления статического электричества, поражения молниевым разрядом, а также эрозионного изнашивания [7].

Исследованию физико-механических свойств системы «углепластик – никелевое покрытие» с использованием нестандартного метода скретч-тестирования (склерометрии) посвящена данная работа. Метод склерометрии изначально был разработан в минералогии и является одним из старейших способов определения твёрдости и прочности материалов [8; 9]. Наиболее распространённым и универсальным из методов царапания является индентирование, широко применяемое для определения свойств поверхности по глубине от десятков нанометров до нескольких миллиметров [10]. В результате длительного развития этот простейший приём измерения превратился в тонкий многофункциональный исследовательский инструмент, пригодный для решения разнообразных инженерных задач, в том числе для определения механических свойств поверхности и покрытий (твёрдость [11], адгезионная и когезионная прочность, износостойкость [12]) и для оценки их линейных размеров (топография поверхности, шероховатость, толщина и структура [13]).

Метод склерометрии заключается в движении нагруженного индентора по поверхности образца. Нагрузка, при которой происходит отрыв покрытия, называется критической, и её величина зависит от адгезионной прочности испытуемого покрытия к подложке [14]. При этом очевидно, что использование исследователями различных инденторов позволяет получать лишь относительные результаты, применимые для одинаковых условий испытания.

В странах Евросоюза метод склерометрии (scratch testing) стандартизован (European Standard EN10109-2) и распространяется на покрытия толщиной $0,1 \div 20$ мкм [15].

В настоящей работе представлен разработанный в УНТЦ ВИАМ «скретч-тестер» (склерометр), имеющий расширенные возможности благодаря работе по двум программам нагружения (статичное или линейно изменяемое) и дополнительному способу регистрации момента разрушения покрытия по изменению силы сопротивления царапанию. Усовершенствованный лабораторный склерометр СТ-01, подключенный к персональному компьютеру, позволяет проводить количественную оценку прочности сцепления гальванических покрытий толщиной до 15 мкм с помощью специального программного обеспечения путём регистрации текущей нагрузки на индентор и силы сопротивления с построением графиков зависимости этих сил от перемещения индентора. Ранее на простейшем скретч-тестере без программного обеспечения (первый вариант) можно было лишь качественно оценить адгезию никель-кобальтового покрытия к ПКМ [16].

Цель данных исследований – количественная оценка адгезионных характеристик никелевого покрытия к углепластику с помощью модернизированного лабораторного

скретч-тестера СТ-01. Метод расчёта и предлагаемые для вычислений формулы лежат в основе модели адгезии тонких металлических плёнок П. Бенджамина и К. Вивера при царапании, согласно которой прочность сцепления плёнки с основой определяется усилием сдвига на плёнке при пластической деформации подложки и растяжении плёнки [17 – 19]. По мере увеличения нагрузки усилие сдвига повышается, пока не достигнет значения, при котором сцепление между плёнкой и основанием разрушается (критическая нагрузка), что вызывает отслоение покрытия при горизонтальном движении индентора. По теории Вивера адгезия может полностью объясняться силами Ван-дер-Ваальсовского взаимодействия на границе раздела между плёнкой и подложкой без прямой зависимости от механических свойств того и другого [20]. Понятно, что предложенная Вивером теория несовершенна, поскольку идеализирована форма отпечатка при царапании и не учитывается различная степень деформации покрытия и подложки в центральной и периферийной областях контакта, отсюда некоторое численное расхождение между экспериментальными и теоретическими значениями силы сдвига. В работе [21] предпринята попытка модификации модели Бенджамина и Вивера, что позволило предсказать экспериментальные результаты с точностью около 10%.

До сих пор самым распространенным методом количественной оценки прочности сцепления покрытий с основой остаётся метод отрыва. В работе [7] нами была экспериментально определена адгезионная прочность никелевого покрытия к стекло- и углепластику этим методом с помощью механического адгезиметра Elcometer 106. Нельзя сопоставлять численные значения прочности сцепления, полученные разными методами испытаний, т.е. адгезионные характеристики, вычисленные при скретч-тестировании, могут существенно отличаться от значений, полученных методом отрыва. Даже при использовании одного метода сравнивать результаты можно только в случае проведения испытаний при одинаковых условиях.

Материалы и методы

В качестве объекта исследования был использован углепластик КМУ-11-М2.200 на основе связующего ЭДТ-69Н. Из данного материала были изготовлены образцы размером 50×50×2. Никелирование образцов проводили из электролита Уотса (ГОСТ 9.305-84, состав 1) двумя способами: традиционным – в гальванической ванне и методом электронатирания на лабораторной установке металлизации ПКМ, разработанной в УНТЦ ВИАМ [22]. Принципиальное отличие метода натирания заключается в том, что процесс локального никелирования осуществляется вне ванны путём натирания поверхности углепластика (катод) подвижным никелевым анодом, размещённым внутри чехла из сипрона и полипропиленовой ткани, при непрерывной подаче электролита к покрываемой поверхности с помощью насоса. Метод натирания может быть востребован при металлизации крупногабаритных деталей.

Процесс получения электропроводного подслоя химической меди был разработан на основе технологических карт ГОСТ 9.313-89, литературных данных [23 – 25] и полученного опыта предыдущих работ [7]. Наряду с пескоструйной обработкой поверхности углепластика корундовым песком F100 перед нанесением химической меди было выполнено травление образцов в концентрированной азотной кислоте в течение 5 минут [26; 27]. Проведён анализ прочности сцепления никелевого покрытия к углепластику в зависимости от вида предварительной подготовки поверхности основы перед осаждением покрытия.

Толщину никелевого покрытия определяли металлографическим методом с использованием инвертируемого микроскопа OLYMPUS GX-41. Также с помощью данного микроскопа проводили оптическое исследование полученных после скретч-тестирования царапин (ширина бороздок, форма навалов, трещины и сколы покрытий).

Микротвёрдость подложки (полимерной матрицы углепластика) измеряли с помощью микротвердомера ПМТ-3М по ГОСТ 9450, нагрузка на индентор составила 10 г.

Царапание никелированных образцов углепластика проводили с помощью лабораторного скретч-тестера СТ-01, внешний вид которого и принципиальная схема представлены на рис. 1, 2.



