

ISSN 2542-0453 (Print)  
ISSN 2541-7533 (Online)

**Вестник Самарского университета.  
Аэрокосмическая техника,  
технологии и машиностроение**

Том 15, № 4

2016

**Вестник Самарского университета.  
Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение**

**Т. 15, № 4, 2016**

*Главный редактор*

Шахматов Е. В. член-корр. РАН Самарский университет

*Заместители главного редактора*

Балакин В. Л. д.т.н., профессор Самарский университет

Прокофьев А. Б. д.т.н., профессор Самарский университет

*Ответственный секретарь*

Прохоров А. Г. к.т.н., доцент Самарский университет

*Редакционная коллегия*

Аншаков Г. П. член-корр. РАН АО «РКЦ «Прогресс»

Астафьев В. И. д.ф.-м.н., профессор СамГТУ

Богатырёв В. Д. д.э.н., профессор Самарский университет

Гречников Ф. В. академик РАН СНЦ РАН

Казанский Н. Л. д.ф.-м.н., профессор ИСОИ РАН

Кирилин А. Н. д.т.н., профессор АО «РКЦ «Прогресс»

Комаров В. А. д.т.н., профессор Самарский университет

Кузьмичёв В. С. д.т.н., профессор Самарский университет

Лукачёв С. В. д.т.н., профессор Самарский университет

Сойфер В. А. академик РАН Самарский университет

Шорин В. П. академик РАН СНЦ РАН

**Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering**

**V. 15, no. 4, 2016**

*Editor in Chief*

Shakhmatov Ye. V. Corresponding Member of the Russian Academy of Science Samara University

*Deputies Chief Editor*

Balakin V. L. Doctor of Science (Engineering), Professor Samara University

Prokofiev A. B. Doctor of Science (Engineering), Professor Samara University

*Executive Editor*

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

*Editorial Board*

Anshakov G. P. Corresponding Member of the Russian Academy of Science JSC «SRC «Progress»

Astafiev V. I. Doctor of Science (Phys&Math), Professor SSTU

Bogatryov V. D. Doctor of Science (Econom.), Professor Samara University

Grechnikov F. V. Academician of the Russian Academy of Science SSC of RAS

Kazansky N. L. Doctor of Science (Phys&Math), Professor IPSI RAS

Kirilin A. N. Doctor of Science (Eng.), Professor JSC «SRC «Progress»

Komarov V. A. Doctor of Science (Eng.), Professor Samara University

Kuzmichyov V. S. Doctor of Science (Eng.), Professor Samara University

Lukachyov S. V. Doctor of Science (Eng.), Professor Samara University

Soifer V. A. Academician of the Russian Academy of Science Samara University

Shorin V. P. Academician of the Russian Academy of Science SSC of RAS

Журнал входит в утверждённый ВАК при Минобрнауки России Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание учёной степени кандидата наук, на соискание учёной степени доктора наук; индексируется в базах данных РИНЦ (НЭБ eLIBRARY.RU), Russian Science Citation Index (Web of Science), НЭБ КиберЛенинка; Inspec, Academic Search Ultimate (EBSCOhost), EastView, Ulrich's Periodicals Directory, CrossRef. Журнал включён в общероссийский каталог ОАО «Роспечать». Подписной индекс – 18264. Свидетельство о регистрации СМИ ПИ № ФС77-66768 от 08.08.2016 г.

## СОДЕРЖАНИЕ

---

### АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

---

|                                                                                                                                                                                                                                                                          |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>РАЗРАБОТКА ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ПЕРИФЕРИЙНЫХ МОДУЛЕЙ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ И АВАРИЙНОЙ ЗАЩИТЫ ДЛЯ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ</b><br><i>О. А. Волнухин, В. А. Лисейкин, И. А. Тожокин, М. Н. Чурин</i>                                                 | 9  |
| <b>ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОРМОВЫХ ДИФFUЗОРОВ В ВАКУУМНЫХ СИСТЕМАХ СТЕНДОВ ДЛЯ ВЫСОТНЫХ ОГНЕВЫХ ИСПЫТАНИЙ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ</b><br><i>Р. Н. Гальперин, Ю. И. Гуляев, Ю. С. Ивашин, В. Е. Нигодюк, В. В. Рыжков, А. В. Сулинов</i> | 20 |
| <b>ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ ТОПЛИВНЫХ БАКОВ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ С УЧЁТОМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАПАСА УСТОЙЧИВОСТИ</b><br><i>А. Г. Гимадиев, В. Я. Свербилов, Д. М. Стадник</i>                                                          | 33 |
| <b>ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ «ВИРТУАЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ» В СИСТЕМЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ</b><br><i>Ф. Д. Гольберг, О. С. Гуревич, А. А. Петухов</i>                                                                                  | 47 |
| <b>РАЗРАБОТКА УТИЛИЗАЦИОННОГО ВОЗДУШНО-ТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ</b><br><i>Ю. С. Елисеев, Д. Г. Федорченко, Ю. И. Цыбизов, Д. Д. Тюлькин, А. Ю. Ткаченко</i>                                                                                                                  | 57 |
| <b>МЕТОДИКА НЕСТАЦИОНАРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ В РАКЕТНОМ ДВИГАТЕЛЕ МАЛОЙ ТЯГИ НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ КИСЛОРОД И ВОДОРОД</b><br><i>В. М. Зубанов, Л. С. Шаблий, Д. В. Степанов</i>                                                                         | 64 |
| <b>АНАЛИЗ СХЕМ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ НЕБОЛЬШОЙ ТЯГИ С АВИАЦИОННЫМ ТУРБОНАСОСНЫМ АГРЕГАТОМ НА МЕТАНЕ</b><br><i>А. И. Иванов, И. П. Косицын, В. А. Борисов</i>                                                                                                   | 75 |
| <b>МЕТОДИКА РАСЧЁТА ТОЛЩИНЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ЖИДКОСТНОГО РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ, ВЫПОЛНЕННОГО С ПРИМЕНЕНИЕМ ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И МАТЕРИАЛОВ</b><br><i>А. В. Кривоногов</i>                                                                                           | 81 |

**ОСОБЕННОСТИ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ  
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАЛОРАЗМЕРНЫХ  
ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

*В. С. Кузьмичев, А. Ю. Ткаченко, Я. А. Остапук*

91

**МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА  
ДВУХСТУПЕНЧАТОГО НАСОСА С ГИДРОПРИВОДОМ  
ПЕРВОЙ СТУПЕНИ**

*В. Н. Матвеев, Л. С. Шаблий, А. В. Кривцов, В. М. Зубанов  
А. И. Иванов, И. П. Косицын, Н. В. Батулин*

102

**ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА  
ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ  
НА САМОВОСПЛАМЕНЯЮЩИХСЯ КОМПОНЕНТАХ ТОПЛИВА  
ТЯГОЙ МЕНЕЕ 1 Н**

*В. Е. Нигодюк, А. В. Сулинов*

114

**МЕТОД ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ  
АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ  
В КОМПРЕССОРЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

*В. В. Посадов, А. Е. Ремизов*

126

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА  
ВЫТЕСНИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА  
НА ГОРЯЧЕМ ГАЗЕ**

*В. Л. Салич*

133

**ХАРАКТЕРИСТИКИ ФАКЕЛА РАСПЫЛИВАНИЯ  
ЗА ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ ФОРСУНКАМИ  
ПРИ ПОВЫШЕННОМ ДАВЛЕНИИ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ**

*А. А. Свириденков, В. В. Третьяков*

143

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ  
ИЗ МАЛОРАСХОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ФОРСУНОК  
ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ МАЛОЙ ТЯГИ**

*Е. В. Сёмкин*

150

**НЕСТАЦИОНАРНЫЙ ТЕПЛОМАССОБМЕН  
И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОПЛИВА В ТЕЧЕНИЯХ  
ЗА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИМ СТАБИЛИЗАТОРОМ**

*В. В. Третьяков, А. А. Свириденков*

162

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЁЖНОСТИ РАБОЧИХ  
ЛОПАТОК АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ  
СТРУКТУРНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ОТКАЗОВ**

*А. И. Черняев, В. А. Трефилов*

174

## **МАШИНОСТРОЕНИЕ И ЭНЕРГЕТИКА**

---

### **СХЕМНО-КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО СОЗДАНИЮ АППАРАТУРЫ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ**

*Э. Г. Берестовицкий, Ю. А. Гладиллин, Н. В. Пялов,  
М. В. Соловьев, М. А. Ермилов*

184

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ЗМЕЕВИКОВОМ ОХЛАДИТЕЛЕ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ ПОДГОТОВКИ ПРОБЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ**

*А. Г. Гимадиев, А. В. Уткин*

195

### **РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТУРБИН СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ**

*Д. С. Калабухов, В. А. Григорьев, В. М. Радько*

204

### **АНАЛИЗ МОРФОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНТЕРМЕТАЛЛИДНОЙ ФАЗЫ В ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВАХ**

*С. В. Кириков, В. Н. Перевезенцев, Ю. П. Тарасенко*

216

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ СКОРОСТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ЛАМИНАРНОГО ПЛАМЕНИ ОТ ДАВЛЕНИЯ И НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ ГОРЕНИИ МЕТАНА**

*С. В. Лукачёв, С. Г. Матвеев, И. А. Зубрилин, А. В. Сигидаев*

224

### **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ МИКРОРЕЛЬЕФА ПОВЕРХНОСТИ ПРИ СТРУЙНОЙ ГИДРОАБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКЕ**

*А. В. Мещеряков, А. П. Шулепов*

235

### **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ РОТОРНО-ПОРШНЕВОЙ СХЕМЫ РЕАЛИЗАЦИЕЙ ДИЗЕЛЬНОГО ЦИКЛА**

*В. В. Окорочков, В. М. Окорочкова, А. И. Раводин*

243

### **МЕТОДИКА КОМПЕНСАЦИИ ПОГРЕШНОСТЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ**

*В. А. Печенин*

252

---

---

**CONTENTS**

---

---

---

**AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING**

---

**DEVELOPMENT OF INTELLIGENT PERIPHERAL DEVICES  
OF CONTROL AND EMERGENCY PROTECTION SYSTEMS  
FOR GROUND TESTING OF LIQUID-PROPELLANT  
ROCKET ENGINES**

*O. A. Volnukhin, V. A. Liseykin, I. A. Tozhokin, M. N. Churin* 9

**EFFICIENCY OF AFT DIFFUSERS IN VACUUM SYSTEMS  
OF TEST BENCHES FOR HIGH-ALTITUDE FIRING TESTS  
OF LOW-THRUST LIQUID ROCKET ENGINES**

*R. N. Galperin, Yu. I. Gulyaev, Yu. S. Ivashin,  
V. E. Nigodjuk, V. V. Ryzhkov, A. V. Sulinov* 20

**PROCEDURE OF DESIGNING A PILOT OPERATED  
GAS PRESSURE REGULATOR FOR LAUNCH VEHICLE  
FUEL TANKS**

*A. G. Gimadiev, V. Ya. Sverbilov, D. M. Stadnik* 33

**USING THE «VIRTUAL ENGINE» SOFTWARE IN AUTOMATIC  
CONTROL SYSTEM OF GAS TURBINE ENGINE**

*F. D. Golberg, O. S. Gurevich, A. A. Petukhov* 47

**DEVELOPMENT OF AN EXHAUST AIR TURBINE ENGINE**

*Yu. S. Yeliseev, D. G. Fedorchenco, Yu. I. Tsibizov,  
D. D. Tyulkin, A. Yu. Tkachenko* 57

**METHOD OF TRANSIENT SIMULATION OF COMBUSTION  
PROCESSES IN A LOW-THRUST ROCKET ENGINE  
OPERATING ON GASEOUS HYDROGEN AND OXYGEN**

*V. M. Zubanov, L. S. Shabliy, D. V. Stepanov* 64

**ANALYSIS OF LOW-THRUST LIQUID ROCKET ENGINES  
WITH A METHANE AIR PUMP UNIT**

*A. I. Ivanov, I. P. Kositsin, V. A. Borisov* 75

**METHOD OF CALCULATING THE THICKNESS  
OF THE COMBUSTION CHAMBER OF A LIQUID ROCKET ENGINE  
MADE WITH THE USE OF INNOVATIVE TECHNOLOGIES  
AND MATERIALS**

*A. V. Krivonogov* 81

**PECULIARITIES OF COMPUTER MODELING OF THE  
WORKING PROCESS IN SMALL GAS TURBINE ENGINES**

*V. S. Kuz'michev, A. Yu. Tkachenko, Ya. A. Ostapyuk*

91

**SIMULATION OF THE WORK PROCESS OF A TWO-STAGE  
PUMP WITH A FIRST-STAGE HYDRAULIC DRIVE**

*V. N. Matveev, L. S. Shabliy, A. V. Krivtsov, V. M. Zubanov,  
A. I. Ivanov, I. P. Kositsin, N. V. Baturin*

102

**PECULIARITIES OF THE WORKING PROCESS  
OF LOW-THRUST HYPERGOLIC-PROPELLANT LIQUID  
ROCKET ENGINES WITH A THRUST OF LESS THAN 1 N**

*V. E. Nigodjuk, A. V. Sulinov*

114

**METHOD OF VIBRATION DIAGNOSTICS OF AERODYNAMIC  
AND AEROELASTIC OSCILLATIONS IN GAS TURBINE  
ENGINE COMPRESSOR**

*V. V. Posadov, A. E. Remizov*

126

**MATHEMATICAL MODELLING OF THE WORKING PROCESS  
OF A HOT GAS PRESSURE FEED SYSTEM**

*V. L. Salich*

133

**CHARACTERISTICS OF A FUEL SPRAY DOWNSTREAM  
THE PRESSURE ATOMIZERS UNDER HIGH PRESSURE  
IN THE COMBUSTION CHAMBER**

*A. A. Sviridenkov, V. V. Tretyakov*

143

**RESEARCH OF LIQUID OUTFLOW FROM LOW-EMISSION  
SWIRL INJECTORS OF A LOW-THRUST LIQUID  
ROCKET ENGINE**

*Ye. V. Semkin*

150

**UNSTADY HEAT-MASS-TRANSFER AND FUEL  
DISTRIBUTIONS IN FLOWS DOWNSTREAM THE  
GAS-DYNAMIC FLAME HOLDER**

*V. V. Tretyakov, A. A. Sviridenkov*

162

**APPLICATION OF STRUCTURE-ENERGY FAILURE THEORY  
FOR DETERMINING THE PROBABILITY OF FAILURE  
AND DURABILITY OF TURBINE AND COMPRESSOR  
BLADES OF AIRCRAFT ENGINES**

*A. I. Chernyaev, V. A. Trefilov*

174

---

**MECHANICAL AND POWER ENGINEERING SCIENCES**

---

**CURCUIT-DESIGN SOLUTIONS FOR PRODUCING DEVICES  
OF FEED WATER FLOW RATE CONTROL SYSTEMS**

*E. G. Berestovitsky, Yu. A. Gladilin, N. V. Pyalov,  
M. V. Solovyev, M. A. Ermilov*

184

**ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IN A HELICALLY COILED  
COOLER OF A MECHATRONIC SAMPLE  
CONDITIONING SYSTEM**

*A. G. Gimadiev, A. V. Utkin*

195

**MATHEMATICAL MODELS FOR EVALUATING THE ENERGY  
EFFICIENCY OF ULTRALOW POWER TURBINE DRIVES**

*D. S. Kalabuhov, V. A. Grigoryev, V. M. Rad'ko*

204

**MORPHOLOGICAL CHARACTERISTICS  
OF THE INTERMETALLIC PHASE OF HEAT RESISTING  
NICKEL ALLOYS**

*S. V. Kirikov, V. N. Perevezentsev, Yu. P. Tarasenko*

216

**DEPENDENCE OF METHANE LAMINAR FLAME  
PROPAGATION SPEED ON THE PRESSURE AND INITIAL  
TEMPERATURE**

*S. V. Lukachev, S. G. Matveev, I. A. Zubrilin, A. V. Sigidaev*

224

**MATHEMATICAL MODEL OF SURFACE LAYER  
FORMATION DURING HYDROABRASIVE JET  
MACHINING**

*A. V. Meshcheryakov, A. P. Shulepov*

235

**INCREASING THE EFFICIENCY OF ROTARY PISTON  
ENGINES BY THE USE OF THE DIESEL CYCLE**

*V. V. Okorochkov, V. M. Okorochkova, A. I. Ravodin*

243

**TECHNIQUE OF COMPENSATING ERRORS IN MACHINING  
OF PARTS WITH SCULPTURED SURFACES**

*V. A. Pechenin*

252

## РАЗРАБОТКА ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ПЕРИФЕРИЙНЫХ МОДУЛЕЙ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ И АВАРИЙНОЙ ЗАЩИТЫ ДЛЯ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2016

- О. А. Волнухин** инженер отдела информационно-управляющих систем, Научно-испытательный центр ракетно-космической промышленности, г. Пересвет, Московская область, [mail@nic-rkp.ru](mailto:mail@nic-rkp.ru), [oius-110@ya.ru](mailto:oius-110@ya.ru)
- В. А. Лисейкин** кандидат технических наук, начальник отдела информационно-управляющих систем, Научно-испытательный центр ракетно-космической промышленности, г. Пересвет, Московская область, [mail@nic-rkp.ru](mailto:mail@nic-rkp.ru), [oius-110@ya.ru](mailto:oius-110@ya.ru)
- И. А. Тожокин** заместитель начальника отдела информационно-управляющих систем, Научно-испытательный центр ракетно-космической промышленности, г. Пересвет, Московская область, [mail@nic-rkp.ru](mailto:mail@nic-rkp.ru), [oius-110@ya.ru](mailto:oius-110@ya.ru)
- М. Н. Чуринов** инженер отдела информационно-управляющих систем, Научно-испытательный центр ракетно-космической промышленности, г. Пересвет, Московская область, [mail@nic-rkp.ru](mailto:mail@nic-rkp.ru), [oius-110@ya.ru](mailto:oius-110@ya.ru)

Одно из перспективных направлений совершенствования стендовых информационно-управляющих систем и систем аварийной защиты связано с разработкой интеллектуальных периферийных модулей, обеспечивающих связь с объектом испытания. Наличие в составе таких модулей собственных процессоров позволяет решать задачи приёма сигналов с датчиков и формирования управляющих воздействий на исполнительные органы объекта управления на нижнем уровне (без участия центрального контроллера), обеспечивая повышение надёжности и качества управления. В статье представлены разработки, непосредственно связанные с задачами управления и регулирования параметров жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) при их стендовых испытаниях: задачи управления электрогидравлическими сервоприводами качания камер сгорания; управления шаговыми двигателями для регулирования соотношения компонентов топлива и управления рулевыми двигателями; приёма, обработки и регистрации сигналов турбинных расходомеров и датчиков чисел оборотов вала турбонасосных агрегатов.

*Стендовые испытания ЖРД; системы управления и аварийной защиты; интеллектуальные устройства связи с объектом управления.*

---

**Цитирование:** Волнухин О.А., Лисейкин В.А., Тожокин И.А., Чуринов М.Н. Разработка интеллектуальных периферийных модулей систем управления и аварийной защиты для стендовых испытаний жидкостных ракетных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 9-19. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-9-19

Одним из направлений деятельности ФКП «НИЦ РКП» является создание информационно-управляющих систем (ИУС) и систем аварийной защиты (САЗ) для стендовой отработки ЖРД и двигательных установок (ДУ) ракет-носителей (РН) и космических аппаратов, которое всегда находилось в сфере деятельности ФКП «НИЦ РКП». Только за последние пять лет были разработаны и внедрены более двух десятков ИУС и САЗ на стендах ФКП «НИЦ РКП». Системы обеспечили экспериментальную отработку ступеней РН «Союз-2-1б», «Союз-2-1в», «Ангара», ДУ космических аппаратов «Навигатор», «Фобос-Грунт», ЖРД на компонентах «кислород-керосин», «кислород-метан» и др.

Более десятка ИУС обеспечивают отработку целого ряда серийных ЖРД ракет-носителей боевого и гражданского назначения, а также разгонных блоков и космических аппаратов на стендах ОАО «КУЗНЕЦОВ», ОАО «Красмаш», КБХМ имени А.М. Исаева и др.

Системы управления и аварийной защиты при стендовых испытаниях ЖРД и ДУ [1] выполняют функции управления, контроля и аварийной защиты стенда и объекта испытания, включающие в себя следующие задачи:

- управление технологическими системами стенда, обеспечивающими подачу на изделие компонентов топлива, газов и рабочих сред, термостатирование изделия, безопасность проведения испытаний;
- управление запуском и остановом двигателя;
- регулирование соотношения компонентов топлива, управление тягой двигателя;
- управление вектором тяги по заданной циклограмме;
- аварийная защита ЖРД.