Рис. 1. Внешний вид скретч-тестера СТ-01

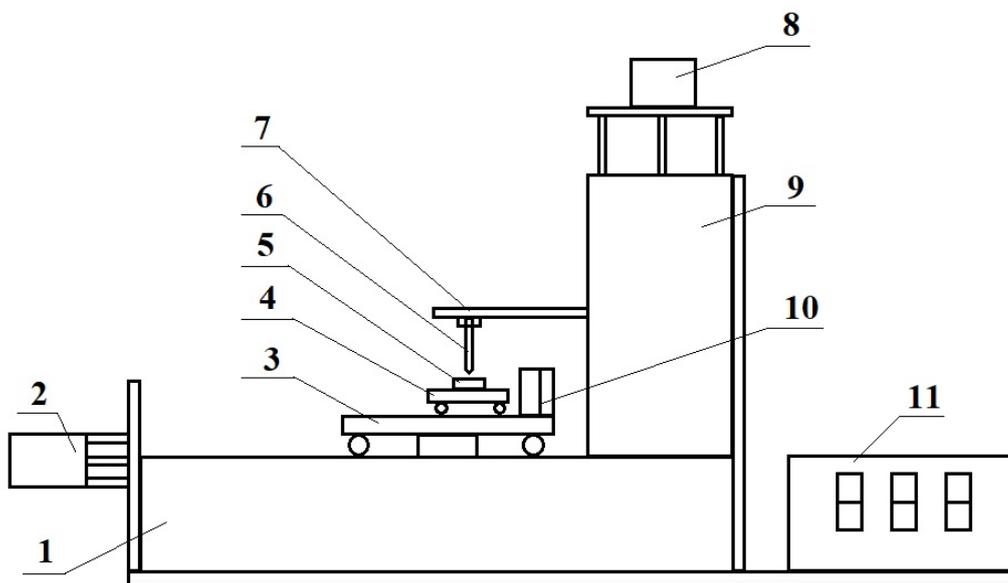


Рис. 2. Принципиальная схема скретч-тестера СТ-01:

1 – неподвижная платформа; 2 – двигатель привода подвижной платформы; 3 – подвижная платформа; 4 – тележка установки образца; 5 – образец; 6 – алмазный индентор; 7 – тензодатчик нагрузки индентора; 8 – двигатель привода индентора; 9 – привод индентора; 10 – тензодатчик силы сопротивления; 11 – блок управления

На подвижную тележку 4, расположенную на подвижной платформе 3 под индентором, устанавливается образец 5. С помощью электронного блока управления 11 вы-

бирается программа нагружения индентора b : при постоянной нагрузке с заданной длиной царапины – программа I, либо с изменяемой нагрузкой (возрастающей или убывающей) – программа II. Через привод 9 с помощью двигателя 8 индентор опускается до поверхности образца и начинается процесс нагружения. Как только нагрузка достигнет установленного на дисплее значения, двигатель подвижной платформы 2 запустит движение подвижной платформы 3 и начнётся процесс царапания. На дисплее пульта управления и мониторе компьютера будут отображаться нагрузка на индентор P и сила сопротивления царапанию – F . Критическая нагрузка W фиксировалась по изменению силы сопротивления и визуально-оптическим контролем царапины на наличие сколов и отслоений покрытия.

Индентор представляет собой алмазный конус, угол при вершине которого составляет 120° , а радиус скругления вершины равен 0,2 мм. Технические характеристики скретч-тестера СТ-01: нагрузка индентора на образец от 0 до 10 кгс; скорость нагружения 10 кгс/мин; максимальная длина царапания 40 мм; скорость царапания 1 мм/с; максимальные габариты образца: 50×45 мм.

Адгезионную прочность никелевого покрытия к углепластику (N , МПа) вычисляли по формуле [17; 19]:

$$N = 9,8 \frac{a D}{\sqrt{r^2 - a^2}}, \quad (1)$$

где D – микротвёрдость подложки, кг/мм²; микротвёрдость полимерной матрицы углепластика равна 28 кг/мм²; r – радиус индентора, равный 0,2 мм; a – радиус контакта при критической нагрузке, мм, равный

$$a = \sqrt{\frac{W}{\pi D}}, \quad (2)$$

где W – критическая нагрузка на индентор, кг.

Результаты и их обсуждение

Процесс металлизации образцов из углепластика состоял из трёх основных этапов:

1) подготовка образцов под осаждение электропроводного слоя, включающая последовательное выполнение следующих технологических операций:

- пескоструйная обработка поверхности корундовым песком F100;
- химическое обезжиривание;
- травление в неорганических кислотах;
- сенсбилизация;
- палладиевая активация;

2) химическое осаждение электропроводного слоя (химическое меднение);

3) электрохимическое никелирование в ванне и методом натирания.

Описание всех операций процесса никелирования углепластика приведено в ранее опубликованной работе [7], в которой детально рассматриваются особенности химико-гальванической металлизации ПКМ.

Внешний вид образцов из углепластика с никелевым покрытием, осаждённым в ванне и методом электронатирания, представлен на рис. 3. Оба способа электроосаждения обеспечивают получение полублестящего, сплошного, без видимых дефектов никелевого покрытия.

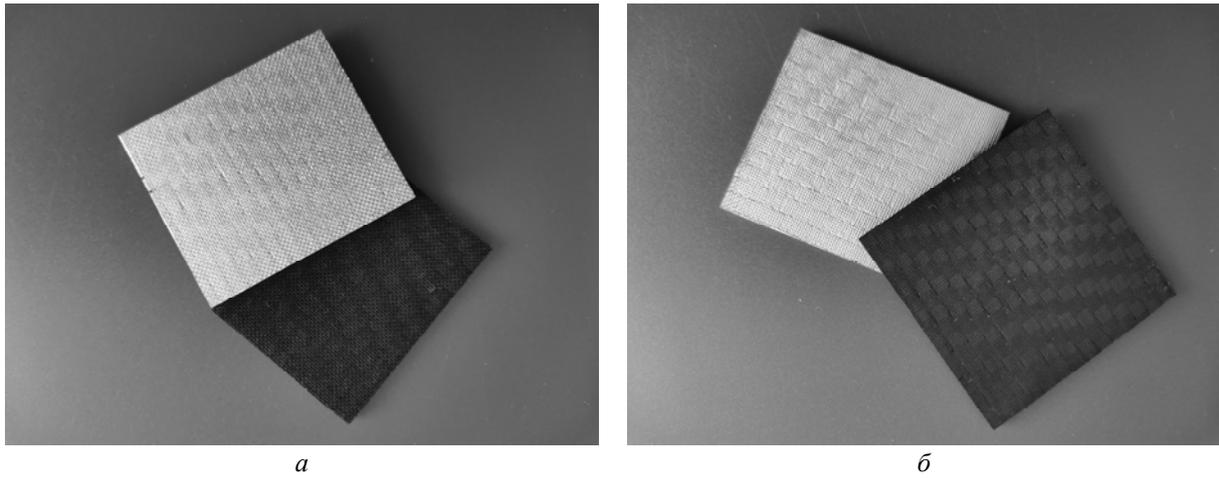


Рис. 3. Внешний вид никелевого покрытия:
а – осаждение в ванне; *б* – осаждение методом натирания