В зависимости от объекта и задач испытаний стендовая ИУС может компоноваться из нескольких подсистем, решающих каждая свою задачу, обеспечивая управление тысячами элементов автоматики по сложным алгоритмам в едином, синхронизированном от глобальных спутниковых систем (ГЛОНАСС/GPS) цикле 10 мс.

Одним из перспективных направлений развития стендовых ИУС является разработка интеллектуальных периферийных модулей, обеспечивающих связь с объектом управления. Наличие в составе таких модулей собственных мощных процессоров позволяет решать задачи приёма сигналов с датчиков и формирования управляющих воздействий на исполнительные органы объекта управления на нижнем уровне (без участия центрального контроллера), обеспечивая повышение надёжности и качества управления.

В статье представлены разработки, непосредственно связанные с задачами управления и регулирования параметров ЖРД при их стендовых испытаниях: задачи управления электрогидравлическими сервоприводами (ЭГС) качания камер сгорания ЖРД; управления шаговыми двигателями для регулирования соотношения компонентов топлива и управления рулевыми двигателями; приёма, обработки и регистрации сигналов турбинных расходомеров и датчиков чисел оборотов вала турбонасосного агрегата (ТНА). Рассмотрим подробнее каждую из разработок.

**Управление ЭГС.** ЭГС представляет собой электрогидравлическую следящую систему с механической отрицательной обратной связью и непрерывным управлением по командам системы управления летательного аппарата.

На рис. 1 представлена схема ЭГС универсального ракетного модуля (УРМ) «Ангара».

В качестве управляющего звена в сервоприводе применён электромеханический преобразователь, находящийся вне гидромеханического контура. Управление ЭГС осуществляется подачей тока на поляризованный электромагнит, который, в свою очередь, с помощью гидравлики обеспечивает отклонение камер сгорания.

Основная проблема заключается в реализации требований циклограммы управления ЭГС при огневых стендовых испытаниях ЖРД. Типичная циклограмма включает в себя набор воздействий определённого типа: синусоидальные колебания тока различной частоты (от 0.1 до 30 Гц) и амплитуды (от -50 до +50 мА), прямоугольные импульсы тока различной полярности, линейно нарастающий ток и т.п. Примеры типовых сигналов управления ЭГС представлены на рис. 2.

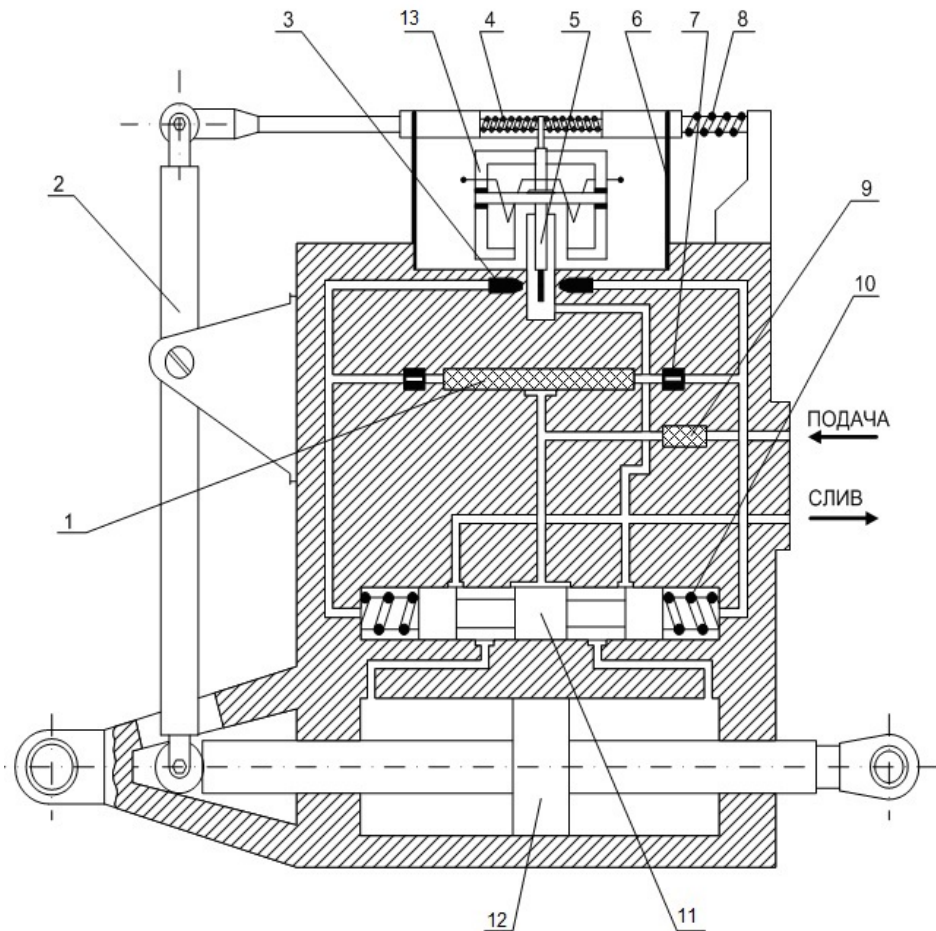


Рис. 1. Принципиальная схема электрогидравлического сервопривода:  
 1 – фильтр; 2 – рычаг; 3 – сопло; 4 – пружина позиционная; 5 – заслонка; 6 – плотьина;  
 7 – дроссель; 8 – пружина люфтовывирающая; 9 – фильтроэлемент; 10 – пружина;  
 11 – золотник; 12 – шток; 13 – электромеханический преобразователь (ЭМП)

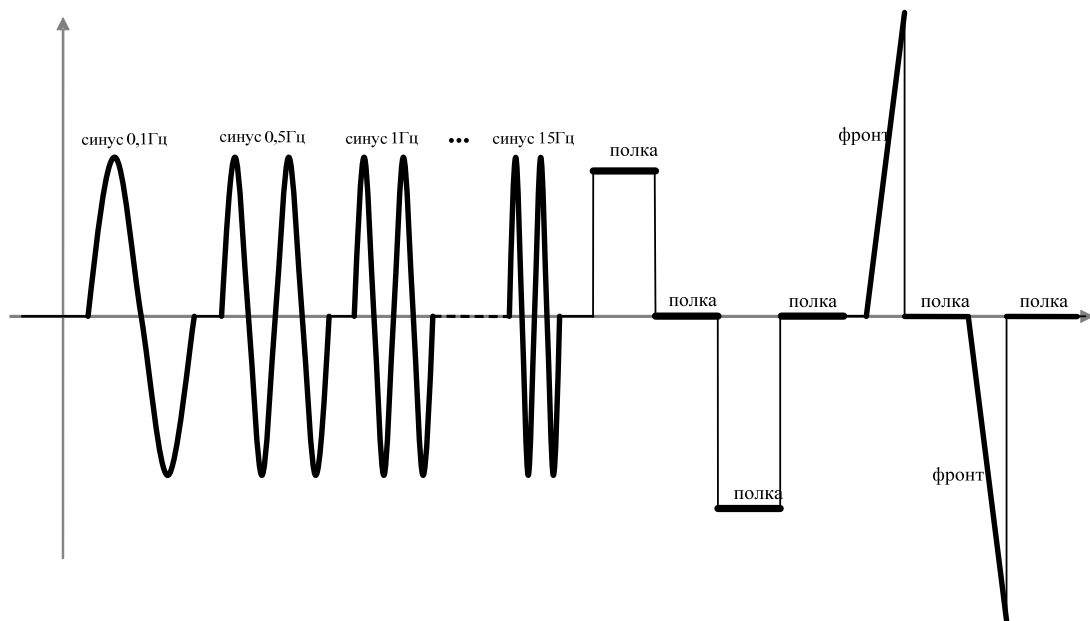


Рис. 2. Типовые циклограммы управления ЭГС при стендовых испытаниях

Рассмотрим подход к решению задач управления вектором тяги при испытаниях УРМ1 и УРМ2 «Ангара» на стенде ИС-102 ФКП «НИЦ РКП», реализованный в информационно-управляющей системе ИУС-ЭГС. Функциональная схема управления ЭГС при испытаниях УРМ1 и УРМ2 представлена на рис. 3, а.

Поскольку ИУС принадлежит к классу дискретных систем, то любая задача управления выполняется с циклом, равным или пропорциональным длительности такта системы, включая решения задачи формирования управляющего сигнала ЭГС.

Как видно из рис. 3, а, в контроллере ИУС-ЭГС функционируют одновременно несколько задач с разными параметрами дискретизации:

- задача управления, работающая с циклом 5 мс и обеспечивающая выполнение циклограммы управления ЭГС (запуск/останов, переключение режимов), дискретный ввод/вывод, выполнение команд «ручного» управления, формирование и передачу данных для регистрации и визуального отображения параметров;
- задача ввода сигналов аналоговых датчиков давления и положения, работающая с циклом 1 мс;
- задача вывода управляющих сигналов ЭГС, работающая с циклом 500 мкс, формирующая коды управляющих сигналов на четыре независимых ЭГС и их передачу по внутреннему интерфейсу контроллера на модуль формирования токов МФТ4М.

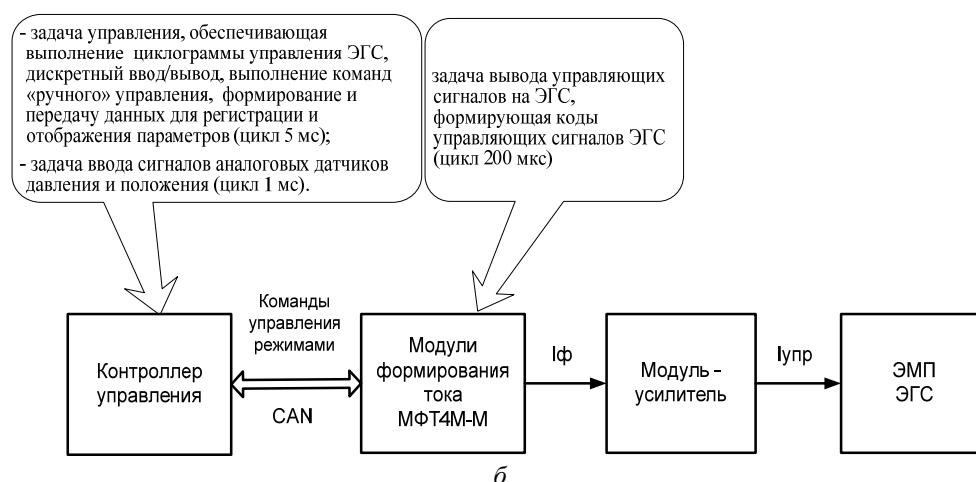


Рис. 3. Функциональная схема управления ЭГС при испытаниях УРМ1 и УРМ2 «Ангара» (а) и в ИУС нового поколения (б)

Требования надёжной реализации комплекса задач в условиях ограниченной производительности контроллера и обеспечения воспроизведения заданного сигнала управления с требуемой точностью диктуют необходимость выбора периода дискретизации сигнала и соответственно цикла задачи управления ЭГС, которую можно реализовать существующими аппаратными средствами. При испытаниях ступеней ракеты «Ангара» длительность такта формирования управляющих сигналов составляла 500 мкс.

Одним из направлений совершенствования ИУС-ЭГС является повышение точности воспроизведения заданного сигнала управления и, следовательно, точности определения амплитудно-фазовой частотной характеристики (АФЧХ) тракта управления вектором тяги ракет-носителей. Решением этой задачи является передача функции формирования сигналов управления ЭГС из контроллера в периферийное устройство связи с объектом. Функциональная схема управления ЭГС в ИУС нового поколения представлена на рис. 3, б.

Как видно из рисунка, задача вывода управляющих сигналов на ЭГС реализована не в контроллере, а в модуле формирования тока МФТ4М-М. Макетный образец такого модуля был разработан ФКП «НИЦ РКП» совместно с ООО «Комплекс-Т» (г. Москва) в 2014 - 2015 гг.

Модуль построен на базе материнской платы SK-NANO-MB с мезонинным процессорным модулем SK-MVF6-NANO российской разработки на базе процессора Freescale Vybrid MVF61NN151 (ARM Cortex-A5 500МГц + Cortex-M4 167 МГц) с ОЗУ DDR3-800 256 Мбайт и ПЗУ NAND Flash SLC 256 Мбайт. Плата имеет внешние интерфейсы 100/10M Ethernet, 2xUSB, SD/MMC, SPDIF, SPI, 3xUART, CAN, PWM, 2xI2C, GPIO, JTAG, ADC, DAC.

Запись в память модуля программы управления четырьмя электромагнитными преобразователями (ЭМП) ЭГС может осуществляться дистанционно с пульта оператора ИУС-ЭГС посредством Ethernet. Связь с управляющим контроллером для передачи сигналов на запуск и останов циклограммы, смену режима и выбор формы воспроизводимого сигнала может быть реализована как по CAN, так и по Ethernet. Формирование управляющих воздействий на ЭГС осуществляется в макете модуля с циклом 200 мкс. Макет модуля был отработан с использованием эквивалента ЭМП, аналогичного ЭМП, используемого в ЭГС космического ракетного комплекса «Ангара». Положительные результаты испытаний позволили перейти к разработке опытного образца модуля управления ЭГС.

Таким образом, перераспределение функций управления между контроллером и периферийным модулем позволило снять значительную нагрузку с контроллера и уменьшить длительность такта с 500 до 200 мкс, существенно повысив точность воспроизведения сигналов управления ЭГС.

**Управление шаговыми двигателями.** Аналогичный принцип локализации основного объёма задачи управления на уровне периферийного устройства связи с объектом был реализован и при разработке модуля управления шаговыми двигателями (ШД), которые используются как в системах регулирования соотношения компонентов топлива и тяги ЖРД, так и в системах управления вектором тяги.

Управление шаговым двигателем выполняется подачей на обмотки (обычно их четыре) импульсов напряжения постоянного тока. Последовательность подачи импульсов чётко регламентирована и определяет направление вращения вала двигателя, а длительность импульсов – скорость вращения (рис. 4). Поворот вала (шаг) происходит при снятии напряжения с одной из обмоток и подаче на другую обмотку. При этом частота переключений доходит до 500 в секунду. Вместе с тем, разработчиками ШД предъяв-

ляются требования к крутизне фронтов управляющих импульсов, которые не должны превышать величин, как правило, составляющих доли миллисекунды.

Решение задачи управления ШД на уровне контроллера требует существенных вычислительных ресурсов, что обуславливает необходимость создания, как правило, отдельной нерезервированной подсистемы, в то время как локализация её на «нижнем» уровне даёт возможность встраивать каналы управления ШД в традиционную структуру резервированной ИУС.

Возможность выполнения основных функций управления ШД обеспечивает модуль нового поколения МВДМ32-13. В модуле применены так называемые «умные» бесконтактные быстродействующие ключи фирмы Infineon, обеспечивающие коммутацию сигналов управления током до 4 А в течение единиц микросекунд и защиту от короткого замыкания.

Модуль оснащён процессором фирмы NXP, обеспечивающим функционирование программы управления, которая формирует импульсы на обмотки ШД частотой до 500 Гц.

Переключение режима управления, частота управляющих импульсов и последовательность их чередования, определяющая направление вращения вала, передаются из контроллера по трём интерфейсам RS-485 с тактом 10 мс.

Если аппаратная часть модуля универсальна и позволяет использовать его как в контурах регулирования соотношения компонентов и тяги двигателя, так и в контуре управления вектором тяги, то программа управления носит объектно-ориентированный характер, учитывающий специфику задачи управления.

Рассмотрим решение двух разноплановых задач модулем управления ШД.

На рис. 5 представлен пример блок-схемы алгоритма поддержания соотношения компонентов топлива ЖРД и диаграммы формирования управляющих воздействий на привод регулятора.

Текущее значение соотношения компонентов топлива в камере сгорания  $K_m$  рассчитывается как отношение массовых расходов окислителя ( $G_o$ ) и горючего ( $G_g$ ) в контроллере управления. После вычислений определяется отклонение текущего вычисленного значения соотношения от заданного ( $\Delta K_{mi}$ ) и его знак ( $Sign(\Delta K_{mi})$ ). В зависимости от этих параметров формируется управляющее воздействие ( $U$ ) на шаговый двигатель регулятора соотношения компонентов (РСК), определяющее скорость ( $V$ ) и направление вращения вала привода. Параметры  $U$ ,  $V$  и  $Sign(\Delta K_{mi})$  транслируются из контроллера в модуль управления ШД, программное обеспечение которого автоматически определяет требуемые при текущем рассогласовании сигналы на обмотки ШД, в соответствии с которыми формируется алгоритм управления выходными ключами модуля.

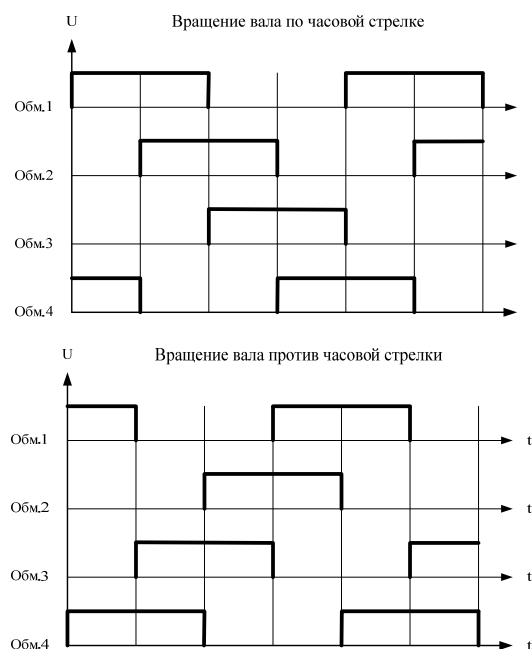
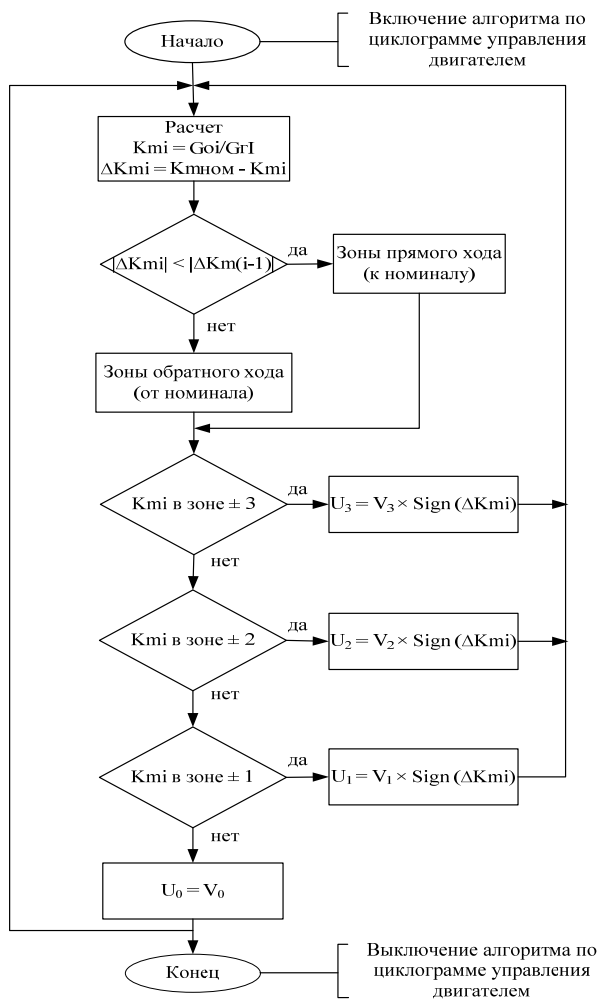
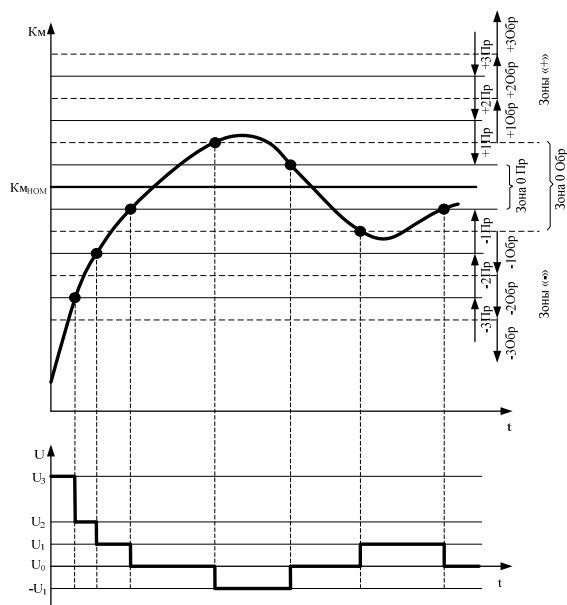


Рис. 4. Диаграмма управления шаговым двигателем



а



б

Рис. 5. Блок-схема алгоритма регулирования соотношения компонентов топлива в камере сгорания ЖРД (а) и диаграмма формирования управляющих воздействий на привод в зависимости от текущего значения соотношения (б)

Другая практическая задача, решаемая приводом с шаговым двигателем – отклонение камер сгорания рулевого двигателя по циклограмме, включающей в себя как полки (рис. 2), так и отклонения по синусоидальному закону с разной частотой, но с фиксированным количеством шагов, выполняемых ШД в течение одного периода.