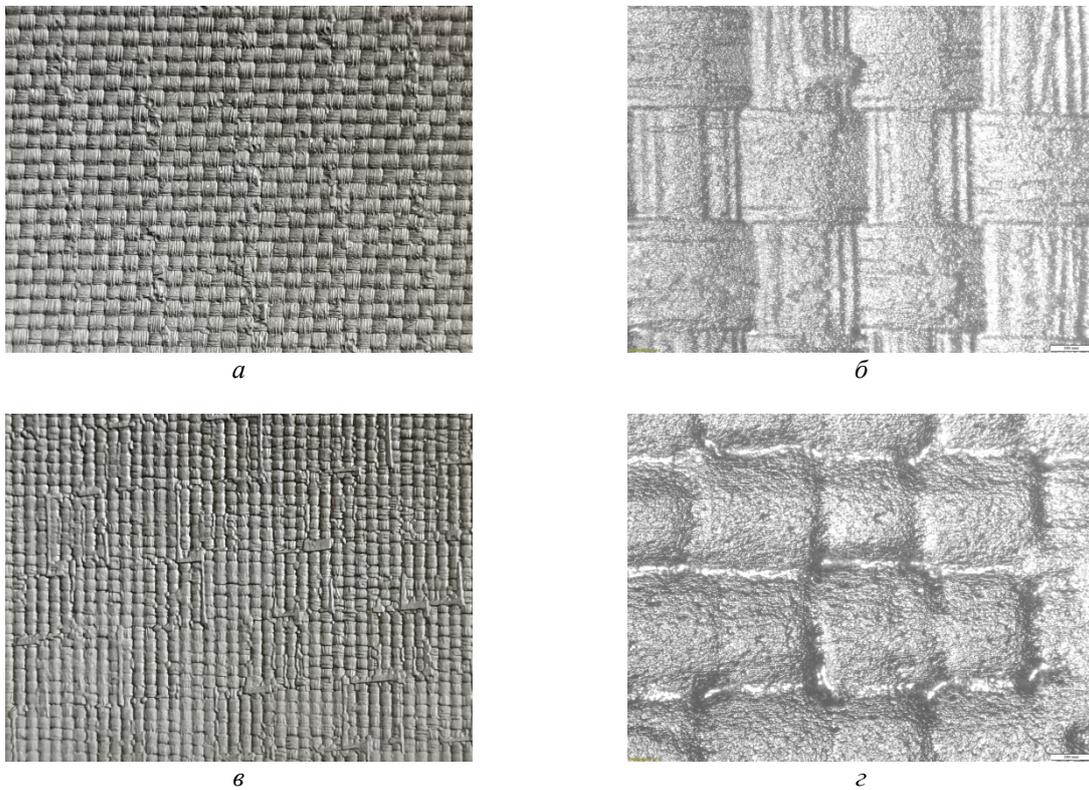


Рис. 4. Морфология никелевого покрытия:
а, б – осаждение в ванне; *в, г* – осаждение методом натирания

Методом оптической микроскопии исследована морфология поверхности (рис. 4) и определена толщина никелевого покрытия (рис. 5). Как видно из рисунков, осадки, получаемые методом натирания, более компактные, с выраженной границей переплетения «уток-основа» ввиду осаждения методом натирания неравномерного по толщине покрытия, что подтверждается результатами металлографического исследования поперечных шлифов. Установлено, что толщина никелевого покрытия, полученного в ванне, составляет 8...10 мкм, методом натирания – 8...15 мкм.

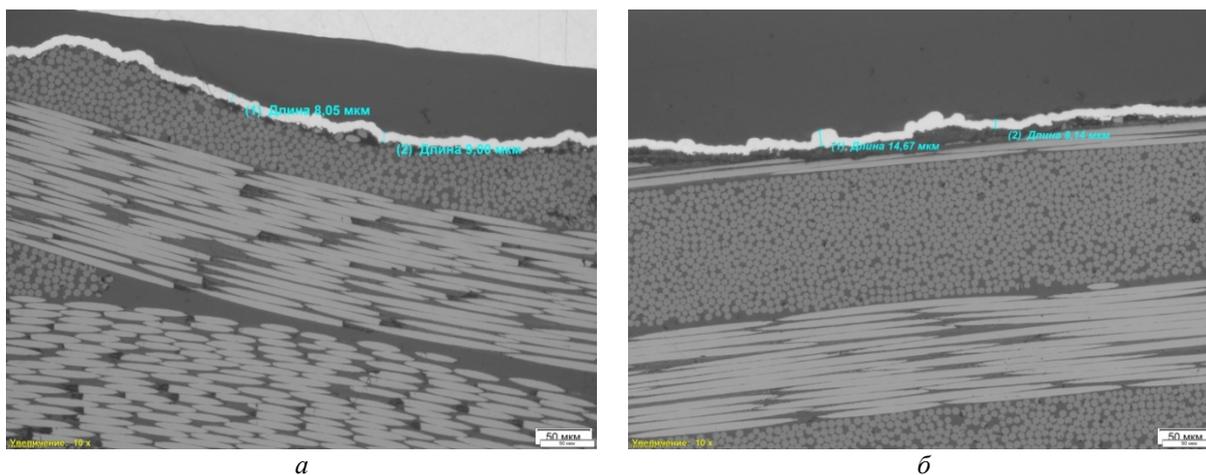


Рис. 5. Металлографическое исследование никелевого покрытия на углепластике: а – осаждение в ванне; б – осаждение методом натирания

Металлическое покрытие на полимерном материале можно рассматривать как систему «твёрдое покрытие на мягкой подложке», для которой при царапании реализуется механизм хрупкого разрушения, вызванного критическими растягивающими напряжениями на границе раздела [28]. Схема поперечного сечения царапины представлена на рис. 6. Характер хрупкого разрушения никелевого покрытия будет зависеть от таких факторов как твёрдость покрытия и подложки, вертикальная нагрузка на индентор и параметров, связанных с условиями испытания.

На рис. 7 – 10 представлены результаты скретч-тестирования никелевых покрытий, полученных в ванне и методом электронатирания, при подготовке поверхности углепластика двумя способами: пескоструйная обработка и пескоструйная обработка + травление. Для наглядности проведено совмещение полученных царапин с графиками зависимости нагрузки индентора и силы сопротивления от перемещения индентора. За критическую нагрузку принимали нагрузку, при которой фиксируется начальный участок сплошного разрушения покрытия с отслоением. Как видно из рисунков, характер разрушения покрытий можно также описывать по ходу кривых силы сопротивления: в момент отслоения покрытия от подложки сопротивление возрастает и по мере перемещения индентора по основе остаётся практически неизменным до следующей стадии разрушения покрытия, при которой сопротивление вновь начнёт увеличиваться. Амплитуда силы сопротивления зависит от шероховатости поверхности образцов, в нашем случае определяется характером переплетения жгутов углеткани.

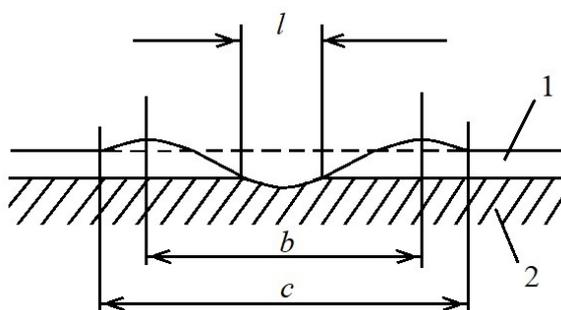


Рис. 6. Схема поперечного сечения царапины:
1 – никелевое покрытие; 2 – подложка (углепластик); l – ширина дорожки (трека) индентора;
 b – расстояние между гребнями; c – общая ширина деформированной зоны

По формулам (1) и (2) рассчитана адгезионная прочность никелевых покрытий, адгезионные характеристики покрытий приведены в табл. 1. Анализ рисунков и данных таблицы свидетельствует о том, что дополнительная операция травления после пескоструйной обработки способствует заметному повышению адгезионной прочности никелевых покрытий, прочность сцепления никелевых покрытий из ванны в 1,6 раза выше, чем прочность сцепления покрытий, полученных методом натирания.

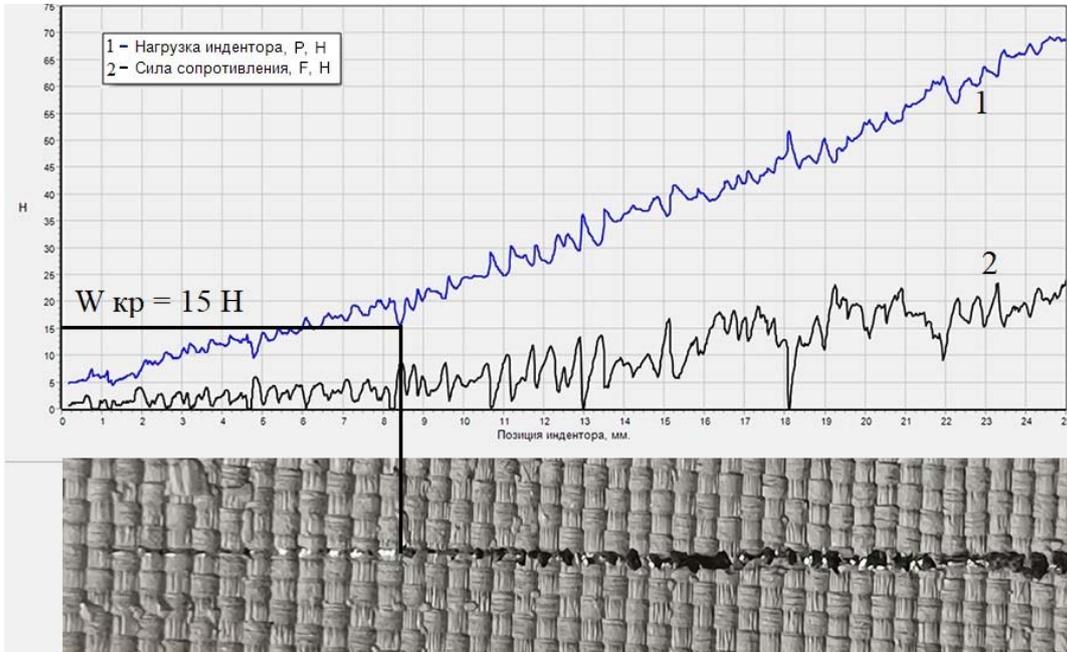


Рис. 7. Скретч-тест никелевого покрытия, полученного в ванне (пескоструйная обработка)

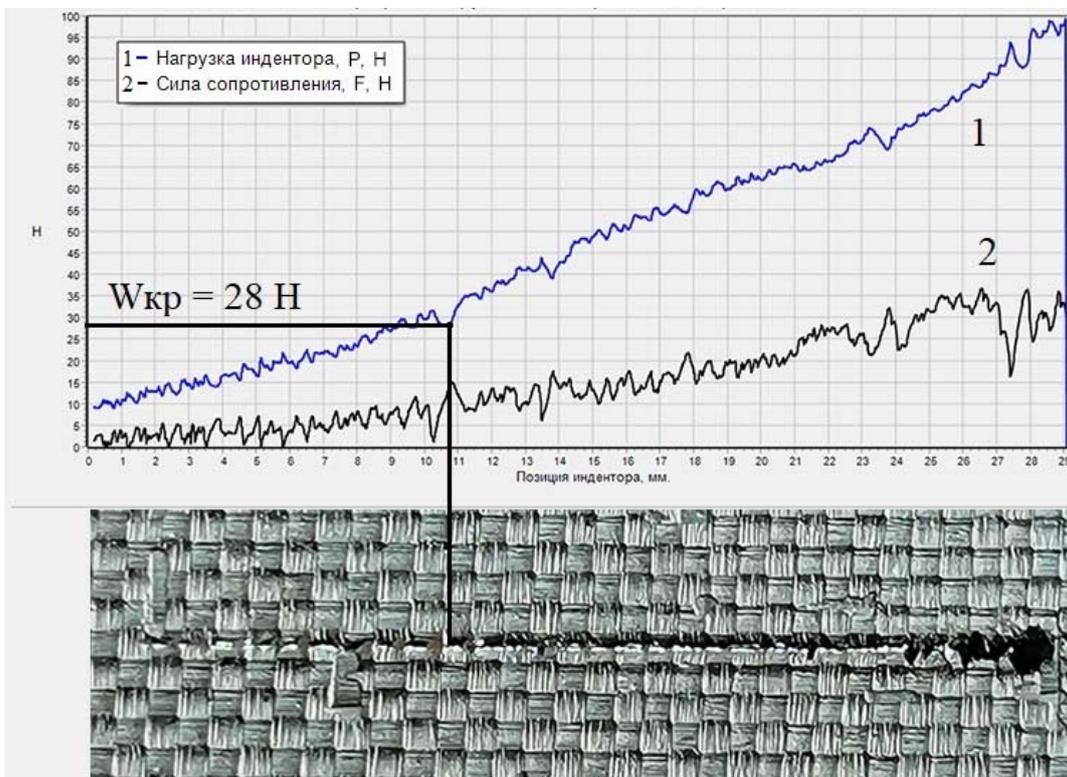


Рис. 8. Скретч-тест никелевого покрытия, полученного в ванне (пескоструйная обработка + травление)