В данном случае контроллер выдает в модуль управления ШД характеристики режима (тип, частота синусоидального сигнала, амплитуда), в соответствии с которыми в модуле формируются управляющие сигналы на обмотки ШД. Например, для синусоидального режима выполняется расчёт времени, прошедшего от начала режима до очередного шага, по следующей формуле:

$$t_i = \frac{1}{2\pi F} \sum_{i=0}^{\infty} \left| \arcsin \frac{N_{i+1}}{N} - \arcsin \frac{N_i}{N} \right| - \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2\pi F} \left| \arcsin \frac{N_{i+1}}{N} - \arcsin \frac{N_i}{N} \right|,$$

где  $N_i$  принимает значение текущего шага,  $N$  – заданное максимальное число шагов (амплитуда),  $F$  – заданная частота синусоидального сигнала.

Результат реализации данного режима приведён на рис. 6.

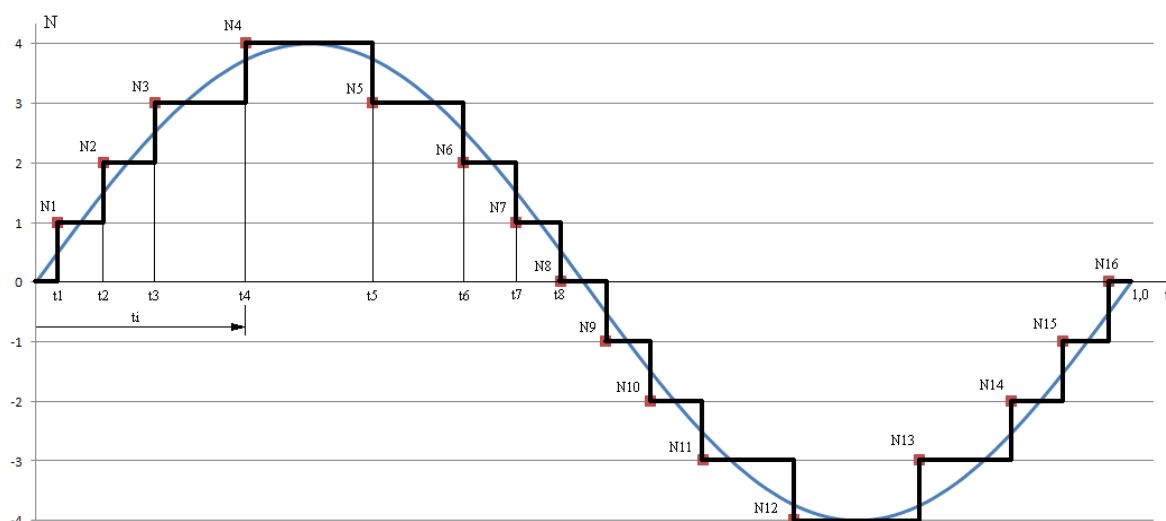


Рис. 6. Диаграмма управления ШД  
при реализации режима синусоидального отклонения камер сгорания  
с амплитудой  $N=4$  шага и частотой  $F=1,0$  Гц

Отработка модуля управления ШД выполнена с использованием модельного шагового двигателя, аналогичного двигателям, используемым в составе тракта управления вектором тяги ЖРД.

Таким образом, создан и отработан универсальный модуль управления шаговыми двигателями, адаптируемый под разные задачи управления ЖРД и встраиваемый в ИУС различных структур резервирования.

**Измерение расходов и чисел оборотов.** Важной задачей для регулирования параметров двигателя и его аварийной защиты является надёжный приём сигналов турбинных расходомеров и датчиков чисел оборотов турбонасосных агрегатов. Простые методы измерений основаны на задании фиксированных порогов и подсчёте числа событий, связанных с выходом за порог положительных и отрицательных полувольт сигналов датчиков, а также определении периода времени между первым и последним таким событием на интервале измерения. Недостаток метода состоит в выборе порога,

заведомо парирующего помехи, особенно на низких частотах, при которых сигнал от датчика находится на уровне единиц и десятков милливольт.

Более совершенные методы используют плавающий порог, который увеличивается или уменьшается в зависимости от амплитуды сигнала. Наиболее помехозащищённым является измерение с помощью плавающего порога вольт-секундной площади сигнала.

Алгоритм работы преобразователя реализован следующим образом. Аналоговый сигнал, поступающий с датчика оборотов, с помощью аналого-цифрового преобразователя оцифровывается с частотой  $TimerFreq = 50000$  Гц. Поскольку для измерения необходимо различать разнополярные импульсы, то непрерывно ведётся вычисление среднего значения амплитуды входного сигнала. Сравнением абсолютного значения сигнала со средним значением определяется момент смены полярности сигнала. Переход сигнала через среднее значение инкрементирует счётчик периодов.

Одновременно ведётся непрерывный подсчёт вольт-секундной площади текущего импульса ( $S_i$ ) и сравнение его с пороговым значением ( $S_{min}$ ). В алгоритме задаётся начальное значение пороговое значение  $S_{min}$ , которое пересчитывается с каждым новым импульсом:

$$S_{min} = (S_{min} + S_i / 4) / 2.$$

Это позволяет отслеживать монотонный рост или снижение амплитуды сигнала с изменением частоты. Однако в любом случае значение порога не может быть меньше начального. Расчёт площади выполняется отдельно для импульсов разной полярности. Если на данном импульсе текущая площадь достигла или превысила значение порога и то же самое возникло и на предыдущем импульсе противоположной полярности, этот импульс учитывается при вычислении частоты (время данного события запоминается, а счётчик данных событий инкрементируется). В противном случае этот импульс игнорируется.

По завершении интервала измерения значение частоты сигнала рассчитывается по следующей формуле:

$$Freq = (EventCnt - 1) TimerFreq / Interval ,$$

где  $EventCnt$  – число импульсов входного сигнала за интервал измерения;  $Interval$  – разность между первым и последним импульсом в тиках частоты съёма данных ( $TimerFreq = 50000$  Гц);  $Freq$  – значение частоты входного сигнала.

Если в интервале меньше двух импульсов, то добавляется ещё один интервал измерения. Добавление интервалов выполняется до определённого значения, а если импульсы отсутствуют, то частота обнуляется.

Диаграмма работы алгоритма измерения частоты при подаче сигнала турбинного расходомера приведена на рис. 7: линия №1 – сигнал с расходомера; линия №2 – расчётное значение для определения смены полярности сигнала; линия №3 – импульсы на входе счётчика.

Как только выполнено вычисление в очередном такте (10 мс), то полученные данные выдаются в сеть CAN в соответствии со схемой, приведённой на рис. 8. Телеграмма содержит не только значение частоты, но и дополнительную информацию, которая может быть полезна при диагностике работы модуля.

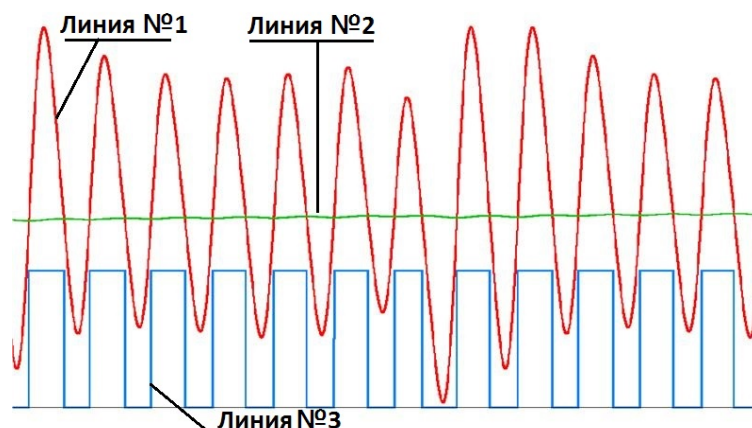


Рис. 7. Диаграмма работы алгоритма измерения частоты

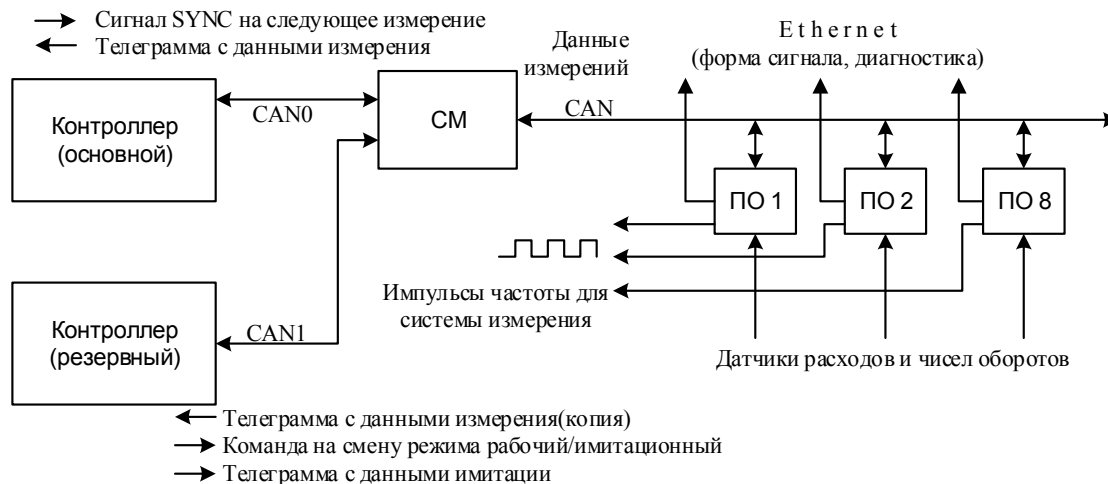


Рис. 8. Структурная схема подключения преобразователей оборотов (ПО) к контроллерам ИУС

Преобразователь обеспечивает измерение частотных сигналов датчиков расхода и чисел оборотов в диапазоне от 10 до 10000 Гц с амплитудой от 15 до 12000 мВ и скважностью от 2 до 10.

Данный способ измерений показал свою эффективность при испытаниях различных изделий ракетно-космической техники. Новая разработка добавила к существующему функционалу возможность регистрации и передачи по локальной вычислительной сети Ethernet в режиме реального времени значения измерений непосредственного сигнала датчика с частотой 50 кГц, что немаловажно для последующего анализа и диагностики дефектов турбинных расходомеров. Кроме того, данная функция позволяет выполнить обработку измерительных каналов систем управления и аварийной защиты с использованием сигналов, близких к сигналам с реальных датчиков.

### Библиографический список

1. Лисейкин В.А., Милютин В.В., Сайдов Г.Г., Тожокин И.А. Информационно-управляющие системы для стендовых испытаний ЖРД и двигательных установок. М.: Машиностроение-Полет, 2012. 406 с.

## DEVELOPMENT OF INTELLIGENT PERIPHERAL DEVICES OF CONTROL AND EMERGENCY PROTECTION SYSTEMS FOR GROUND TESTING OF LIQUID-PROPELLANT ROCKET ENGINES

© 2016

- O. A. Volnukhin** engineer, Research and Test Center of Rocket and Space Industry, Peresvet, Moscow region, Russian Federation, [mail@nic-rkp.ru](mailto:mail@nic-rkp.ru), [oius-110@ya.ru](mailto:oius-110@ya.ru)
- V. A. Liseykin** Head of Department, Research and Test Center of Rocket and Space Industry, Peresvet, Moscow region, Russian Federation, [mail@nic-rkp.ru](mailto:mail@nic-rkp.ru), [oius-110@ya.ru](mailto:oius-110@ya.ru)
- I. A. Tozhokin** Deputy Head of Department, Research and Test Center of Rocket and Space Industry, Peresvet, Moscow region, Russian Federation, [mail@nic-rkp.ru](mailto:mail@nic-rkp.ru), [oius-110@ya.ru](mailto:oius-110@ya.ru)
- M. N. Churin** engineer, Research and Test Center of Rocket and Space Industry, Peresvet, Moscow region, Russian Federation, [mail@nic-rkp.ru](mailto:mail@nic-rkp.ru), [oius-110@ya.ru](mailto:oius-110@ya.ru)

One of the promising trends in the improvement of stand test data management and control systems and emergency protection systems involves the development of intellectual peripheral devices that provide communication with test articles. Due to the incorporation of their own processors in such devices they can solve problems of receiving data from sensors and initiating lower level control actions (independently from the master controller) on the actuators of controlled objects, which enhances the reliability and quality of control. The paper presents the latest developments directly related to the control of liquid-propellant rocket engine (LRE) parameters during stand tests, i.e. control of electro-hydraulic tilt actuators of LRE combustion chambers; control of stepping motors for the regulation of mixture ratio and control of vernier engines; receiving, processing and recording of signals from turbine flow meters and turbopump RPM sensors.

*LRE ground testing; control and emergency protection systems; intelligent communication interface units.*

---

**Citation:** Volnukhin O.A., Liseykin V.A., Tozhokin I.A., Churin M.N. Development of intelligent peripheral devices of control and emergency protection systems for ground testing of liquid-propellant rocket engines. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 9-19.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-9-19

---

### References

1. Liseykin V.A., Milyutin V.V., Saydov G.G., Tozhokin I.A. *Informatsionno-upravlyayushchie sistemy dlya stendovykh ispytaniy ZhRD i dvigatel'nykh ustanovok* [Control-information systems for test facilities of liquid rocket engines and launch vehicles]. Moscow: Mashinostroenie-Polet Publ., 2012. 406 p.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОРМОВЫХ ДИФFUЗОРОВ В ВАКУУМНЫХ СИСТЕМАХ СТЕНДОВ ДЛЯ ВЫСОТНЫХ ОГНЕВЫХ ИСПЫТАНИЙ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ

© 2016

- Р. Н. Гальперин** старший научный сотрудник Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [ke\\_src@ssau.ru](mailto:ke_src@ssau.ru)
- Ю. И. Гуляев** ведущий инженер Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [ke\\_src@ssau.ru](mailto:ke_src@ssau.ru)
- Ю. С. Ивагин** кандидат технических наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [ke\\_src@ssau.ru](mailto:ke_src@ssau.ru)
- В. Е. Нигодюк** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [ke\\_src@ssau.ru](mailto:ke_src@ssau.ru)
- В. В. Рыжков** кандидат технических наук, научный руководитель Научно-исследовательского центра космической энергетики, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [ke\\_src@ssau.ru](mailto:ke_src@ssau.ru)
- А. В. Сулинов** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [ke\\_src@ssau.ru](mailto:ke_src@ssau.ru)

Приведены результаты расчётного и экспериментального исследований вакуумной системы с кормовым диффузором для высотных огневых испытаний жидкостных ракетных двигателей малой тяги (ЖРДМТ). Цель исследования – определение геометрических размеров и установочных параметров кормовых диффузоров, обеспечивающих работу вакуумной системы, реализующую режим безотрывного течения продуктов сгорания в сопле испытываемого ЖРДМТ. Экспериментальное исследование проводилось с использованием ЖРДМТ номинальной тягой 50 Н с геометрической степенью расширения 50. В работе исследовалось влияние установочных размеров кормового диффузора относительно среза сопла двигателя: положение входного сечения диффузора относительно среза сопла двигателя изменялось в осевом направлении в диапазоне от –2 мм до +10 мм. Исследовалось влияние геометрических параметров кормовых диффузоров, отличающихся друг от друга внутренним диаметром канала диффузора и имеющих относительную длину канала, равную 10. Определена область конструктивных параметров кормового диффузора и его положения относительно среза сопла двигателя, а также диапазоны давления за срезом диффузора, обеспечивающие безотрывное течение продуктов сгорания в соплах испытываемых ЖРДМТ. Показано, что эффективность вакуумной системы стенда при приближении внутреннего диаметра кормового диффузора к диаметру выходного сечения сопла возрастает и при прочих равных условиях вакуумная система может обеспечить проведение испытаний ЖРДМТ более длительный период времени, сохраняя расчётный режим работы сопла.

*Жидкостные ракетные двигатели малой тяги; высотные огневые испытания; термовакуумный стенд; вакуумная система; кормовой диффузор; безотрывное течение продуктов сгорания в сопле.*

---

**Цитирование:** Гальперин Р.Н., Гуляев Ю.И., Ивагин Ю.С., Нигодюк В.Е., Рыжков В.В., Сулинов А.В. Исследование эффективности применения кормовых диффузоров в вакуумных системах стендов для высотных огневых испытаний жидкостных ракетных двигателей малой тяги // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 20-32. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-20-32

Одной из задач высотных огневых испытаний при исследованиях рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги является обеспечение в процессе работы двигателя безотрывного течения продуктов сгорания в сопле, что позволяет измерять его тягу и достоверно определять энергетические параметры двигателя. Задача может быть решена с использованием вакуумной системы, в составе которой применяется кормовой диффузор (или, иначе, выхлопной диффузор) [1]. Применение кормового диффузора расширяет возможности вакуумной системы стенда для обеспечения высотных огневых испытаний ЖРДМТ. При одинаковых условиях эксперимента (объёма вакуумной камеры, производительности вакуумных насосов и др.) вакуумные системы с кормовым диффузором позволяют существенно увеличить длительность испытаний ЖРДМТ на стенде с обеспечением безотрывного течения продуктов сгорания в соплах, эффективно использовать стенд для изучения влияния различных факторов на работоспособность двигателя, а также проводить работы с ЖРДМТ большей размерности.

Известно применение кормовых диффузоров для высотных испытаний ракетных двигателей большой тяги, прежде всего, в условиях атмосферного давления окружающей среды [2-4]. В зависимости от тяги, геометрической степени расширения сопла (или высотности сопла) и режимов работы ракетного двигателя можно выделить несколько принципиальных схемных решений вакуумной системы с кормовым диффузором для высотных огневых испытаний ракетных двигателей [2].

Во-первых, схема вакуумной системы, в которой разрежение создаётся эжектирующим действием струи, истекающей из испытываемого ракетного двигателя, при этом кормовой диффузор установлен соосно с соплом двигателя. Двигатель может располагаться в вакуумной камере либо только сопловой частью, либо в целом. В первом случае до начала испытаний разрежение не создаётся и для запуска диффузора необходим определённый уровень давления в двигателе. Такая вакуумная система позволяет испытывать двигатель при наличии полнорасходной эжектирующей струи продуктов сгорания. Другой вариант реализации данной схемы: на выходе из диффузора, присоединённого к содержащей двигатель вакуумной камере, может быть установлена герметичная отбрасываемая заглушка. В этом случае после предварительного вакуумирования создаются условия для имитации высотных условий в начальный период воспламенения. Кроме того, на выходе из диффузора может быть установлена предварительно вакуумируемая ёмкость с отбрасываемой герметичной заглушкой.

Во-вторых, схемы высотных стендов с установленными на выходе из диффузора эжекторными или другими мощными откачивающими устройствами газоотводящей вакуумной системы. С их помощью обеспечивается разрежение как в период воспламенения, так и в процессе работы двигателя.

Однако вакуумные системы с кормовым диффузором на стендах для высотных огневых испытаний ЖРДМТ, работающих в непрерывном и импульсном режимах и имеющих значительно большие геометрические степени расширения сопла 45...400, не нашли применения, и результаты их исследований практически отсутствуют.

Цель экспериментального исследования – определение геометрических размеров и установочных параметров кормовых диффузоров, обеспечивающих повышенную эффективность вакуумной системы при реализации режима безотрывного течения продуктов сгорания в сопле испытываемого ЖРДМТ.

Экспериментальные исследования проводятся на термовакуумном огневом стенде для испытаний ЖРДМТ в Научно-исследовательском центре космической энергетики Самарского университета.