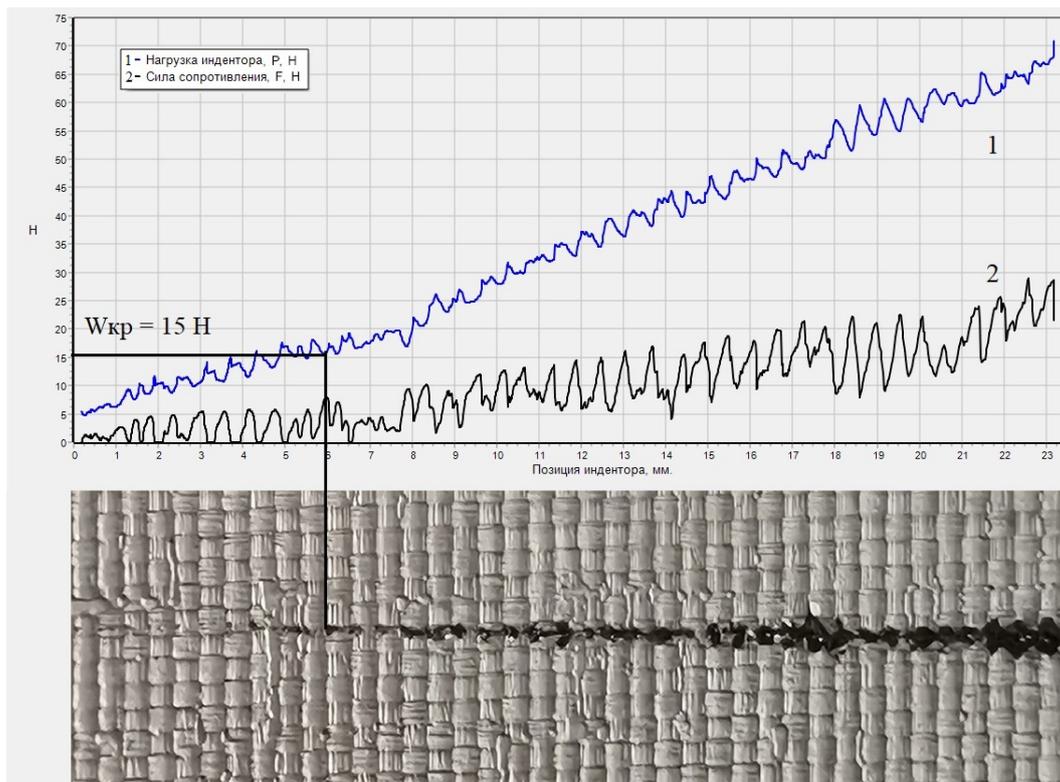


Рис. 9. Скретч-тест никелевого покрытия, полученного методом электронатирания (пескоструйная обработка)

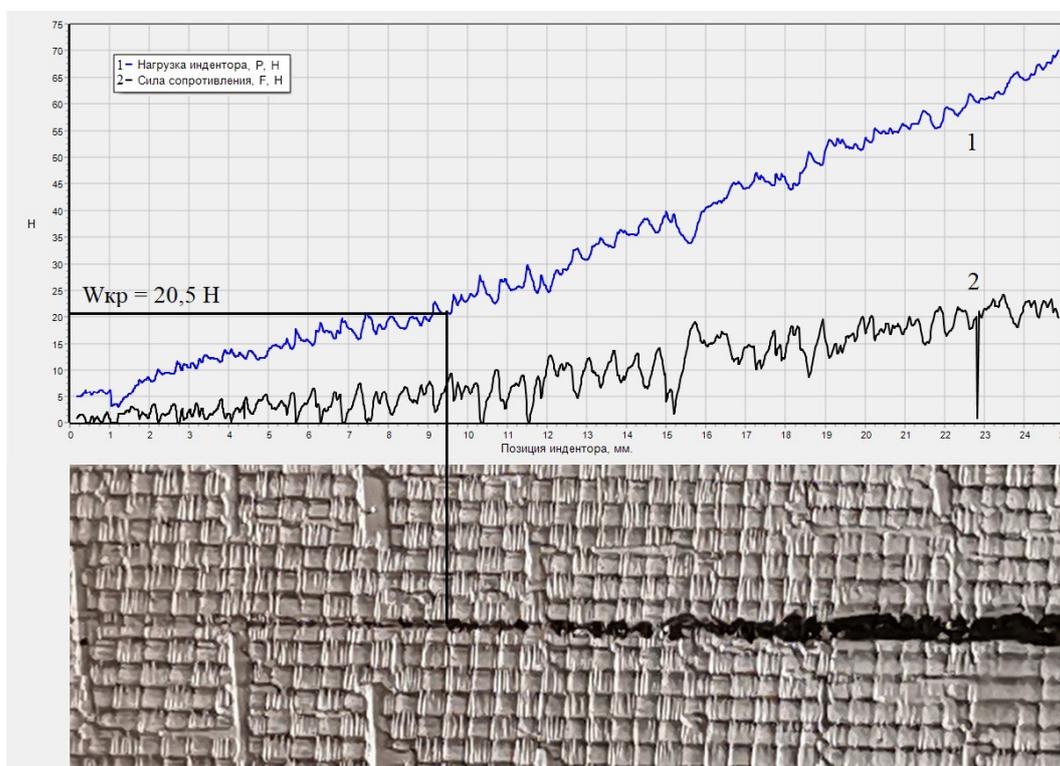


Рис. 10. Скретч-тест никелевого покрытия, полученного методом электронатирания (пескоструйная обработка + травление)

Таблица 1. Адгезионные характеристики никелевых покрытий на углепластике

№	Никелевое покрытие		Критическая нагрузка W , (Н/кг)	Радиус контакта при критической нагрузке, мм	Адгезионная прочность N , (МПа)
1	Осаждение в ванне	пескоструйная обработка	15/1,53	0,132	238,3
2		пескоструйная обработка + травление	28/2,86	0,180	552,5
3	Осаждение методом натирания	пескоструйная обработка	15/1,53	0,132	238,3
4		пескоструйная обработка + травление	20,5/2,09	0,154	343,4

Конечная стадия разрушения никелевых покрытий при скретч-тестировании представлена на рис. 11 и описана в табл. 2. При меньшей нагрузке на индентор (69 Н против 78 Н) степень повреждения никелевых покрытий, полученных методом натирания, значительно больше, чем покрытий, осаждённых в ванне.