Вакуумная система стенда включает две вакуумные камеры ВК1 и ВК2, соединённые между собой через кормовой диффузор D1 (схема газодинамического тракта

вакуумных камер с кормовым диффузором приведена на рис. 1 и принципиальная схема вакуумной системы стенда приведена на рис. 2 [1]).

В камере ВК1 размещается испытуемый ЖРДМТ и оборудование в зависимости от решаемой задачи: либо для измерения тяги двигателя, либо для создания требуемых тепловых потоков от внешнего источника тепла, либо для исследования влияния источника холода. Вакуумная камера ВК1 имеет объём  $0,32 \text{ м}^3$ , объём вакуумной камеры ВК2 составляет  $1,2 \text{ м}^3$ . В выходном сечении сопла двигателя установлен кормовой диффузор D1 (рис. 2), который через туннельный вакуумный трубопровод и вакуумный затвор VM1 герметично соединён с камерой ВК2.

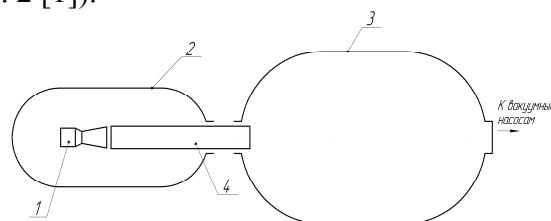


Рис. 1. Схема газодинамического тракта вакуумных камер с кормовым диффузором:

- 1 - испытуемый ЖРДМТ;
- 2 - вакуумная камера ВК1;
- 3 - вакуумная камера ВК2;
- 4 - кормовой диффузор

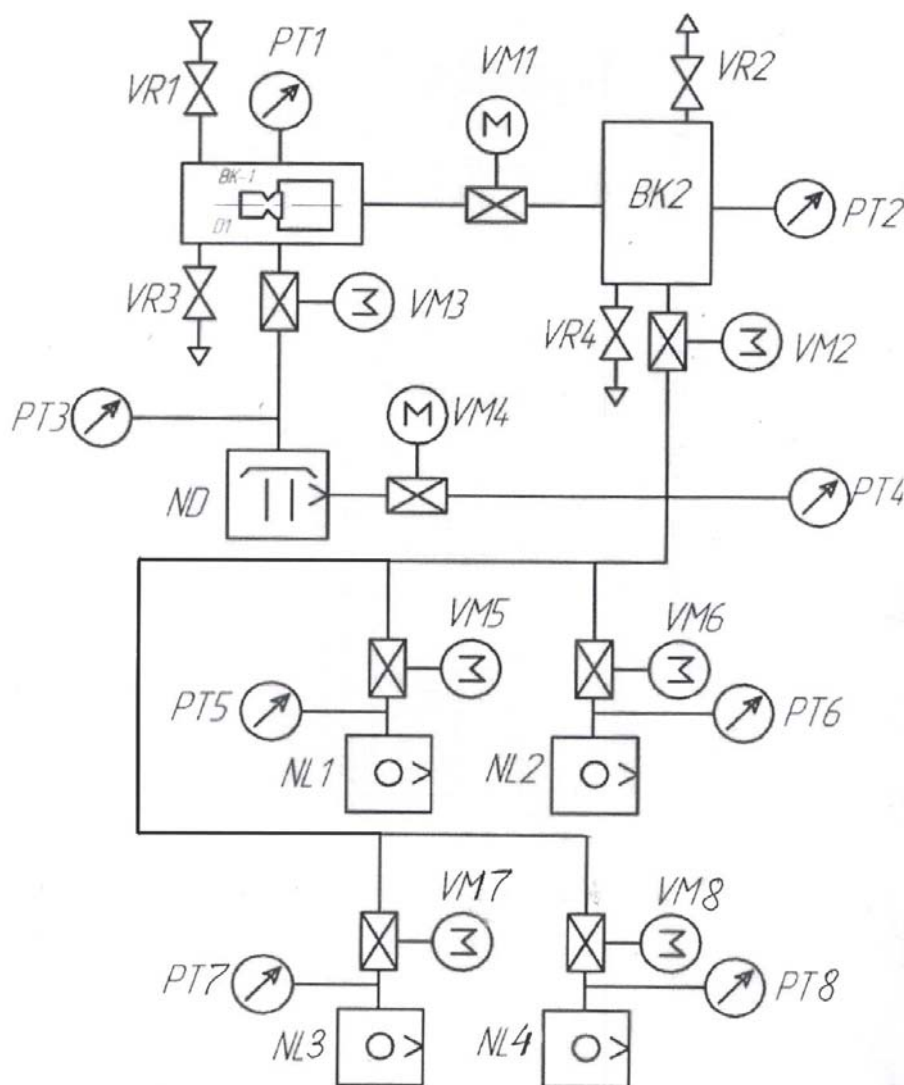


Рис. 2. Принципиальная схема вакуумной системы стенда

Кормовой диффузор и соединённый с ним газопровод предназначены для эвакуации продуктов сгорания работающего двигателя в камеру ВК2 и, соответственно, обеспечивают газодинамическое разъединение вакуумных камер. Основное назначение кормо-

вого диффузора D1 – создать условия для безотрывного течения продуктов сгорания в сопле ЖРДМТ. Вакуумная камера ВК2 соединена с вакуумными насосами и используется как буферный объём, необходимый для запуска кормового диффузора, охлаждения и аккумуляции продуктов сгорания работающего ЖРДМТ.

В состав вакуумной системы входят пять вакуумных насосов, четыре из них механические NL1...NL4 (при необходимости возможно подключение ещё нескольких насосов типа NL к вакуумной системе), которые соединены параллельно и обеспечивают откачку продуктов сгорания двигателя из камеры ВК2, и один бустерный паромасляный насос ND, служащий для обеспечения высокого вакуума в ВК1 (в рассматриваемом эксперименте паромасляный насос ND не использовался и был отсоединён от камеры ВК1 задвижкой VM3).

С помощью вакуумных насосов NL1...NL4 на стенде решаются две основные задачи:

- при их автономной работе (без бустерного паромасляного насоса ND) насосы NL1...NL4 обеспечивают откачку продуктов сгорания ЖРДМТ при измерении тяги двигателя, создавая начальное давление разрежения в вакуумных камерах ВК1 и ВК2 менее 1 мм рт. ст.;

- при их работе как форвакуумных по отношению к насосу ND, реализующему требуемое начальное давление в вакуумной камере ВК1 менее  $1 \cdot 10^{-3}$  мм рт. ст., возможно проводить специальные испытания двигателя, в частности тепловые испытания. В качестве форвакуумных насосов NL1...NL4 в вакуумной системе используются четыре высокопроизводительных вакуумных золотниковых насоса типа НВЗ–300. В качестве бустерного насоса ND на стенде применяется паромасляный насос 2НВБМ–160.

Общий вид и компоновка вакуумных камер на термовакуумном огневом стенде представлены на рис. 3 [1]. На переднем плане рис. 3 показаны вакуумная камера ВК1 и бустерный паромасляный насос ND, на заднем – вакуумная камера ВК2. Обе вакуумные камеры расположены горизонтально так, что оси камер перпендикулярны друг другу.

Экспериментальное исследование проводилось с использованием ЖРДМТ номинальной тягой 50 Н с геометрической степенью расширения  $\bar{F}_a = 50$  (внутренний диаметр выходного сечения сопла двигателя составлял 61 мм, диаметр минимального сечения сопла – 8,6 мм).

Высотные огневые испытания выполнялись на одном режиме работы ЖРДМТ: при давлении и температуре компонентов топлива на входе в двигатель соответственно 2,0 МПа и (15...30) °С. Длительность включения двигателя изменялась в диапазоне от 3 до 20 с. Давление в камере сгорания двигателя составляло (0,66...0,68) МПа.

Результаты термодинамического расчёта параметров продуктов сгорания испытываемого двигателя в выходном сечении сопла при равновесном и «замороженном» расширении продуктов сгорания в сопле представлены в табл. 1. Статическое давление  $p_a$  и температура  $T_a$  продуктов сгорания на срезе сопла при равновесном и «замороженном» их расширении составляют соответственно 914 Па (6,9 мм рт. ст.) и 722 Па (5,4 мм рт. ст.); 894 К и 668 К. С учётом экспериментальных данных [5; 6] можно пред-



Рис. 3. Общий вид и расположение вакуумных камер ВК1 и ВК2 на термовакуумном огневом стенде

полагать, что при минимальной степени нерасчётности сопла  $p_H / p_a \sim 2,5$  даже при давлении разреженного газа в вакуумной камере  $p_H \sim 1,8$  кПа ( $\sim 13,5$  мм рт. ст.) скачок уплотнения не должен входить в сопло двигателя.

Исследовалось влияние установочных размеров кормового диффузора относительно среза сопла двигателя: положение входного сечения диффузора относительно среза сопла двигателя изменялось в осевом направлении в диапазоне от  $\delta = -2$  мм до  $\delta = +10$  мм (знак «минус» означает расположение среза сопла двигателя внутри кормового диффузора), а также влияние геометрических параметров трёх кормовых диффузоров, отличающихся друг от друга внутренним диаметром канала диффузора  $d_{\text{диф}} = 66, 81$  и  $96$  мм и имеющих относительную длину канала, равную 10.

При экспериментальном исследовании реализовались два режима работы вакуумной системы стенда:

- расходный режим, когда в процессе пуска происходила постоянная откачка из вакуумной камеры ВК2 продуктов сгорания работающего ЖРДМТ;
- нерасходный режим, когда вакуумная камера ВК2 изолировалась вакуумной задвижкой VM2 от вакуумных насосов NL1...NL4.

Таблица 1. Результаты термодинамического расчёта параметров ЖРДМТ в выходном сечении сопла двигателя при  $p_k = 0,68$  МПа и геометрической степени расширения сопла  $\bar{F}_a = 50$

| №  | Наименование параметра                                                         | Равновесное расширение продуктов сгорания в сопле | «Замороженное» расширение продуктов сгорания в сопле |
|----|--------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|------------------------------------------------------|
| 1. | Давление продуктов сгорания в выходном сечении сопла<br>$p_a$ , Па (мм рт. ст) | 914<br>(6,86)                                     | 722<br>(5,42)                                        |
| 2. | Температура продуктов сгорания в выходном сечении сопла<br>$T_a$ , К           | 894                                               | 668                                                  |
| 3. | Показатель изэнтропы $n$                                                       | 1,228                                             | 1,280                                                |
| 4. | Число Маха $M$                                                                 | 4,66                                              | 4,95                                                 |

Нерасходный вариант работы вакуумной системы позволял оценить и зафиксировать давление в вакуумной камере ВК2, при котором происходил срыв работы кормового диффузора и вход скачка уплотнения в сопло двигателя (момент срыва работы диффузора фиксировался по резкому росту давления газов в вакуумной камере ВК1).

В процессе экспериментального исследования осуществлялись измерения давлений разрежения в вакуумных камерах ВК1 и ВК2, параметров ЖРДМТ (тяга, давление в камере сгорания, расходы компонентов, давления и температуры компонентов на входе в двигатель). На отдельных режимах измерялось статическое давление продуктов сгорания в выходном сечении сопла двигателя, а также температура рабочего тела перед вакуумными насосами NL1...NL4.

Управление работой ЖРДМТ, стендовыми системами и регистрация их параметров в процессе испытаний, а также обработка экспериментальных данных осуществлялась с помощью автоматизированной измерительно-информационной системы стенда [1]. Анализ экспериментальных данных исследования влияния положения входного сечения кормового диффузора относительно среза сопла двигателя (табл. 2 и рис. 4, где  $k_{\text{лп}}$  – текущее значение тягового комплекса сопла двигателя;  $k_{\text{лп}}^{\text{ном}}$  – номинальное зна-

чение тягового комплекса;  $\Delta k_{\Pi} = (k_{\Pi} - k_{\Pi}^{ном})$  – отклонение текущего значения тягового комплекса от его номинального значения) показывает, что для диффузора с внутренним диаметром 66 мм (наиболее близкое значение диаметра к наружному диаметру сопла) расположение сопла двигателя внутри кормового диффузора при  $\delta = -2$  мм приводит к существенному изменению (увеличению) уровня текущего значения тягового комплекса по сравнению с его номинальным значением на +9,9%.

При удалении сопла от кормового диффузора диаметром  $d_{диф} = 66$  мм на расстояние более  $\delta = +6$  мм (при  $\delta = +10$  мм) отношение отклонения текущего значения тягового комплекса к его номинальному значению составило -2,2 %.

В остальных случаях для данного диффузора при  $\delta = (0...+6)$  мм и диффузоров с внутренним диаметром 81 и 96 мм при  $\delta = (0...+10)$  мм изменение положения диффузора относительно двигателя не влияло, в рамках погрешности измерения  $k_{\Pi}$ , на значения измеряемой тяги ЖРДМТ и тягового комплекса (табл. 2, рис. 4).

Характерная осциллограмма изменения параметров двигателя и вакуумной системы в процессе пуска ЖРДМТ для кормового диффузора с внутренним диаметром 66 мм и относительным его положением  $\delta = +4$  мм приведена на рис. 5, где  $p_k$  – давление в камере сгорания;  $R_1$  – измеряемая тяга двигателя;  $p_{h1}$  – давление газа в вакуумной камере ВК1;  $p_{h2}$  – давление газа в вакуумной камере ВК2;  $t$  – время.

В дальнейшем исследования проводились при осевом зазоре между выходным сечением сопла двигателя и входным сечением кормового диффузора  $\delta = +2$  мм.

Эксперимент по определению границы срыва работы кормового диффузора состоял в следующем. В обеих вакуумных камерах создавалось разрежение 1 мм рт. ст. Вакуумная камера ВК2 изолировалась от вакуумных насосов NL1...NL4 путём закрытия вакуумной задвижки VM2. Далее после запуска двигателя происходил рост давления в вакуумной камере ВК2 и при достижении в ней определённого давления  $p_{Нсрыв}$  фиксировался резкий рост давления разреженного газа в вакуумной камере ВК1, что позволяло констатировать факт срыва работы кормового диффузора и, как следствие этого, входа скачка уплотнения в сверхзвуковую часть сопла двигателя.

Таблица 2. Экспериментальные данные по влиянию осевого положения сопла двигателя относительно диффузора  $\delta$  на изменение тягового комплекса

| $\Delta k_{\Pi} / k_{\Pi}^{ном}, \%$ |      |      |      |      |      |      |
|--------------------------------------|------|------|------|------|------|------|
| $\delta, \text{мм}$                  | -2   | 0    | +2   | +4   | +6   | +10  |
| $d_{диф}, \text{мм}$                 |      |      |      |      |      |      |
| 66                                   | +9,9 | -0,1 | 0,0  | 0,0  | -0,3 | -2,2 |
| 81                                   | -    | +0,1 | +0,2 | -0,2 | -0,2 | -    |
| 96                                   | -    | +0,1 | -0,3 | -0,2 | -    | +0,4 |

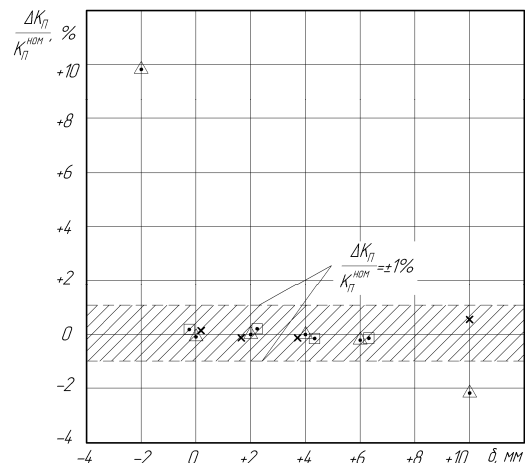


Рис. 4. Зависимость отношения отклонения текущего значения тягового комплекса  $\Delta k_{\Pi}$

к его номинальному значению  $k_{\Pi}^{ном}$

от осевого положения сопла двигателя

относительно диффузора  $\delta$ :

$\Delta$  –  $d_{диф} = 66$  мм;  $\square$  –  $d_{диф} = 81$  мм;  $\times$  –  $d_{диф} = 96$  мм

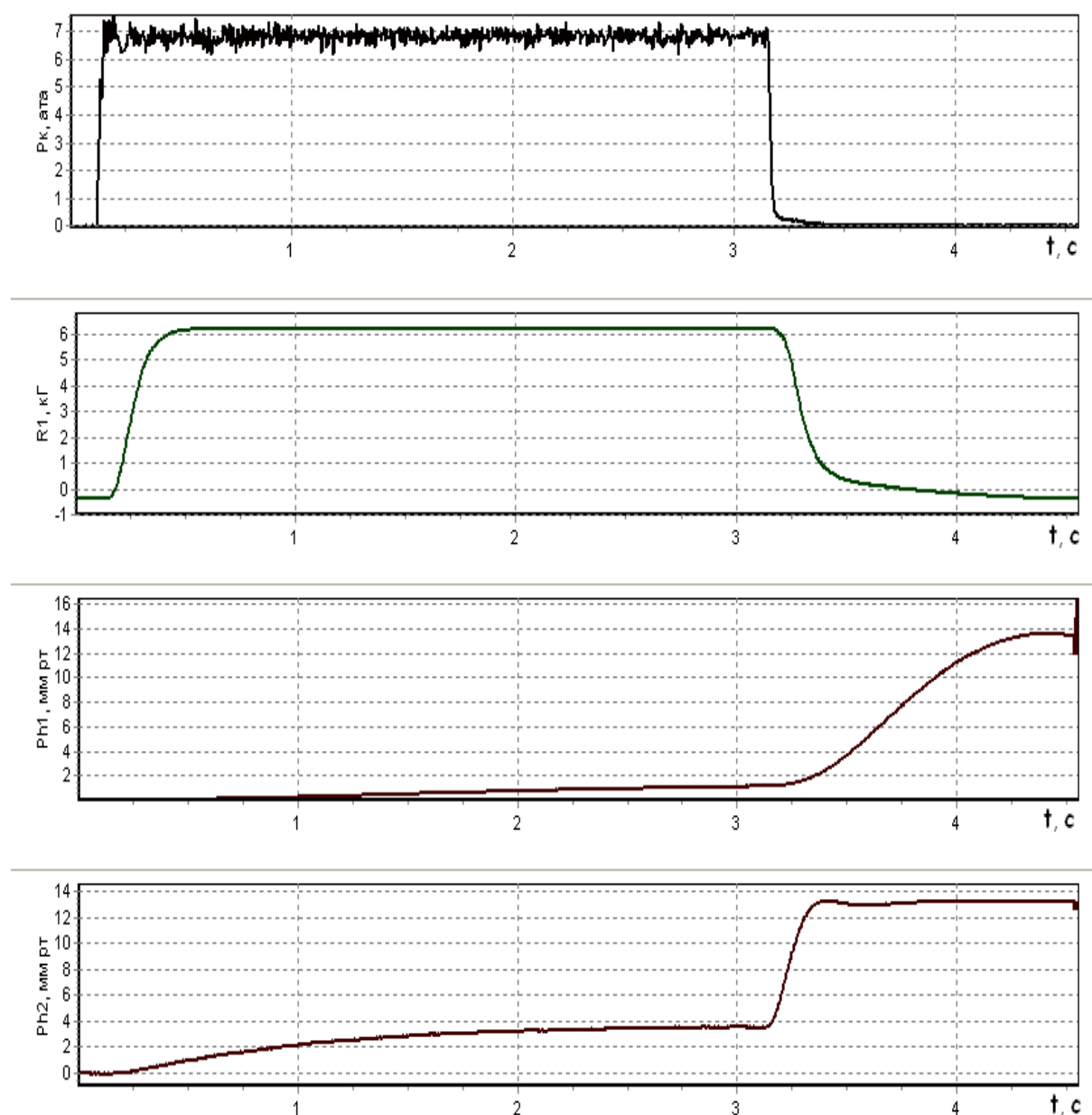


Рис. 5. Изменение параметров ЖРДМТ и вакуумной системы во время пуска двигателя при расходном режиме работы вакуумной системы ( $d_{\text{диф}} = 66 \text{ мм}$ ;  $\delta = +4 \text{ мм}$ )

Первичные данные в виде записи изменения параметров двигателя и давления в вакуумных камерах для кормовых диффузоров внутренним диаметром 96 и 81 мм и относительным положением кормового диффузора  $+2 \text{ мм}$  приведены соответственно на рис. 6 и рис. 7.