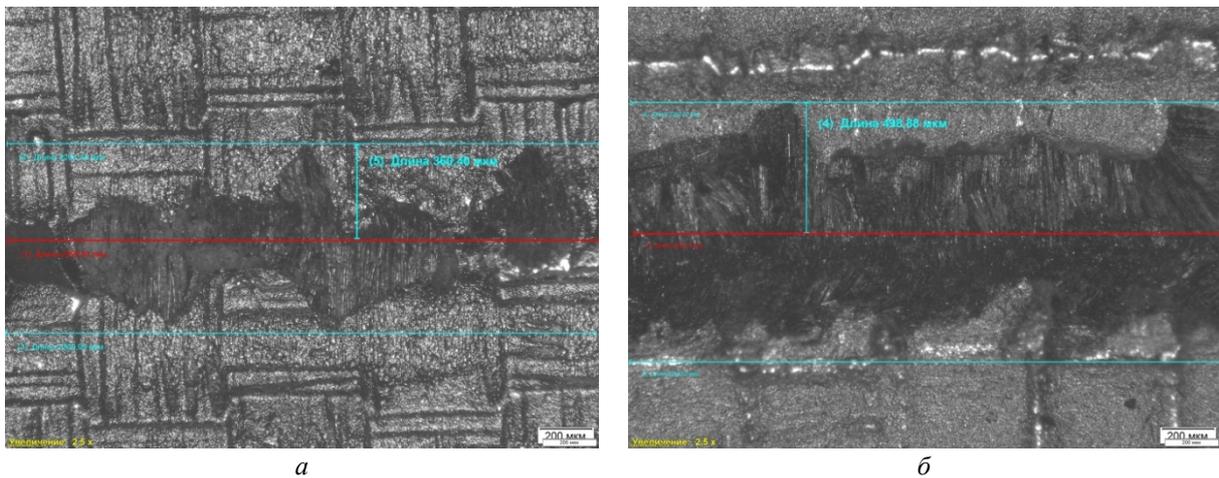


Рис. 11. Характер разрушения никелевого покрытия (пескоструйная обработка + травление) при позиции индентора 25 мм: а – осаждение в ванне; б – осаждение методом натирания

Таблица 2. Характеристики царапин никелевого покрытия (зона разрушения при позиции индентора 25 мм)

№	Способ осаждения никелевого покрытия	Нагрузка на индентор P , (Н)	Сила сопротивления F , (Н)	Полуширина царапины, мм	Характер разрушения
1	Ванна	78	30	0,36	Растрескивание покрытия кольцевидной формы
2	Метод натирания	69	24	0,49	Сплошное растрескивание покрытия по обе стороны канавки

Заключение

1. Предложен способ количественной оценки адгезионной прочности электролитических покрытий методом скретч-тестирования.
2. Для повышения адгезионной прочности никелевых покрытий на углепластике рекомендуется после пескоструйной обработки проводить операцию травления в азотной кислоте.
3. Адгезионная прочность никелевых покрытий, осаждённых в ванне, в 1,6 раза выше, чем покрытий, полученных методом натирания.

Библиографический список

1. Ковенский И.М., Поветкин В.В. *Металловедение покрытий*. М.: СП Интермет Инжиниринг, 1999. 296 с.
2. Салахова Р.К., Тихообразов А.Б. Термостойкость электролитических хромовых покрытий // *Авиационные материалы и технологии*. 2019. № 2 (55). С. 60-67. DOI: 10.18577/2071-9140-2019-0-2-60-67
3. Каблов Е.Н. Материалы нового поколения и цифровые технологии их переработки // *Вестник Российской академии наук*. 2020. Т. 90, № 4. С. 331-334. DOI: 10.31857/S0869587320040052
4. Каблов Е.Н. Композиты: сегодня и завтра // *Металлы Евразии*. 2015. № 1. С. 36-39.
5. Каблов Е.Н. Материалы нового поколения – основа инноваций, технологического лидерства и национальной безопасности России // *Интеллект и технологии*. 2016. № 2 (14). С. 16-21.
6. Каблов Е.Н. Инновационные разработки ФГУП «ВИАМ» ГНЦ РФ по реализации «Стратегических направлений развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года» // *Авиационные материалы и технологии*. 2015. № 1 (34). С. 3-33. DOI: 10.18577/2071-9140-2015-0-1-3-33
7. Салахова Р.К., Тихообразов А.Б., Смирнова Т.Б., Кирилин С.Г. Химико-гальваническая металлизация угле- и стеклопластика // *Гальванотехника и обработка поверхности*. 2020. Т. 28, № 3. С. 13-21. DOI: 10.47188/0869-5326_2020_28_3_13
8. Львова Н.А., Кравчук К.С., Широков И.А. Алгоритмы обработки изображений царапин в методе склерометрии // *Физика твёрдого тела*. 2013. Т. 55, № 8. С. 1570-1577.
9. Орешко Е.И., Уткин Д.А., Ерасов В.С., Ляхов А.А. Методы измерения твёрдости материалов (обзор) // *Труды ВИАМ*. 2020. № 1 (85). С. 101-117. DOI: 10.18577/2307-6046-2020-0-1-101-117
10. Селиванов К.С. Оценка прочности материала поверхности при его испытании методом «скретч-тест» // *Вестник УГАТУ*. 2015. Т. 19, № 1 (67). С. 100-106.
11. Вешкин Е.А., Постнов В.И., Семенычев В.В., Крашенинникова Е.В. Исследование микротвёрдости и склерометрических характеристик связующего УП-2227Н, отверждённого при различных режимах // *Авиационные материалы и технологии*. 2018. № 1 (50). С. 39-45. DOI: 10.18577/2071-9140-2018-0-1-39-45
12. Шугуров А.Р., Акуликин А.А., Панин А.В., Сергеев В.П., Калашников М.П., Воронов А.В., Cheng С.-Н. Исследование трещиностойкости покрытий TiAlN методом скретч-тестирования // *Физическая мезомеханика*. 2015. Т. 18, № 6. С. 66-74.
13. Гуляев А.И, Медведев П.Н., Сбитнева С.В., Петров А.А. Экспериментальное исследование по оценке адгезионной прочности «волокно – матрица» в углепластике на основе эпоксидного связующего, модифицированного полисульфоном //

Авиационные материалы и технологии. 2019. № 4 (57). С. 80-86. DOI: 10.18577/2071-9140-2019-0-4-80-86

14. Анищик В.М., Кулешов А.К., Углов В.В., Русальский Д.П., Сыщенко А.Ф. Определение адгезионной прочности Mo-Ti-N и Mo-Cu-N покрытий на установке «скретч-тестер» // Приборы и методы измерений. 2015. № 1 (10). С. 81-86.

15. Кузнецова Т.А. Особенности разрушения при трении и адгезионная прочность комбинированных многослойных покрытий на основе Ti и ZrHf на стали P6M5 // Трение и износ. 2006. Т. 27, № 1. С. 69-77.

16. Семенычев В.В., Салахова Р.К. Оценка адгезии никель-кобальтового покрытия к стекло- и углепластику методом царапанья // Труды ВИАМ. 2016. № 7 (43). С. 48-57. DOI: 10.18577/2307-6046-2016-0-7-6-6

17. Benjamin P., Weaver C. The adhesion of metals to crystal faces // Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences. 1963. V. 274, Iss. 1357. P. 267-273.

18. Weaver C. Adhesion of thin films // Journal of Vacuum Science and Technology. 1975. V. 12, Iss. 1. P. 18-25. DOI: 10.1116/1.568754

19. Mittal K.L. Adhesion measurement of thin films // ElectroComponent Science and Technology. 1976. V. 3. P. 21-42. DOI: 10.1155/apec.3.21

20. Weaver C. Adhesion of high energy surfaces // In book: «Adhesion Fundamentals and Practice». London: Maclaren & Sons Ltd, 1969. P. 46-57.

21. Lee K.-R., Yong Eun K., Kim I., Kim J. Design of W buffer layer for adhesion improvement of DLC films on tool steels // Thin Solid Films. 2000. V. 377-378. P. 261-268. DOI: 10.1016/S0040-6090(00)01429-2

22. Салахова Р.К., Налетов Б.П., Тюриков Е.В. Электроосаждение гальванических покрытий методом натирания // Авиационные материалы и технологии. 2009. № 2 (11). С. 25-29.

23. Капица М. Активация поверхности диэлектрика // Технологии в электронной промышленности. 2005. № 5. С. 22-25.

24. Капица М. Химическая металлизация диэлектрика // Технологии в электронной промышленности. 2006. № 1. С. 35-39.

25. Мелашенко Н.Ф. Гальванические покрытия диэлектриков: справочник. Минск: Беларусь, 1987. 176 с.

26. Рахметулина Л.А., Гоц И.Ю., Закирова С.М. Влияние предварительной обработки поверхности углеродного волокна на скорость металлизации при химическом меднении с последующим электрохимическим осаждением на композитную основу // Вестник Казанского технологического университета. 2012. Т. 15, № 15. С. 145-148.

27. Тихомиров А.С., Сорокина Н.Е., Авдеев В.В. Модифицирование поверхности углеродного волокна растворами азотной кислоты // Неорганические материалы. 2011. Т. 47, № 6. С. 684-688.

28. Белов В.К. Геометрические и силовые параметры скретч-теста // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования. 2019. Т. 10, № 1. С. 153-155.

SCRATCH TESTING OF ELECTROLYTIC NICKEL COATINGS ON A CARBON FIBER REINFORCED PLASTIC SUBSTRATE

© 2021

R. K. Salakhova Candidate of Science (Engineering), Head of Sector;
Ulyanovsk Science and Technology Center of All-Russian Research Institute
of Aviation Materials (USTC VIAM), Ulyanovsk, Russian Federation;
lab2viam@mail.ru

S. G. Kirilin Leading Process Engineer;
Ulyanovsk Science and Technology Center of All-Russian Research Institute
of Aviation Materials (USTC VIAM), Ulyanovsk, Russian Federation;
lab2viam@mail.ru

A. B. Tikhoobrazov Leading Process Engineer;
Ulyanovsk Science and Technology Center of All-Russian Research Institute
of Aviation Materials (USTC VIAM), Ulyanovsk, Russian Federation;
lab2viam@mail.ru

T. B. Smirnova Engineer;
Ulyanovsk Science and Technology Center of All-Russian Research Institute
of Aviation Materials (USTC VIAM), Ulyanovsk, Russian Federation;
lab2viam@mail.ru

A method for quantitative assessment of the strength of nickel coatings' adhesion to CFRP KМУ-11-M2.200 by the sclerometry method with the use of a laboratory scratch tester is proposed. The method has expanded capabilities due to the operation according to two loading programs and an additional technique for recording the moment of destruction of the coating by changing the scratch resistance force. The appearance and schematic diagram of the non-standard ST-01 scratch tester, developed at the STCU VIAM, are presented. Scratch testing of nickel coatings obtained by the traditional electrochemical method in a bath and by the method of local brushing was carried out, with two methods of pre-treatment of the carbon fiber surface before nickel plating being considered (sandblasting and nitric acid etching). The surface morphology was investigated by optical microscopy and the thickness of nickel coatings deposited in the bath and by brushing was determined. By combining the obtained scratches with the plots of the indenter load and the resistance force against the indenter displacement, the critical load is determined at which continuous destruction of the coating with delamination is recorded. Based on the formulas of P. Benjamin and K. Weaver, the adhesion strength of nickel coatings was calculated and it was shown that the adhesion strength of nickel coatings deposited in a bath is 1.6 times higher than that of coatings obtained by brushing. The results of scratch testing are presented, and the nature of the destruction of nickel coatings at an indenter position of more than 25 mm is described.