На рис. 7 приведена запись давления газа на срезе сопла двигателя  $p_{h3}$ . Из анализа рис. 6 и рис. 7 следует, что в момент резкого роста давления в вакуумной камере ВК1 (срыва работы кормового диффузора) фиксируется резкий рост давления на срезе сопла, что соответствует входу скачка уплотнения в сопло.

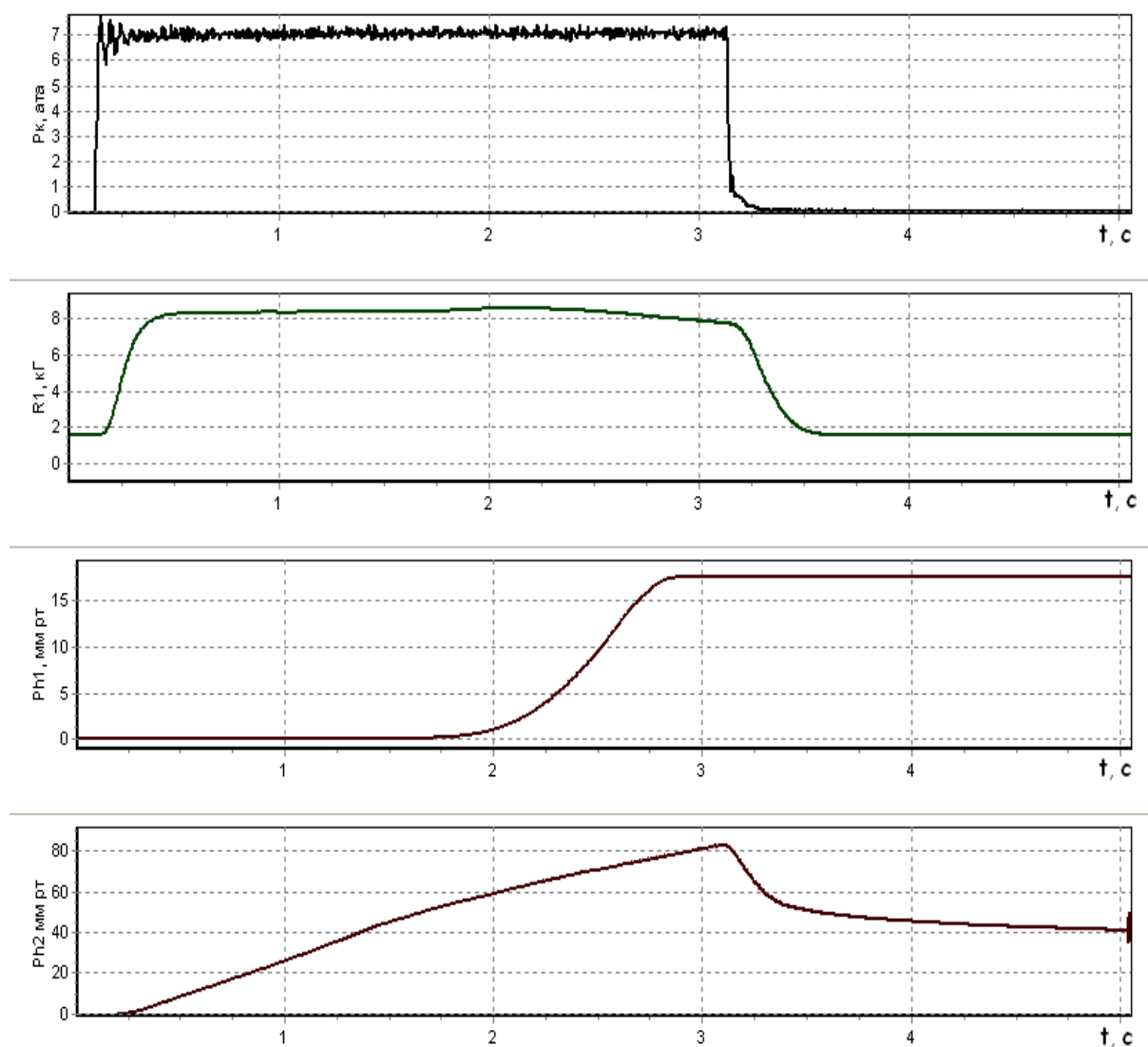


Рис. 6. Изменение параметров ЖРДМТ и вакуумной системы во время пуска двигателя в нерасходном режиме работы вакуумной системы при срыве работы кормового диффузора  $d_{\text{диф}} = 96 \text{ мм}$ ;  $\delta = +2 \text{ мм}$

Обобщённые результаты исследования влияния внутреннего диаметра кормового диффузора на значение давления за кормовым диффузором (давления окружающей среды)  $p_{\text{Нсрыв}}$ , при котором происходил срыв работы диффузора и отрыв потока в сопле двигателя, приведены в табл. 3 и на рис. 8 в виде зависимости отношения давлений в камере сгорания  $p_k$  к давлению окружающей среды – давлению разрежения в вакуумной камере ВК2  $p_{\text{Нсрыв}}$  от отношения площадей кормового диффузора  $F_{\text{диф}}$  и минимального сечения  $F_m$  сопла двигателя ( $d_{\text{диф}}$  – внутренний диаметр диффузора;  $d_m$  – диаметр минимального сечения сопла ЖРДМТ).

Из полученных результатов видно влияние внутреннего диаметра на срыв работы кормового диффузора. С ростом внутреннего диаметра кормового диффузора в диапазоне от 66 до 96 мм давление разрежения  $p_{\text{Нсрыв}}$ , при котором происходит срыв работы кормового диффузора и нарушается расчётный режим течения продуктов сгорания в сопле двигателя, падает со 130 до 52 мм рт. ст.

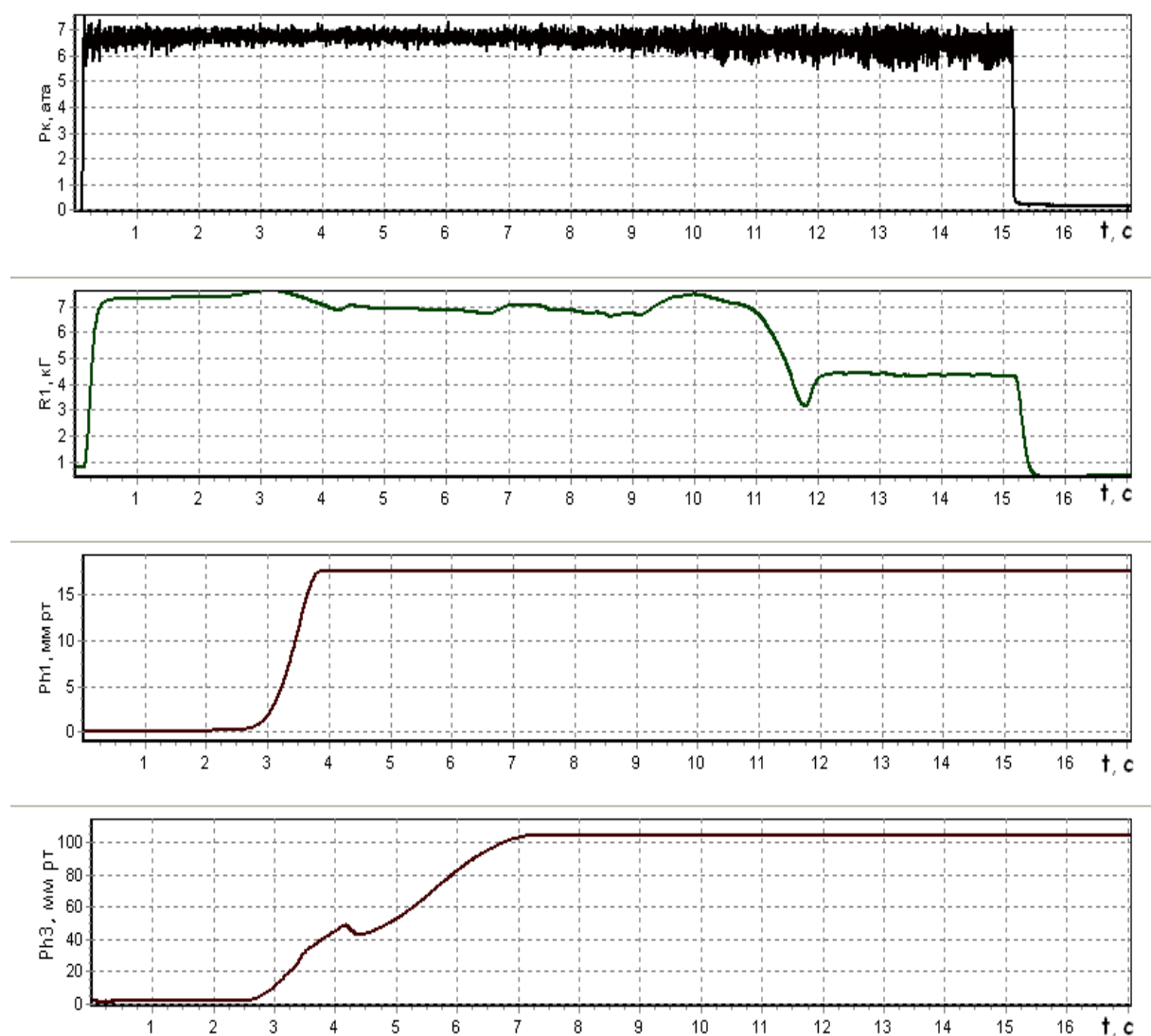


Рис. 7. Изменение параметров ЖРДМТ и вакуумной системы во время пуска двигателя в нерасходном режиме работы вакуумной системы при срыве работы кормового диффузора  
 $d_{\text{оуф}} = 81$  мм;  $\delta = +2$  м;  $p_{h3}$  – давление на срезе сопла

При этом необходимо отметить, что возможности вакуумной системы при приближении внутреннего диаметра кормового диффузора к диаметру выходного сечения сопла улучшаются и при прочих равных условиях вакуумная система может обеспечить проведение испытаний ЖРДМТ более длительный период. В частности, для проводимого эксперимента при расходном режиме работы вакуумной системы длительность работы испытываемого двигателя при переходе с кормового диффузора диаметром 96 мм к диффузору диаметром 66 мм можно повысить в 2,5 раза. При этом требования к минимальному размеру внутреннего диаметра кормового диффузора, кроме условия  $d_{\text{оуф}} > d_a$ , обусловлены обеспечением соответствующего осевого положения диффузора и погрешностью установки кормового диффузора и двигателя из-за несоосности сопла двигателя и кормового диффузора.

В [2] в части высотных испытаний реактивных двигателей при постановке задачи по определению, так называемого, пускового давления кормового (выхлопного) диф-

фузора – запуска кормового диффузора при атмосферных условиях – предложена расчётная модель оценки указанного давления. В проведённом исследовании рассматривается обратная задача – определение давления разреженного газа, при котором будет происходить срыв работы кормового диффузора, поскольку запуск диффузора в эксперименте осуществляется в высотных условиях (при давлении менее 1 мм рт.ст.) стабильно и надёжно. Поэтому воспользуемся указанной расчётной моделью для оценки давления окружающей среды, при котором происходит срыв работы кормового диффузора, и сравним расчётные данные с экспериментальными результатами.

Таблица 3. Результаты экспериментального исследования параметров ЖРДМТ и вакуумной системы при срыве работы кормового диффузора

|                                          |               |              |             |
|------------------------------------------|---------------|--------------|-------------|
| $d_{\text{диф}} / d_{\text{м}}$          | 7,67          | 9,42         | 11,2        |
| $F_{\text{диф}} / F_{\text{м}}$          | 58,9          | 88,7         | 125         |
| $p_{\text{к}}$ , МПа                     | 0,66          | 0,66         | 0,68        |
| $p_{\text{Нсрыв}}$ , кПа<br>(мм рт. ст.) | 17,3<br>(130) | 10,7<br>(80) | 6,9<br>(52) |
| $p_{\text{к}} / p_{\text{Нсрыв}}$        | 37,3          | 60,6         | 96,2        |

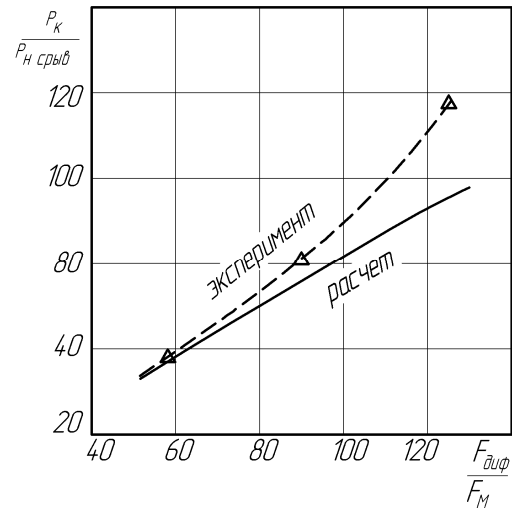


Рис. 8. Зависимость отношения давлений в камере сгорания и в вакуумной камере при срыве работы диффузора от отношения площадей диффузора и минимального сечения сопла двигателя:  
Δ - - - эксперимент; — - расчет

Как отмечается в [2], течение в канале кормового диффузора неоднородное (из-за рассеяния в выходном сечении сопла испытываемого двигателя, расширения потока после выхода из сопла, струйного пограничного слоя, натекающего на стенку диффузора) и потери полного давления в скачках, развивающихся в канале, такие же, как и в прямом скачке.

Поэтому давление окружающей среды, при котором происходит срыв работы диффузора и отрыв потока в сопле, можно определить с некоторым запасом (вследствие отсутствия учёта неоднородности входного течения и потерь давления в дозвуковом потоке диффузора) из выражения [2]:

$$\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{Нсрыв}}} = \frac{q(1/\lambda_{\text{вх}})}{q(\lambda_{\text{вх}})\pi(1/\lambda_{\text{вх}})} = y(1/\lambda_{\text{вх}}) \frac{F_{\text{диф}}}{F_{\text{м}}},$$

где  $q(\lambda_{\text{вх}})$ ,  $q(1/\lambda_{\text{вх}})$ ,  $\pi(1/\lambda_{\text{вх}})$ ,  $y(1/\lambda_{\text{вх}})$  – газодинамические функции;  $\lambda_{\text{вх}}$  – приведённая скорость потока на входе в кормовой диффузор.

При расчёте значения показателя изэнтропы, числа Маха и приведённой скорости потока на входе в кормовой диффузор  $\lambda_{\text{вх}}$  определялись для «замороженного» течения продуктов сгорания и условия расширения газового потока до геометрической степени расширения, равной  $F_{\text{диф}} / F_{\text{м}}$ .

Результаты расчёта давления  $p_{Нсрыв}$  при котором происходит срыв работы кормового диффузора, по предложенной модели представлены в табл. 4 и на рис. 8.

Максимальное отклонение расчётных данных от экспериментальных в области изменения  $F_{диф} / F_m$  от 58,9 до 88,7 не превышает 11%.

Следовательно принятая расчётная модель в указанном диапазоне изменения  $F_{диф} / F_m$  вполне удовлетворительно позволяет оценивать давление газа  $p_{Нсрыв}$  при котором происходит срыв работы кормового диффузора и нарушение расчётного режима течения продуктов сгорания в сопле двигателя.

Таблица 4. Результаты расчётной оценки при срыве кормового диффузора и сравнение с экспериментальными данными

|                                                    |       |        |        |
|----------------------------------------------------|-------|--------|--------|
| $F_{диф} / F_m$                                    | 58,9  | 88,7   | 125    |
| $p_k$ , МПа                                        | 0,66  | 0,66   | 0,68   |
| $y(1/\lambda_{вх})$                                | 0,620 | 0,610  | 0,594  |
| $p_{Нсрыв}$ , кПа                                  | 18,6  | 12,6   | 9,2    |
| $p_k / p_{Нсрыв}$                                  | 36,5  | 54,1   | 74,2   |
| Отклонения расчётных и экспериментальных данных, % | - 2,1 | - 10,7 | - 22,9 |

Таким образом, в результате проведённого экспериментального исследования была определена область конструктивных параметров кормового диффузора и его положения относительно среза сопла двигателя, при которых можно не только реализовать высотные условия испытаний ЖРДМТ с измерением пустотной тяги двигателя, но и обеспечить повышенную эффективность вакуумной системы с применением кормового диффузора. На основании полученных результатов можно рекомендовать следующие основные конструктивные параметры, определяющие работу кормового диффузора вакуумной системы и двигателя: отношение площадей диаметра диффузора и минимального сечения сопла двигателя в диапазоне от 60 до 125 при относительной длине кормового диффузора 10, положении входного сечения диффузора относительно двигателя в диапазоне от 0 мм до + 6 мм. Эффективность вакуумной системы стенда при приближении внутреннего диаметра кормового диффузора к диаметру выходного сечения сопла возрастает, и при прочих равных условиях вакуумная система может обеспечить проведение испытаний ЖРДМТ более длительный период времени, сохраняя расчётный режим работы сопла.

### Библиографический список

1. Гальперин Р.Н., Ивашин Ю.С., Нигодюк В.Е., Рыжков В.В., Сулинов А.В. Автоматизированный термовакуумный огневой стенд для испытаний и исследований рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2014. № 5 (47), часть 2. С. 48-58.
2. Шишков А.А., Силин Б.М. Высотные испытания реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1985. 208 с.
3. Жуковский А.Е., Кондрусев В.С., Окорочков В.В. Испытания жидкостных ракетных двигателей: учеб. для студентов авиац. спец. вузов. М.: Машиностроение, 1992. 352 с.
4. Галеев А.Г. Основы устройства испытательных стендов для отработки жидкостных ракетных двигателей и двигательных установок. Руководство для инженеров-испытателей. Пересвет: Научно-Испытательный центр Ракетно-Космической Промышленности, 2010. 178 с.

5. Алемасов В.Е., Дрегаллин А.Ф., Тишин А.П. Теория ракетных двигателей: учебник для студентов вузов. М.: Машиностроение, 1989. 464 с.

6. Шустов С.А. Экспериментальное исследование отрыва потока в соплах ракетных двигателей малой тяги с профилированной сверхзвуковой частью сопла // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2009. № 1 (17). С. 90-99.

## EFFICIENCY OF AFT DIFFUSERS IN VACUUM SYSTEMS OF TEST BENCHES FOR HIGH-ALTITUDE FIRING TESTS OF LOW-THRUST LIQUID ROCKET ENGINES

© 2016

- |                       |                                                                                                                                                                                                                                |
|-----------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>R. N. Galperin</b> | Senior Research fellow, Research Center of Space Power Engineering, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:ke_src@ssau.ru">ke_src@ssau.ru</a>                                        |
| <b>Yu. I. Gulyaev</b> | Leading engineer, Research Center of Space Power Engineering, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:ke_src@ssau.ru">ke_src@ssau.ru</a>                                              |
| <b>Yu. S. Ivashin</b> | Candidate of Science (Engineering), Senior Research fellow, Research Center of Space Power Engineering, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:ke_src@ssau.ru">ke_src@ssau.ru</a>    |
| <b>V. E. Nigodjuk</b> | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:ke_src@ssau.ru">ke_src@ssau.ru</a>       |
| <b>V. V. Ryzhkov</b>  | Candidate of Science (Engineering), Research Supervisor of the Research Center of Space Power Engineering, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:ke_src@ssau.ru">ke_src@ssau.ru</a> |
| <b>A. V. Sulinov</b>  | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:ke_src@ssau.ru">ke_src@ssau.ru</a>       |

The article presents the results of calculations and experimental studies of a vacuum system with an aft diffuser for high-altitude firing tests of low-thrust liquid rocket engines. The aim of the study was to determine the geometric dimensions and setting parameters of aft diffusers. The diffusers ensure operation of the vacuum system that implements the regime of unseparated flow of the combustion products in the nozzle of the engine being tested. We carried out the experiments using 50 N liquid rocket engines with the geometric area ratio equal to 50. We investigated the impact of the setting parameters of the aft diffuser relative to the engine's nozzle exit: the position of the inlet section of the diffuser relative to the nozzle exit varied in the range from -2 to +10 mm in the axial direction. We analyzed the influence of geometrical parameters of aft diffusers that differed in the inner diameter of the channel. The relative channel length was equal to 10. We determined the structural variables of an aft diffuser and its position relative to the engine's nozzle exit and the pressure ranges after the exit section of the diffuser that ensure the mode of unseparated flow of the combustion products in the engine nozzle. The efficiency of the vacuum system of the test bench increases as the internal diameter of the aft diffuser approaches the diameter of the nozzle. Other things being equal, the vacuum system provides longer periods of engine tests maintaining the design mode of nozzle operation.

*Low-thrust liquid rocket engines; altitude firing tests; thermal vacuum test facility; vacuum system; aft diffuser; mode of unseparated flow of combustion products in the nozzle.*

---

**Citation:** Galperin R.N., Gulyaev Yu.I., Ivashin Yu.S., Nigodjuk V.E., Ryzhkov V.V., Sulinov A.V. Efficiency of aft diffusers in vacuum systems of test benches for high-altitude firing tests of low-thrust liquid rocket engines. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 20-32.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2541-75332016-15-4-20-32

## References

1. Galperin R.N., Ivashin Y.S., Nigodjuk V.E., Ryzhkov V.V., Sulinov A.V. Automated thermo vacuum firing test facility for testing and research of workflow in low-thrust rocket engine on hypergolic propellants. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No. 5 (47), part 2. P. 48-58. (In Russ.)
2. Shishkov A.A., Silin B.M. *Vysotnye ispytaniya reaktivnykh dvigateley* [High-Altitude testing of jet engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1985. 208 p.
3. Zhukovsky A.E., Kondrusev V.S., Okorochkov V.V. *Ispytaniya zhidkostnykh raketnykh dvigateley: ucheb. dlya studentov aviats. spets. vuzov* [Tests of liquid rocket engines: textbook for students of aviation specialties]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1992. 352 p.
4. Galeev A.G. *Osnovy ustroystva ispytatel'nykh stendov dlya otrabotki zhidkostnykh raketnykh dvigateley i dvigatel'nykh ustanovok. Rukovodstvo dlya inzhenerov-ispytateley* [Basics of design of test benches for testing liquid rocket engines and propulsion systems]. Peresvet: Nauchno-Isspytatel'nyy tsentr Raketno-Kosmicheskoy Promyshlennosti Publ., 2010. 178 p.
5. Alemasov V.E., Dregalin A.F., Tishin A.P. *Teoriya raketnykh dvigateley: uchebnik-dlya studentov vtuzov* [Theory of rocket engines: textbook for students]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989. 464 p.
6. Shustov S.A. Experimental analysis of flow separation in low thrust rocket engine nozzles with a profiled supersonic part of the nozzle. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2009. № 1 (17). P. 90-99. (In Russ.)

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ ТОПЛИВНЫХ БАКОВ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ С УЧЁТОМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАПАСА УСТОЙЧИВОСТИ

© 2016

- А. Г. Гимадиев** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [gimadiev\\_ag@mail.ru](mailto:gimadiev_ag@mail.ru)
- В. Я. Свербилов** кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [v.sverbilov@mail.ru](mailto:v.sverbilov@mail.ru)
- Д. М. Стадник** кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [sdm-63@bk.ru](mailto:sdm-63@bk.ru)

Методика расчёта разработана на основе математической модели регулятора давления газа непрямого действия с учётом параметров канала обратной связи, газового демпфера, газодинамической силы потока, действующей на тарель основного клапана, и динамических процессов в системе наддува топливных баков ракеты-носителя (РН). Приведены результаты исследования влияния газового демпфера, встроенного в конструкцию дренажно-предохранительного клапана, на характеристики системы автоматического регулирования (САР) давления газа в топливных баках РН. Рассчитаны области устойчивости в пространстве параметров регулятора. Дана оценка запаса устойчивости САР при изменении параметров газового демпфера. Выполнение расчёта регулятора по предложенной методике обеспечивает необходимый запас устойчивости САР при сохранении статической точности регулирования давления газа.

*Ракета-носитель; система наддува; регулятор давления газа; устойчивость; запас устойчивости; переходные характеристики; методика расчёта.*

**Цитирование:** Гимадиев А.Г., Свербилов В.Я., Стадник Д.М. Определение параметров регулятора давления газа непрямого действия для топливных баков ракеты-носителя с учётом обеспечения запаса устойчивости // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 33-46. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-33-46

### Введение

Как известно из всех требований, предъявляемых к агрегатам автоматики пневмо-гидравлических систем ракетно-космической техники, главным и наиболее общим является требование по надёжности [1], которое неразрывно связано с обеспечением требуемых динамических характеристик. В связи с этим при обеспечении устойчивости САР давления газа в топливных баках РН необходимо стремиться к сокращению количества деталей, особенно движущихся, что позволяет уменьшить вероятность появления надиров, заклинивания и других дефектов. Часто регуляторы давления жидкости и газа, ввиду своих конструктивных и технологических особенностей, имеют полости, соединённые с проточной частью посредством каналов и отверстий, выполненных в перегородках, направляющих элементах или исполнительных органах (поршнях, тарелках) и обеспечивающих течение рабочей среды при движении клапана. Как показывают исследования в работах [1-5], геометрические параметры приведённых конструктивных элементов могут оказывать существенное влияние на динамику системы. С учётом данных особенностей в конструкции регулятора течение рабочей среды через отверстие или по каналу может сопровождаться потерями, обусловленными силой вязкого трения, которое способствует диссипации энергии колебаний клапана. В связи с

отсутствием необходимости применения дополнительных элементов демпфирование за счёт использования сил вязкого трения является наиболее приемлемым вариантом обеспечения устойчивости системы с точки зрения надёжности.

Имеются работы, посвящённые методике выбора параметров регуляторов давления газа непрямого действия с учётом их динамических характеристик [6; 7]. Однако в них не дана оценка влияния на запас устойчивости газодинамической силы потока, действующей на тарель основного клапана, а также параметров канала обратной связи. В статье разработана математическая модель регулятора непрямого действия и методика расчёта с учётом требуемого запаса устойчивости САР и обеспечения статической точности регулирования давления газа.

В статье приняты следующие обозначения:

|                                                           |                                                           |
|-----------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| $D$ – коэффициент вязкого демпфирования,                  | $p$ – давление,                                           |
| $d$ – диаметр,                                            | $R$ – газовая постоянная,                                 |
| $F$ – сила,                                               | $S$ – площадь,                                            |
| $G$ – массовый расход,                                    | $T$ – температура,                                        |
| $J$ – жёсткость упругих элементов,                        | $V$ – объём,                                              |
| $k$ – коэффициент адиабаты,                               | $\mu$ – коэффициент расхода,                              |
| $l$ – длина,                                              | $\nu$ – кинематическая вязкость,                          |
| $M$ – масса,                                              | $\rho$ – плотность,                                       |
| $x$ – высота подъёма тарели над седлом основного клапана, | $y$ – высота подъёма тарели над седлом пилотного клапана. |

Индексы «0», «1», «2», «3», «4», «а», «к», «х», «у», «р1», «р2» относятся к параметрам в соответствии с рис. 1; индекс «ОК» относится к основному клапану.

### Математическая модель

Разработанная математическая модель основывается на модели регулятора [8; 9] с учётом дополнительных зависимостей, описывающих динамические процессы в газовом демпфере. Газовый демпфер встроен в конструкцию основного клапана и состоит из глухой полости объёмом  $V_k$  и канала длиной  $l_k$  диаметром  $d_k$ , соединяющего её с проточной частью регулятора (рис. 1). Для регулирования давления  $p_2$  в полости сильфона основного клапана в системе предусмотрен канал обратной связи, состоящий из пилотного клапана 12, трубопроводов 13, 14 и дросселя 10. Математическая модель канала обратной связи описана в [10].

Уравнения, описывающие динамические процессы в газовом демпфере, записаны при следующих допущениях: рабочее тело – совершенный газ; силы нелинейного трения отсутствуют; течение газа в канале газового демпфера – ламинарное.

Уравнение равновесия тарели основного клапана с учётом давления  $p_k$ , действующего в демпфирующей полости, записано в следующем виде:

$$M_{OK} \frac{d^2 x}{dt^2} + (D_{OK} - G_x) \frac{dx}{dt} + J_{OK} x - (S_{OK}^c - S_{OK}^n) (\varphi p_1 - p_{10}') - S_{OK}^n \times \\ \times (p_k - p_{10}') + S_{OK}^s (p_2 - p_{10}') - \frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_{OK}^c} x^2 + \left( \frac{(S_{OK}^n)^2}{S_{OK}^c} - S_{OK}^n \right) \rho_1 \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 = 0, \quad (1)$$

где  $S_{OK}^H$  – площадь поперечного сечения направляющей б;  $S_{OK}^C$  – площадь седла;  $\frac{dx}{dt}$  – скорость движения тарели основного клапана;  $p_{10}'$  – настроечное давление,  $G_x = A_2 x p_1$  – массовый расход газа через проточную часть основного клапана;  $A_2 = \mu_2 \pi d_c \sqrt{\frac{k}{RT_1}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$ ;  $\varphi$  – коэффициент газодинамической силы потока [1].

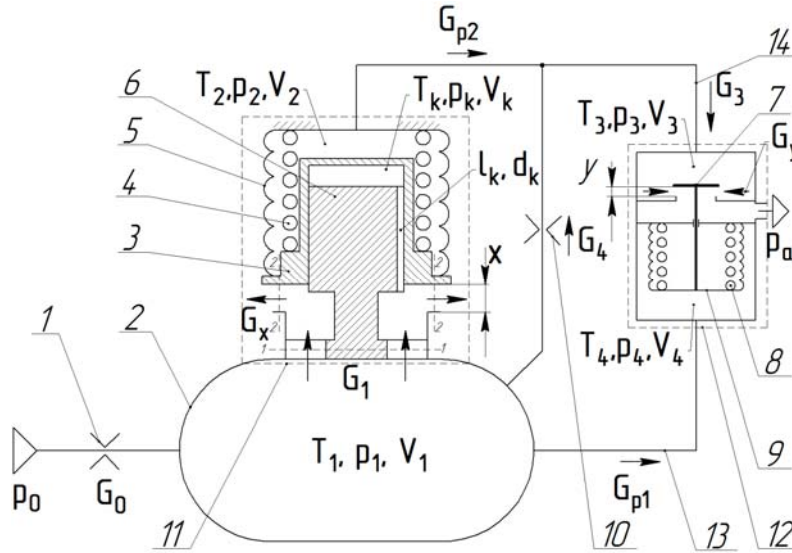


Рис. 1. Схема САР давления газа в топливном баке РН:

1 – дроссельная расходная шайба; 2 – ёмкость, имитирующая газовую подушку; 3 – тарель основного клапана; 4, 8 – пружина; 5, 9 – сильфон; 6 – направляющая фланца; 7 – шток пилотного клапана (запорно-регулирующий элемент); 10 – постоянный дроссель; 11 – основной клапан; 12 – пилотный клапан; 13, 14 – трубопровод

Полагая, что состояние газа в полости К изменяется в отсутствие теплообмена с окружающей средой, запишем [11]:

$$C_k \frac{dp_k}{dt} = G_k - S_{OK}^H \frac{p_k}{RT_k} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (2)$$

где  $C_k = \frac{V_k}{kRT_k}$  – акустическая ёмкость.

Уравнение движения газа в канале без учёта упругих свойств среды и с учётом гидравлических потерь имеет вид:

$$p_1 - p_k - R_k G_k = L_k \frac{dG_k}{dt}, \quad (3)$$

где  $R_k = \frac{128\nu l_k}{\pi d_k^4}$  – гидравлическое сопротивление канала для ламинарного режима течения [12];  $l_k$  – длина канала;  $d_k$  – диаметр канала;  $L_k = \frac{l_k}{S_k}$  – инерционность столба газа в канале;  $G_k$  – массовый расход газа в соединительном канале.

Таким образом, учитывая приведённые выше зависимости в моделях [8; 9], можно исследовать совокупное влияние газового демпфера, канала обратной связи и газодинамической силы потока на характеристики САР.

Газодинамическая сила потока принимается в расчёт путём задания коэффициента  $\varphi$ , определяемого согласно выражению

$$\varphi = \frac{F}{F_2}, \quad (4)$$

где  $F$  – сила давления потока газа на тарель, определяемая численно или экспериментально;  $F_2$  – сила, равная произведению площади седла и давления в ёмкости.

На рис. 2 представлен график изменения коэффициента  $\varphi$  от относительной высоты подъёма тарели над седлом клапана  $\bar{x} = \frac{x}{x_{\max}}$  ( $x_{\max}$  – максимальная высота подъёма тарели над седлом клапана). Результаты расчёта коэффициента  $\varphi$  получены для клапана с коническим запорно-регулирующим элементом [13].

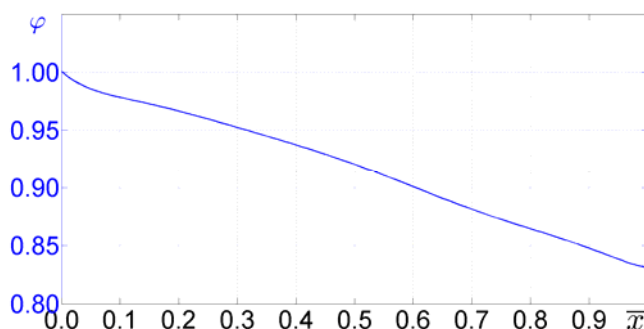


Рис. 2. Зависимость коэффициента газодинамической силы потока от относительной высоты подъёма тарели над седлом основного клапана

В разработанной модели учитывается статическая характеристика канала обратной связи, представляющая собой зависимость давления  $p_2$  в полости сильфона основного клапана от изменения давления  $p_1$  в ёмкости (рис. 3). В [10] было установлено, что ввиду низкого значения полосы пропускания канала обратной связи ( $< 0,3$  Гц) при анализе устойчивости можно использовать упрощённую модель канала в виде пропорционального звена:

$$p_2 = p_{20} - K_p (p_1 - p_{10}), \quad (5)$$

где  $p_{10}$ ,  $p_{20}$  – давления в ёмкости и полости сильфона основного клапана при установившемся режиме работы САР;  $K_p$  – коэффициент усиления канала обратной связи. Коэффициент усиления  $K_p$  определяет наклон касательной к статической характеристике канала обратной связи в точке установившегося режима.

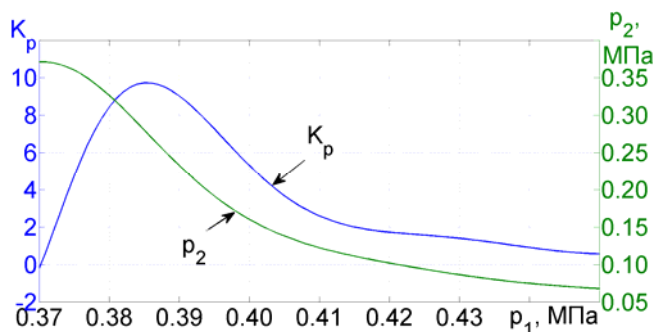


Рис. 3. Статическая характеристика канала обратной связи

### Влияние газового демпфера на устойчивость

Исследование влияния параметров на устойчивость системы требует линеаризации записанных выше уравнений. Выражения (1), (2), (3), (5) можно линеаризовать по методу малых отклонений в окрестностях точек установившегося режима с координатами:  $p_{10}$ ,  $p_{20}$ ,  $G_{x_0}$ ,  $x_0$ .

В результате преобразований система линейных уравнений в изображениях по Лапласу для относительных вариаций переменных имеет вид:

$$\begin{cases} \left( \bar{s}^2 + \tau_{\Delta} \bar{s} + k \right) \bar{x} = H_{F1-k} \bar{p}_1 + H_{Fk} \bar{p}_k - H_{F2} \bar{p}_2, \\ \tau_{V_k} \bar{s} \bar{p}_k = \bar{G}_k - \tau_{\Delta V_k} \bar{s} \bar{x}, \\ \bar{p}_1 - \bar{p}_k = (\tau_{Rk} + \tau_{Lk} \bar{s}) \bar{G}_k, \\ (\tau_{V1} \bar{s} + 1) \bar{p}_1 = -(\tau_{\Delta V1} \bar{s} + 1) \bar{x}, \\ \bar{p}_2 = -K_p \bar{p}_1. \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{Здесь } \bar{s} &= \frac{d}{dt} \sqrt{\frac{M_{OK}}{J_{OK}}}; \quad \bar{p}_1 = \frac{\Delta p_1}{p_{10}}; \quad \bar{p}_k = \frac{\Delta p_k}{p_{10}}; \quad \bar{p}_2 = \frac{\Delta p_2}{p_{20}}; \quad \bar{G}_k = \frac{\Delta G_k}{G_{y_0}}; \quad \tau_{\Delta} = \frac{D_{OK}}{J_{OK}} \omega_0; \\ k &= 1 - \left( \frac{d\varphi}{dx} \right)_0 \left( S_{OK}^c - S_{OK}^h \right) \frac{p_{10}}{J_{OK}}; \quad H_{F1-k} = \varphi(x_0) \frac{(S_{OK}^c - S_{OK}^h)}{J_{OK} x_0} p_{10}; \quad H_{Fk} = \frac{S_{OK}^h p_{10}}{J_{OK} x_0}; \quad H_{F2} = \frac{S_{OK}^s p_{20}}{J_{OK} x_0}; \\ \tau_{V_k} &= \frac{C_k \omega_0}{A_2 x_0}; \quad \tau_{\Delta V_k} = \frac{A_{OK}^h \omega_0}{A_2 R T_k}; \quad \tau_{Rk} = A_2 x_0 R_k; \quad \tau_{Lk} = A_2 x_0 L_k \omega_0; \quad \tau_{V1} = \frac{C_1 \omega_0}{A_2 x_0}; \quad \tau_{\Delta V1} = \frac{S_{OK}^c \omega_0}{A_2 R T_1}; \\ \omega_0 &= \sqrt{\frac{J_{OK}}{M_{OK}}}. \end{aligned}$$

Система уравнений (6) представляют собой линейную математическую модель САР давления газа в топливном баке РН, отражающую её функционирование в установившемся режиме в зависимости от граничных условий.

В результате анализа устойчивости САР определены области устойчивости в пространстве параметров регулятора с учётом газодинамической силы потока при различных значениях коэффициента усиления  $K_p$  канала обратной связи. Установлено, что необходимое демпфирование в системе достигается за счёт уменьшения диаметра (рис. 4) и/или увеличения длины (рис. 5) соединительного канала газового демпфера.

На рис. 4, 5 изображены поверхности, представляющие собой предельные значения диаметра и длины соединительного канала, при которых система находится на границе устойчивости при изменении относительной высоты подъёма тарели над седлом клапана  $\bar{x}_0$  и объёма газовой подушки  $V_1$ .

В результате преобразований системы уравнений (6) получена передаточная функция  $H(j\bar{\omega})$  (где  $\bar{\omega}$  – круговая частота, приведённая к собственной частоте пружинно-массовой системы основного клапана) разомкнутого контура САР с учётом газодинамической силы потока, канала обратной связи с коэффициентом усиления  $K_p$  при наличии соединительного канала и демпфирующей полости в конструкции основного клапана.