Scratch tester; sclerometry; carbon fiber reinforced plastic; nickel coating; adhesive strength; indenter; microhardness

Citation: Salakhova R.K., Kirilin S.G., Tikhoobrazov A.B., Smirnova T.B. Scratch testing of electrolytic nickel coatings on a carbon fiber reinforced plastic substrate. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 4. P. 100-114. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-100-114

References

1. Kovenskiy I.M., Povetkin V.V. *Metallovedenie pokrytiy* [Metallurgy of coatings] Moscow: SP Internet Inzhiniring Publ., 1999. 296 p.
2. Salakhova R.K., Tikhoobrazov A.B. Thermal resistance of electrolytic chromium coatings. *Aviation Materials and Technologies*. 2019. No. 2 (55). P. 60-67. (In Russ.). DOI: 10.18577/2071-9140-2019-0-2-60-67
3. Kablov E.N. New generation materials and technologies for their digital processing. *Herald of the Russian Academy of Sciences*. 2020. V. 90, Iss. 2. P. 225-228. DOI: 10.1134/S1019331620020124

4. Kablov E.N. Composites: today and tomorrow. *Metally Evrazii*. 2015. No. 1. P. 36-39. (In Russ.)
5. Kablov E.N. New generation materials represent the basis for innovations, technological leadership and national security of Russia. *Intellect i Tekhnologii*. 2016. No. 2 (14). P. 16-21. (In Russ.)
6. Kablov E.N. Innovative developments of FSUE «VIAM» SSC of RF on realization of «Strategic directions of the development of materials and technologies of their processing for the period until 2030». *Aviation Materials and Tekhnologies*. 2015. No. 1 (34). P. 3-33. (In Russ.). DOI: 10.18577/2071-9140-2015-0-1-3-33
7. Salakhova R.K., Tikhoobrazov A.B., Smirnova T.B., Kirilin S.G. Chemical and electrochemical metallization of carbon and glasspolymer composites. *Electroplating & Surface Treatment*. 2020. V. 28, No. 3. P. 13-21. (In Russ.). DOI: 10.47188/0869-5326_2020_28_3_13
8. Lvova N.A., Kravchuk K.S., Shirokov I.A. Algorithms for processing scratch images in the sclerometry method. *Physics of the Solid State*. 2013. V. 55, Iss. 8. P. 1681-1689. DOI: 10.1134/S1063783413080179
9. Oreshko E.I., Utkin D.A., Erasov V.S., Lyakhov A.A. Methods of measurement of hardness of materials (review). *Proceedings of VIAM*. 2020. No. 1 (85). P. 101-117. (In Russ.). DOI: 10.18577/2307-6046-2020-0-1-101-117
10. Selivanov K.S. Evaluation of the surface material strength using the scratch-test method. *Vestnik UGATU*. 2015. V. 19, no. 1 (67). P. 100-106. (In Russ.)
11. Veshkin E.A., Postnov V.I., Semenychev V.V., Krasheninnikova E.V. Research of microhardness and sclerometric characteristics of the binding UP-2227N, cured by different regimes. *Aviation Materials and Tekhnologies*. 2018. No. 1 (50). P. 39-45. (In Russ.). DOI: 10.18577/2071-9140-2018-0-1-39-45
12. Shugurov A.R., Akulinkin A.A., Panin A.V., Sergeev V.P., Kalashnikov M.P., Voronov A.V., Cheng C.-H. Study of crack resistance of TiAlN coatings by scratch testing. *Physical Mesomechanics*. 2017. V. 20, Iss. 2. P. 185-192. DOI: 10.1134/S1029959917020084
13. Gulyaev A.I., Medvedev P.N., Sbitneva S.V., Petrov A.A. Experimental research of «fiber-matrix» adhesion strength in carbon fiber epoxy/polysulphone composite. *Aviation Materials and Tekhnologies*. 2019. No. 4 (57). P. 80-86. (In Russ.). DOI: 10.18577/2071-9140-2019-0-4-80-86
14. Anischik V.M., Kuleshov A.K., Uglov V.V., Rusalsky D.P., Syschenko A.F. Measurement of adhesion strength of Mo-Ti-N and Mo-Cu-N coatings using "scratch-tester" device. *Devices and Methods of Measurements*. 2015. No. 1 (10). P. 81-86. (In Russ.)
15. Kuznetsova T.A. Features of damage in friction and adhesion strength of combined multilayer coatings based on Ti and ZrHf on steel P6M5. *Journal of Friction and Wear*. 2006. V. 27, no. 1. P. 69-77. (In Russ.)
16. Semenychev V.V., Salakhova R.K. Evaluation of nickel-cobalt coating adhesion to fiberglass and carbon fiber-reinforced plastic by scratching. *Proceedings of VIAM*. 2016. No. 7 (43). P. 48-57. (In Russ.). DOI: 10.18577/2307-6046-2016-0-7-6-6
17. Benjamin P., Weaver C. The adhesion of metals to crystal faces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*. 1963. V. 274, Iss. 1357. P. 267-273.
18. Weaver C. Adhesion of thin films. *Journal of Vacuum Science and Technology*. 1975. V. 12, Iss. 1. P. 18-25. DOI: 10.1116/1.568754
19. Mittal K.L. Adhesion measurement of thin films. *ElectroComponent Science and Technology*. 1976. V. 3. P. 21-42. DOI: 10.1155/apec.3.21
20. Weaver C. Adhesion of high energy surfaces. In book: «Adhesion Fundamentals and Practice». London: Maclaren & Sons Ltd, 1969. P. 46-57.

21. Lee K.-R., Yong Eun K., Kim I., Kim J. Design of W buffer layer for adhesion improvement of DLC films on tool steels. *Thin Solid Films*. 2000. V. 377-378. P. 261-268. DOI: 10.1016/S0040-6090(00)01429-2

22. Salakhova R.K., Naletov B.P., Tyurikov E.V. Electric deposition of the electroplated coatings with the rubbing method. *Aviation Materials and Technologies*. 2009. No. 2 (11). P. 25-29. (In Russ.)

23. Kapitsa M. Activation of dielectric material surface. *Tekhnologii v Elektronnoy Promyshlennosti*. 2005. No. 5. P. 22-25. (In Russ.)

24. Kapitsa M. Chemical metallization of dielectric material. *Tekhnologii v Elektronnoy Promyshlennosti*. 2006. No. 1. P. 26-30. (In Russ.)

25. Melashchenko N.F. *Gal'vanicheskie pokrytiya dielektrikov: spravochnik* [Plating coatings of dielectric materials: handbook]. Minsk: Belarus' Publ., 1987. 176 p.

26. Rakhmetulina L.A., Gots I.Yu., Zakirova S.M. Influence of carbon fiber surface pre-treatment on the speed of metallization in chemical copper plating with subsequent electrochemical deposition on the composite base. *Vestnik Kazanskogo Tekhnologicheskogo Universiteta*. 2012. V. 15, no. 15. P. 145-148. (In Russ.)

27. Tikhomirov A.S., Sorokina N.E., Avdeev V.V. Surface modification of carbon fibers with nitric acid solutions. *Inorganic Materials*. 2011. V. 47, Iss. 6. P. 609-613. DOI: 10.1134/S0020168511060203

28. Belov V.K. Geometric and force parameters of scratch testing. *Aktual'nye Problemy Sovremennoy Nauki, Tekhniki i Obrazovaniya*. 2019. V. 10, no. 1. P. 153-155. (In Russ.)