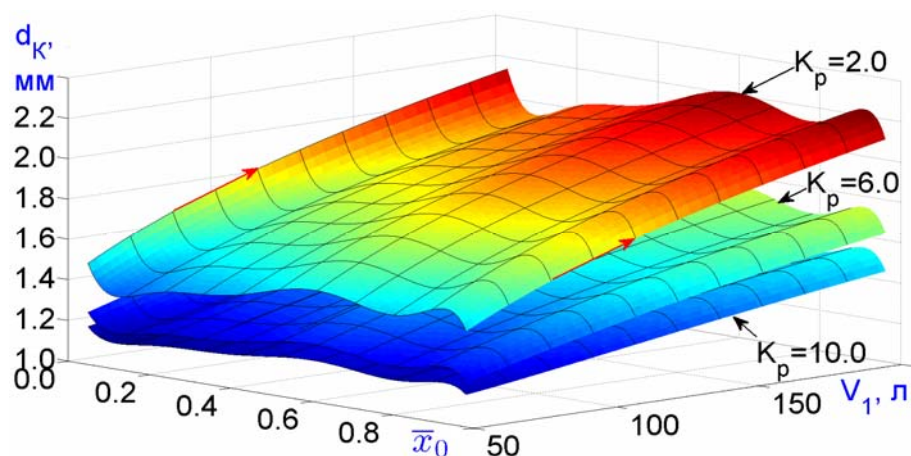


Рис. 4. Зависимость максимально допустимых значений диаметра соединительного канала  $d_k$ , при которых САР находится на границе устойчивости, от относительной высоты подъёма тарели над седлом клапана  $\bar{x}_0$  и объёма ёмкости  $V_1$ ;  $l_k = 57$  мм,  $V_k = 8$  мл

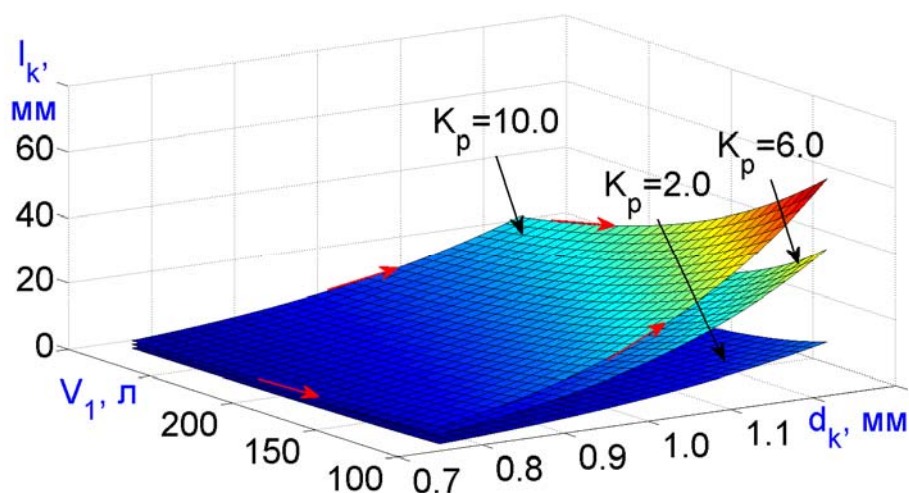


Рис. 5. Зависимость минимально допустимых значений длины  $l_k$  соединительного канала, при которых САР находится на границе устойчивости, от изменения его диаметра  $d_k$  и объёма ёмкости  $V_1$ ;  $\bar{x}_0 = 1$ ,  $V_k = 8$  мл

Исследование полученной передаточной функции (5) проведено в программе Simulink при использовании встроенного инструмента Control Design. Результаты моделирования в виде годографов Найквиста представлены на рис. 6. Уменьшение диаметра  $d_k$  соединительного канала и, как следствие, увеличение его активного и реактивного сопротивления позволяет повысить запасы устойчивости по усилению  $\gamma = 1/|H(j\omega_0)|$  и фазе  $\Delta\varphi$ . Длина канала также влияет на его активное и инерционное сопротивления: её увеличение приводит к повышению запасов устойчивости системы. Увеличение объёма демпфирующей полости способствует повышению запасов устойчивости.

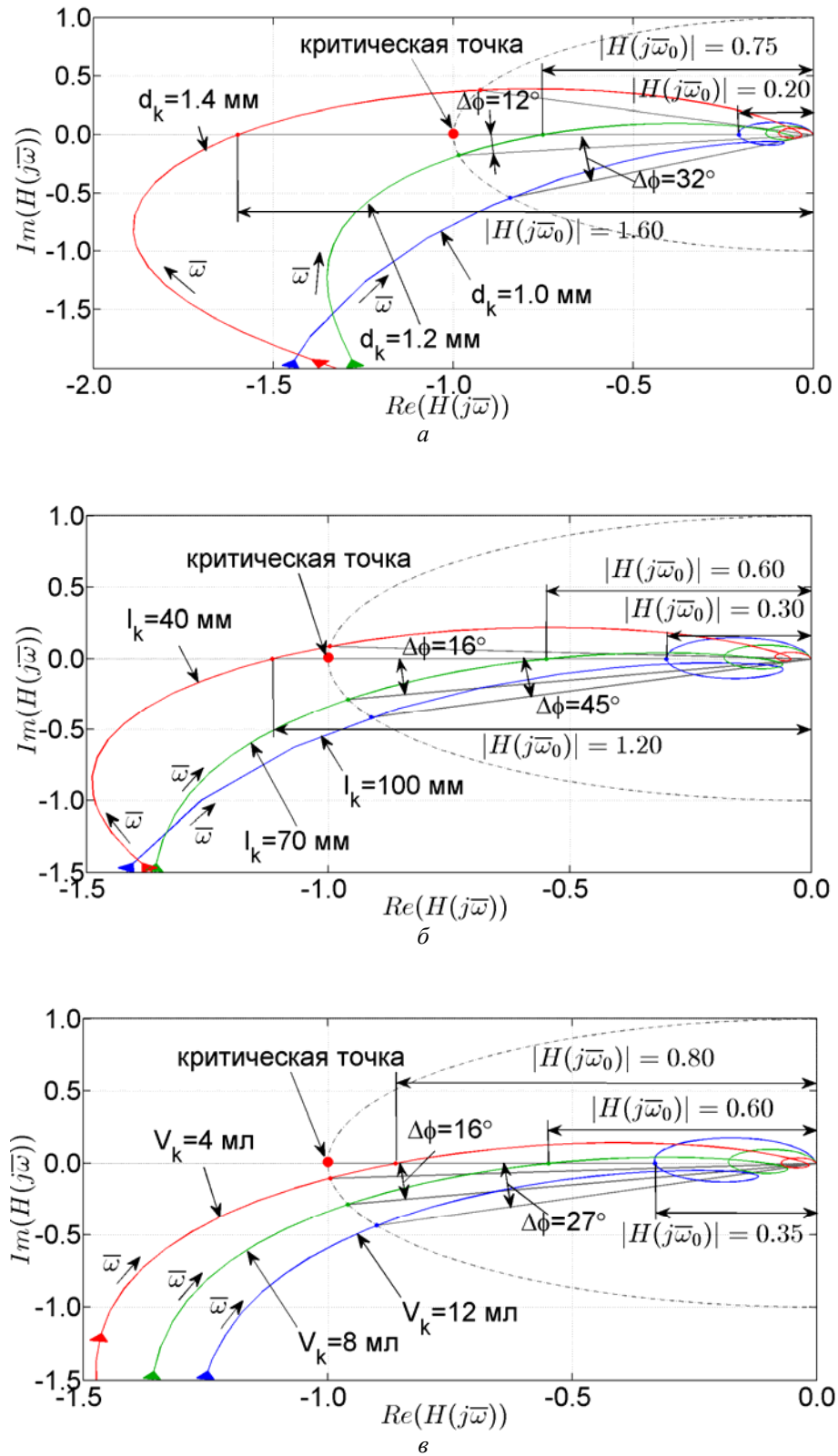


Рис. 6. Амплитудно-фазовая частотная характеристика разомкнутого контура САР при изменении диаметра  $d_k$  ( $l_k = 57$  мм;  $V_k = 8$  мл) (а) и длины  $l_k$  ( $d_k = 1,2$  мм;  $V_k = 8$  мл) (б) соединительного канала и объёма  $V_k$  ( $d_k = 1,2$  мм;  $l_k = 70$  мм) демпфирующей полости (в);  $\tau_D = 0$ ;  $\bar{x}_0 = 1,0$ ;  $K_p = 10$ ;  $V_l = 150$  л

Таким образом, из определённых расчётным путём областей устойчивости можно подобрать геометрические параметры демпфера основного клапана (длины и диаметра соединительного канала, объёма демпфирующей полости), которые должны обеспечивать необходимый запас устойчивости САР.

### Влияние газового демпфера на переходные процессы

Полученные ранее результаты согласуются с результатами расчёта переходных характеристик САР. Как показывает анализ графиков на рис. 7–9, полученных при ступенчатом возмущении в виде изменения массового расхода газа  $G_0$  на входе в ёмкость от 0 до 0,47 кг/с, повышению устойчивости системы способствует увеличение активного и реактивного сопротивлений соединительного канала, а также объёма демпфирующей полости. При этом при изменении рассматриваемых параметров сохраняется точность регулирования, которая зависит от жёсткости  $J_{OK}$  упругих элементов основного клапана, газодинамической силы и коэффициента усиления  $K_p$  канала обратной связи.

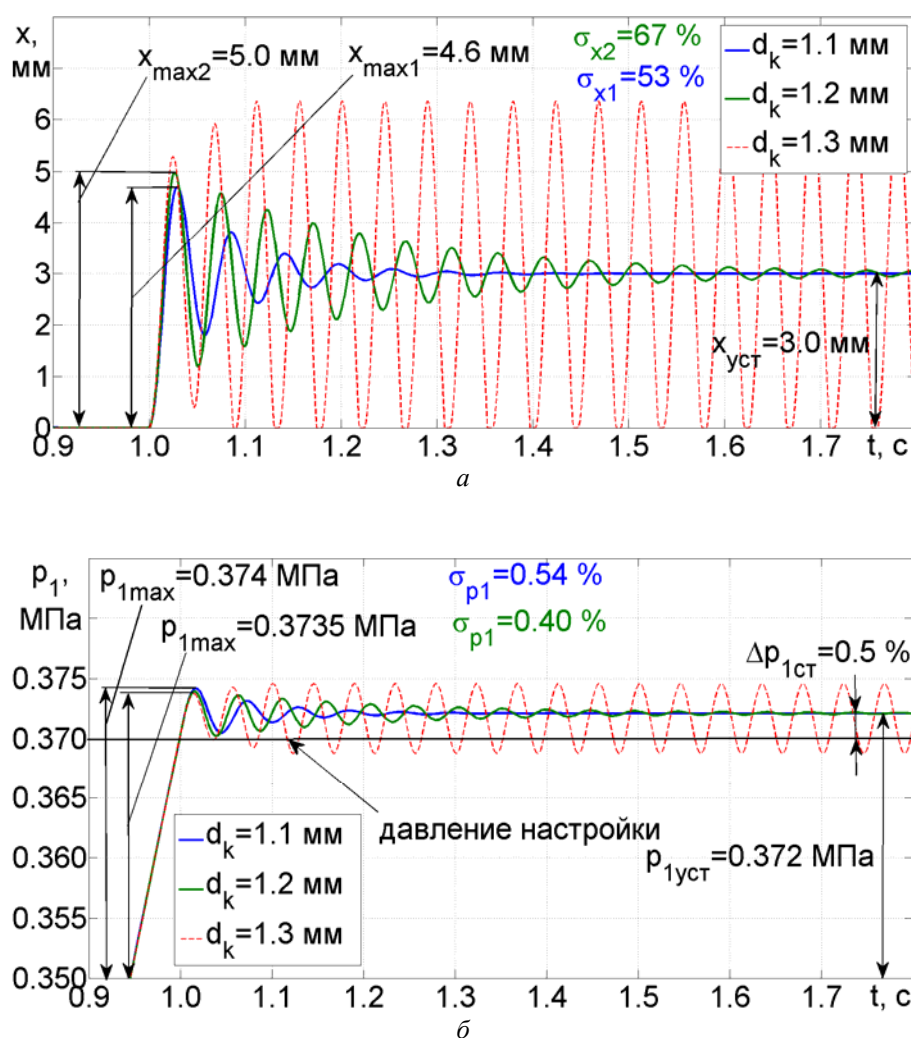


Рис. 7. Переходные процессы движения тарели  $x$  (а) и изменения давления в ёмкости  $p_1$  (б) при варьировании диаметра соединительного канала  $d_k$ ;  $D_{OK} = 0$ ;  $\bar{x}_0 = 0,3$ ;  $K_p = 3$ ;  $V_1 = 150$  л

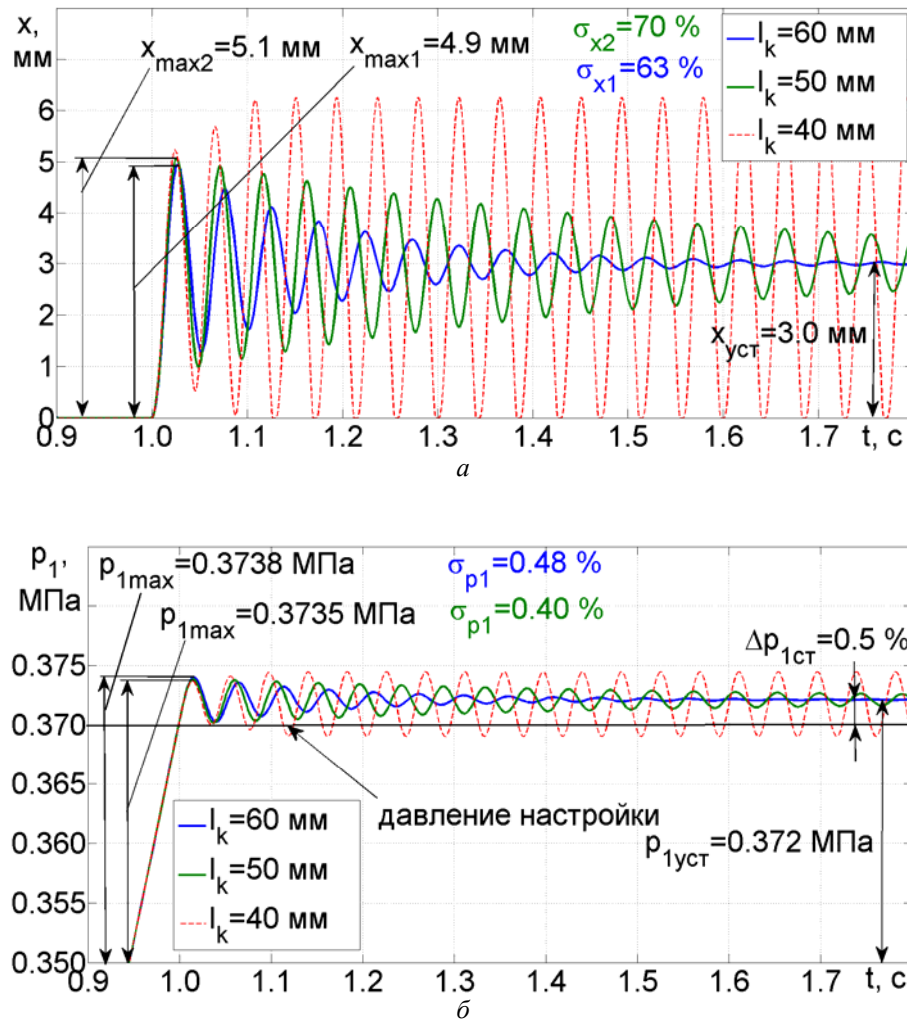


Рис. 8. Переходные процессы движения тарели  $x$  (а) и изменения давления в ёмкости  $p_1$  (б) при варьировании длины соединительного канала  $l_k$ ;  $D_{OK} = 0$ ;  $\bar{x}_0 = 0,3$ ;  $K_p = 3$ ;  $V_1 = 150 \text{ л}$

Из анализа графика, представленного на рис. 7, а, следует, что уменьшение диаметра  $d_k$  соединительного канала сопровождается снижением колебательности движения тарели. Однако чрезмерное уменьшение площади проходного сечения соединительного канала может привести к снижению быстродействия клапана и увеличению перерегулирования  $\sigma_{p1}$  давления в ёмкости. Увеличение длины соединительного канала, а также объёма демпфирующей полости положительно сказывается на качестве переходных процессов и негативно влияет на быстродействие клапана. Снижение быстродействия и увеличение перерегулирования обусловлены изменением давлений в ёмкости  $p_1$  и демпфирующей полости  $p_k$  в противофазе, возникающей при колебаниях тарели. Скорость открытия клапана уменьшается в связи с падением давления в демпфирующей полости, компенсация которого происходит за счёт роста давления в ёмкости, что, в свою очередь, приводит к увеличению перерегулирования (рис. 10).

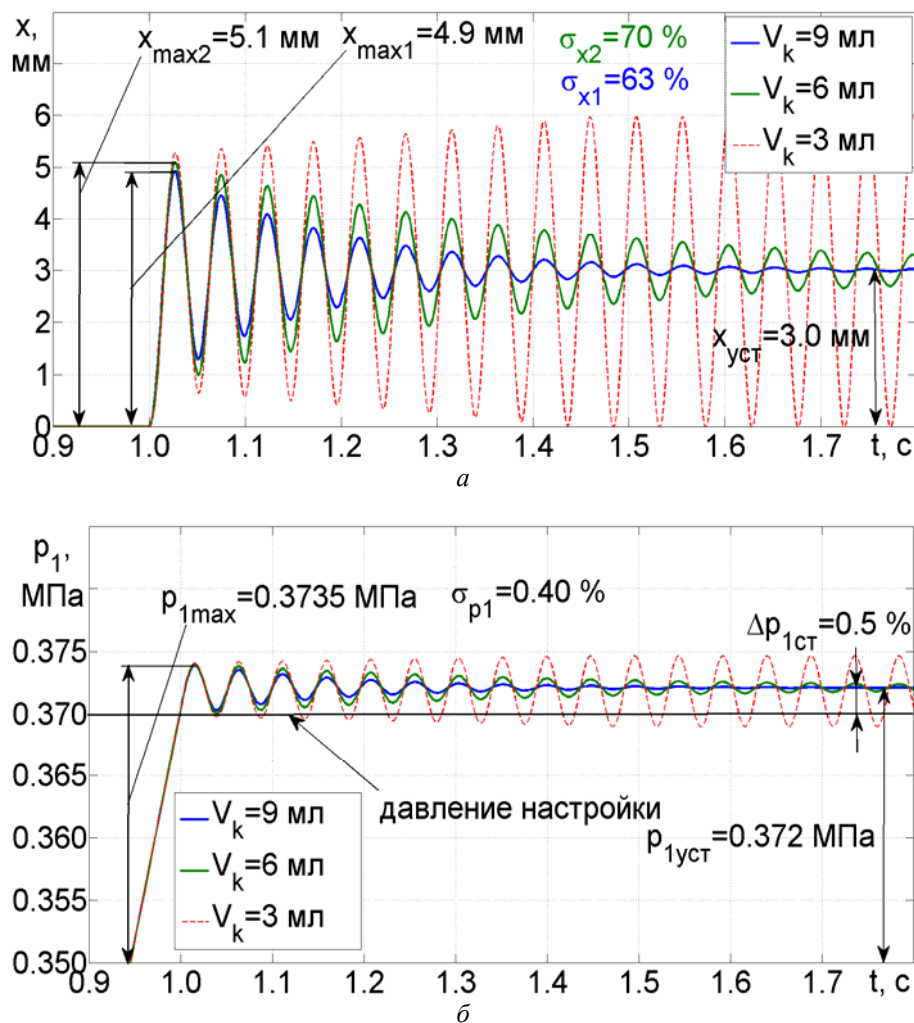


Рис. 9. Переходные процессы движения тарели  $x$  (а) и изменения давления в ёмкости  $p_1$  (б) при варьировании объёма  $V_k$  демпфирующей полости;  $D_{OK} = 0$ ;  $\bar{x}_0 = 0,3$ ;  $K_p = 3$ ;  $V_1 = 150$  л

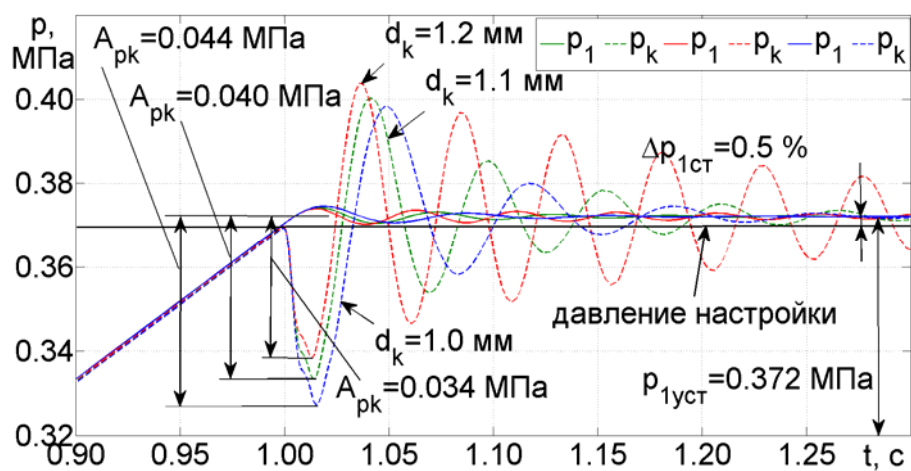


Рис. 10. Переходные процессы изменения давлений в ёмкости  $p_1$  и демпфирующей полости  $p_k$  при варьировании диаметра  $d_k$  соединительного канала;  $D_{OK} = 0$ ;  $\bar{x}_0 = 0,3$ ;  $K_p = 3$ ;  $V_1 = 150$  л

### Определение конструктивных параметров регулятора

На основе проведённых исследований и результатов работ [8-10] разработана методика расчёта конструктивных параметров регулятора давления газа с относительно большим номинальным расходом, позволяющая определять параметры его газового демпфера, выполненного конструктивно в корпусе основного клапана, которые обеспечивают запас устойчивости системы по фазе и усилению не менее 25 % при сохранении точности. Перечислим основные этапы расчёта геометрических параметров регулятора по предлагаемой методике.

1. Выбор схемы газового демпфера, сформированного с учётом особенностей конструкции основного клапана.

2. Реализация в программном пакете Matlab/Simulink разработанной математической модели САР давления в газовой подушке топливного бака РН, учитывающей совокупное влияние характеристик канала обратной связи клапана, газодинамической силы потока и газового демпфера основного клапана.

3. Расчёт амплитудной частотной характеристики и определение полосы пропускания канала обратной связи. Коррекция конструктивных параметров канала из условия обеспечения максимально допустимой частоты пропускания. При значении полосы пропускания канала обратной связи меньше собственной частоты пружинно-массовой системы основного клапана исключается возможность наличия автоколебательного контура, связанного с каналом обратной связи, что позволяет при исследовании устойчивости САР представить его передаточную функцию звеном более низкого порядка.

4. Расчёт статической характеристики пилотного клапана и определение его коэффициента усиления. Коррекция конструктивных параметров для обеспечения требуемой статической точности регулирования давления.

5. Определение областей устойчивости в пространстве параметров регулятора и газового демпфера основного клапана. Выбор значений параметров газового демпфера, обеспечивающих необходимые запасы устойчивости.

6. Уточнение выбранных значений параметров газового демпфера и коэффициента усиления канала пилотного клапана на основе анализа качества переходных процессов.

### Заключение

Разработанная математическая модель динамических процессов в САР давления газа в топливных баках РН с регулятором непрямого действия учитывает влияние канала обратной связи, газодинамической силы потока, действующей на тарель основного клапана, и газового демпфера на статические и динамические характеристики системы.

Для повышения запасов устойчивости и улучшения качества переходных процессов в системе наиболее приемлемым является уменьшение проходного сечения и увеличение длины соединительного канала.

Разработана методика выбора геометрических параметров газового демпфера в регуляторе с каналом обратной связи, обеспечивающих его устойчивое функционирование при сохранении статической ошибки регулирования давления газа в подушке.

Разработанная методика выбора параметров регулятора давления газа используется при создании средств повышения устойчивости и устранения автоколебаний дренажно-предохранительного клапана системы наддува и дренажа топливных баков РН «Союз 2–1в».

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках выполнения Государственного задания (проект 2760).

### **Библиографический список**

1. Бугаенко В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем. М.: Машиностроение, 1979. 168 с.
2. Dasgupta K., Karmakar R. Dynamic analysis of pilot operated pressure relief valve // Simulation Modelling Practice and Theory. 2002. V. 10, Iss. 1-2. P. 35-49. DOI: 10.1016/s1569-190x(02)00061-8
3. Dasgupta K., Karmakar R. Modelling and dynamics of single-stage pressure relief valve with directional damping // Simulation Modelling Practice and Theory. 2002. V. 10, Iss. 1-2. P. 51-67. DOI: 10.1016/s1569-190x(02)00059-x
4. Shin Y.C. Static and Dynamic Characteristics of a Two Stage Pilot Relief Valve // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 1991. V. 113, Iss. 2. P. 280-288. DOI: 10.1115/1.2896376
5. Yanping J., Chibing S., Qinglian L., Lin L., Youpeng L. Simulation Research on the Dynamic Processes of Gas Pressure Reducing Valve // 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. 2010.
6. Арзуманов Ю.Л., Петров Р.А., Халатов Е.М. Системы газоснабжения и устройства пневмоавтоматики ракетно-космических комплексов. М.: Машиностроение, 1997. 464 с.
7. Эдельман А.И. Редукторы давления газа. М.: Машиностроение, 1980. 167 с.
8. Sverbilov V., Makaryants G., Ilyukhin V., Makaryants M., Shakhmatov E. On Self-excited Oscillations of a Pilot-Operated Gas Pressure Control Valve // Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power. 2011. V. 1. P. 115-124.
9. Sverbilov V., Stadnik D., Makaryants G. Study on dynamic behavior of a gas pressure relief valve for a big flow rate // Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control. 2013. DOI: 10.1115/fpmc2013-4479
10. Stadnik D.M., Sverbilov V.Ya., Gimadiev A.G. Researches on self-excited oscillations and pressure accuracy in power plant automatic control systems // 22rd International Congress On Sound And Vibration From Ancient To Modern Acoustics. 2015.
11. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчёт пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1975. 272 с.
12. Andersen B.W. The analysis and design of pneumatic systems. New York: John Wiley & Sons Inc., 1967. 302 p.
13. Макарьянц Г.М. Разработка методов и средств снижения динамических нагрузок в пневматических и гидромеханических системах: дис. ... д-ра техн. наук. Самара, 2014. 225 с.

## PROCEDURE OF DESIGNING A PILOT OPERATED GAS PRESSURE REGULATOR FOR LAUNCH VEHICLE FUEL TANKS

© 2016

- A. G. Gimadiev** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [gimadiev\\_ag@mail.ru](mailto:gimadiev_ag@mail.ru)
- V. Ya. Sverbilov** Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department Power Plant Automatic Systems, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [v.sverbilov@mail.ru](mailto:v.sverbilov@mail.ru)
- D. M. Stadnik** Candidate of Science (Engineering), Assistant Lecturer of the Department of Power Plant Automatic Systems, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [sdm-63@bk.ru](mailto:sdm-63@bk.ru)

The paper presents a calculation procedure based on the mathematical model of a pilot operated gas pressure regulator. The model takes into account the parameters of the feedback channel, the gas damper, the flow force at the main valve poppet and the dynamics of the fuel tank pressurization system of a launch vehicle. We analyzed the influence of the gas damper incorporated in the pressure relief valve on the pressure control system performance. Stability domains in the space of the regulator parameters are calculated. We assessed the control system stability margin for varying gas damper parameters. The proposed procedure of regulator design ensures the required stability margin of the gas pressure control system. The static accuracy of the system remains unchanged.

*Launch vehicle; pressurized system; gas pressure regulator; stability; margin stability; transient response; design procedure.*

---

*Citation:* Gimadiev A.G., Sverbilov V.Ya., Stadnik D.M. Procedure of designing a pilot operated gas pressure regulator for launch vehicle fuel tanks. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. T. 15, № 4. C. 33-46. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-33-46

---

### References

1. Bugaenko V.F. *Pnevmoavtomatika raketno-kosmicheskikh system* [Pneumatic control components of space-rocket systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979. 168 p.
2. Dasgupta K., Karmakar R. Dynamic analysis of pilot operated pressure relief valve. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2002. V. 10, Iss. 1-2. P. 35-49. DOI: 10.1016/s1569-190x(02)00061-8
3. Dasgupta K., Karmakar R. Modelling and dynamics of single-stage pressure relief valve with directional damping. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2002. V. 10, Iss. 1-2. P. 51-67. DOI: 10.1016/s1569-190x(02)00059-x
4. Shin Y.C. Static and Dynamic Characteristics of a Two Stage Pilot Relief Valve. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1991. V. 113, Iss. 2. P. 280-288. DOI: 10.1115/1.2896376
5. Yanping J., Chibing S., Qinglian L., Lin L., Youpeng L. Simulation Research on the Dynamic Processes of Gas Pressure Reducing Valve // 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. 2010.
6. Arzumanyov Yu.L., Petrov R.A., Halatov E.M. *Sistemy gazosnabzheniya i ustrojstva pnevmoavtomatiki raketno-kosmicheskikh kompleksov* [Gas supply systems and pneumatic control components of space rocket complexes]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1997. 464 p.
7. Edel'man A.I. *Reduktory davleniya gaza* [Gas pressure reducers]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 167 p.

8. Sverbilov V., Makaryants G., Ilyukhin V., Makaryants M., Shakhmatov E. On Self-excited Oscillations of a Pilot-Operated Gas Pressure Control Valve. *Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. 2011. V. 1. P. 115-124.

9. Sverbilov V., Stadnik D., Makaryants G. Study on dynamic behavior of a gas pressure relief valve for a big flow rate. *Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control*. 2013. DOI: 10.1115/fpmc2013-4479

10. Stadnik D.M., Sverbilov V.Ya., Gimadiev A.G. Researches on self-excited oscillations and pressure accuracy in power plant automatic control systems. *22rd International Congress On Sound And Vibration From Ancient To Modern Acoustics*. 2015.

11. Gerts E.V., Kreynin G.V. *Raschet pnevmoprivodov* [Calculation of pneumatic drives]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 272 p.

12. Andersen B.W. The analysis and design of pneumatic systems. New York: John Wiley & Sons Inc., 1967. 302 p.

13. Makaryants G.M. *Razrabotka metodov i sredstv snizheniya dinamicheskikh nagruzok v pnevmaticheskikh i gidromekhanicheskikh sistemakh. Dis. doktora tekhn. nauk* [Methods and means of reducing dynamic loads in pneumatic and hydromechanical systems. Doctoral dissertation (Engineering)]. Samara, 2014. 225 p.

## ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ «ВИРТУАЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ» В СИСТЕМЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2016

- Ф. Д. Гольберг** доктор технических наук, профессор, начальник сектора, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, Москва, [fegolb@ciam.ru](mailto:fegolb@ciam.ru)
- О. С. Гуревич** доктор технических наук, профессор, заместитель генерального директора, начальник отделения, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, Москва, [gurevich\\_os@ciam.ru](mailto:gurevich_os@ciam.ru)
- А. А. Петухов** младший научный сотрудник, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, Москва, [petuhov-ctrl@ciam.ru](mailto:petuhov-ctrl@ciam.ru)

Разработан математический аппарат и программное обеспечение «виртуальный двигатель» для применения в цифровых системах автоматического управления (САУ) современных газотурбинных двигателей (ГТД). Программное обеспечение базируется на всережимной термогазодинамической математической модели двигателя, функционирующей в бортовых вычислителях в реальном масштабе времени. С помощью программного обеспечения «виртуальный двигатель» в САУ ГТД реализуются новые принципы управления двигателем по параметрам, непосредственно определяющим его основные характеристики, но недоступным для измерения. Реализуются также новые принципы повышения отказоустойчивости двигателя. Проведён синтез контуров управления двухконтурного турбореактивного двигателя (ТРДД) большой степени двухконтурности по определяемым расчётом критическим параметрам – тяге двигателя, температуре газа в камере сгорания, запасам газодинамической устойчивости. Разработана методика восстановления информации о параметрах потока воздуха на входе в двигатель и значений его регулирующих факторов двигателя при отказе информационных каналов. В результате проведённых расчётных исследований показано существенное повышение качества регулирования двигателя и повышение его ресурса при изменении характеристик ТРДД в процессе эксплуатации. Разработана методика идентификации в реальном масштабе времени бортовой термогазодинамической математической модели двигателя, основанная на принципе отрицательной обратной связи.

*Системы автоматического управления; газотурбинный двигатель; бортовая математическая модель.*

---

**Цитирование:** Гольберг Ф.Д., Гуревич О.С., Петухов А.А. Применение программного обеспечения «виртуальный двигатель» в системе автоматического управления газотурбинного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 47-56. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-47-56

---

### Введение

В качестве одного из важнейших элементов перспективных газотурбинных двигателей в России и за рубежом [1;2] рассматривается программное обеспечение его цифровой САУ «виртуальный двигатель», базирующееся на встроенной термогазодинамической математической модели двигателя (БММД).

Возможность использования в САУ ГТД бортовых моделей достаточно высокого уровня с сохранением возможности расчёта в реальном времени связана с ростом быстродействия электронных цифровых систем управления. Такие модели основаны на описании физических процессов в двигателе с помощью уравнений газовой динамики, термодинамики и механики в нестационарной форме. Разработанные в ЦИАМ термогазодинамические математические модели этого типа позволяют рассчитывать характе-

ристики двигателя на установившихся и переходных режимах работы во всём диапазоне (от запуска до режима максимальной тяги) во всей области полётов.

Проведён комплекс теоретических и экспериментальных исследований, связанных с построением САУ, в программном обеспечении которых содержатся термогазодинамические математические модели ГТД, включивший в себя разработку:

- алгоритмического обеспечения САУ, обеспечивающего с помощью БММД управление двигателем по параметрам, непосредственно определяющим его основные характеристики, но недоступным для измерения;
- методов компенсации отказов датчиков регулируемых параметров двигателя;
- методов компенсации отказов датчиков параметров потока на входе в двигатель (температуры  $T_{BX}^*$  и давления  $P_{BX}^*$  воздуха);
- методов идентификации БММД в процессе её функционирования на работающем двигателе.

### Особенности термогазодинамической математической модели ТРДД, предназначенной для функционирования в составе САУ

На рис. 1 приведена расчётная схема ТРДД, принятая при разработке его термогазодинамической модели. На схеме отмечены входные и выходные сечения основных узлов, в которых производится расчёт параметров рабочего процесса в двигателе (температуры  $T_i$ , давления  $P_i$ , расхода  $G_i$  воздуха и газа):

- входное устройство (ВХ);
- наружный контур (НК);
- сопло наружного контура с реверсивным устройством (РУ);
- компрессор низкого (КНД) давления;
- подпорная ступень (ПС) компрессора;
- компрессор высокого (КВД) давления;
- камера сгорания (КС);
- турбина высокого (ТВД) давления;
- турбина низкого (ТНД) давления;
- затурбинный диффузор и сопло внутреннего контура.

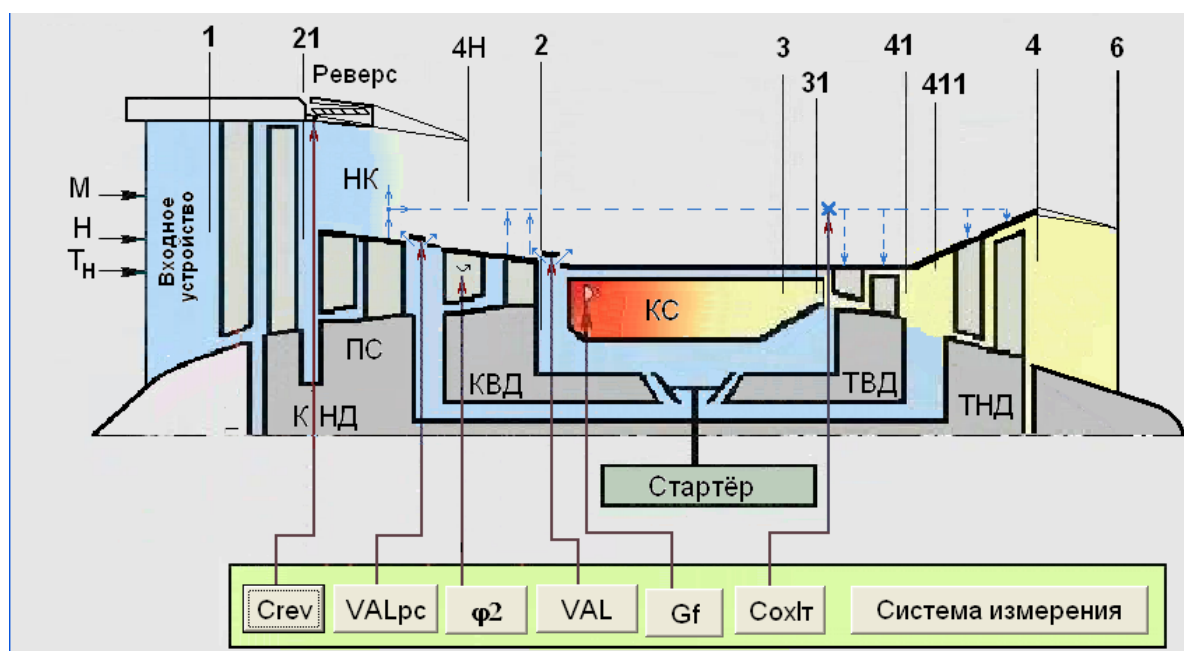


Рис. 1. Расчётная схема ТРДД

Рассчитываются также частоты вращения  $n_i$  роторов и эксплуатационные параметры двигателя (тяга  $R$ , удельный расход топлива  $Cr$  и др.).

Входными параметрами модели являются регулирующие факторы двигателя: расход топлива  $G_f$  в камере сгорания (КС), углы  $\varphi_2$  установки НА КВД, положения  $Val$  и  $Val_{PC}$  клапанов (КПКВД, КППС) перепуска воздуха из КВД и ПС, а также органов ( $С_{охлТ}$ ) управления расходом воздуха, отбираемого из КВД на охлаждение турбин.

Модель позволяет рассчитывать параметры двигателя на установившихся и переходных режимах его работы в полном диапазоне их изменения (от режима запуска до максимального режима) во всех условиях полёта самолёта.

### **Обеспечение возможности проведения расчётов в реальном масштабе времени**

В программах расчёта параметров ГТД с помощью полной термогазодинамической модели двигателя применены специальные методы численного решения уравнений модели, обеспечивающие выполнение расчётов на современных персональных компьютерах за время, более чем в 10 раз меньшее реального. К таким особенностям, в частности, относятся:

- решение системы уравнений модели без применения итераций путём однократного численного расчёта всей системы на каждом шаге по времени;
- преобразование уравнений, описывающих процессы в воздушных и газовых ёмкостях в обыкновенные дифференциальные уравнения в сосредоточенных параметрах, что исключает необходимость решения дифференциальных уравнений в частных производных;
- величина  $\Delta t$  шага интегрирования дифференциальных уравнений модели меняется в зависимости от рассчитываемого режима работы двигателя.

Проведена оценка времени расчёта процессов в двигателе с помощью модифицированной таким образом программы расчёта бортовой модели при реализации программы как на персональных компьютерах, так и на базе микроконтроллера, аналогичного применяемому в современном электронном регуляторе.

При тестировании программы на двух персональных компьютерах с процессорами AMD Athlon(tm) 64 X2 Dual Core Processor 5600+; 2,91 ГГц (система 1) и Intel® Celeron CPU, 2,4 ГГц (система 2) получено:

- время расчёта переходного процесса длительностью 500 с для системы 1 занимает 7,6 с. В него входят также затраты времени на вывод результатов расчёта в файлы данных. Без учёта этих затрат время расчёта составляет 5,6 с;
- для системы 2 время расчёта такого же переходного процесса составляет 40,5 с и 30,6 с соответственно.

Проведено также тестирование программы при введении её в микроконтроллерный модуль TE-STM32F103, построенный на базе 32-разрядного Cortex-M3 микроконтроллера STM32F103 (отечественный аналог – микроконтроллер 1986BE91Т), имеющего тактовую частоту 72 МГц, 512 Кбайт флэш-памяти и 64 Кбайта оперативного запоминающего устройства.

По результатам тестирования величина загрузочного модуля программы во флеш-память микроконтроллера составила 54196 байта, а время решения всех уравнений модели на одном шаге интегрирования, равном 7 мс, составляет 3,7 мс, что позволяет выполнять расчёты примерно в два раза быстрее реального времени.

### Управление с помощью бортовой модели по неизмеряемым параметрам

Применение в САУ ГТД таких математических моделей позволяет принципиально изменить способ регулирования двигателя путём перехода на управление по параметрам, непосредственно определяющим его основные характеристики, но недоступным для измерения, таким как тяга  $R$  двигателя, удельный расход  $C_r$  топлива, температура  $T_g^*$  газа в камере сгорания, запасы  $\Delta K_{y_i}$  газодинамической устойчивости (ГДУ) и к.п.д.  $\eta_i$  компрессоров, коэффициент  $\alpha_{КС}$  избытка воздуха в камере сгорания и ряд других.

Разработаны алгоритмы «виртуальных» регуляторов двигателя по параметрам, вычисляемым с помощью бортовой модели.

На рис. 2 приведена структурная схема такой САУ для ТРДД типа ПД-14. Она содержит регуляторы, воздействующие на расход  $G_T$  топлива в КС, регуляторы НА КВД, а также клапаны отбора и перепуска воздуха из КВД и подпорной ступени ПС.

По сравнению с САУ традиционного типа рассматриваемая система дополнительно содержит БММД с алгоритмами её идентификации, а также «виртуальные» контуры регулирования и ограничения, отличающиеся от «реальных» тем, что в качестве регулируемых в них используются параметры двигателя, определяемые расчётом в БММД.

На рис. 3 показана структурная схема контуров САУ, воздействующих на расход  $G_T$  топлива в КС с бортовой математической моделью двигателя и блоками формирования программ управления по рассчитываемым параметрам и программ ограничения по измеряемым параметрам. Величины разности, определяемые по расчётным  $X_i^{mod}$  и измеренным  $X_i^{изм}$  параметрам, селектируются из условия минимального или максимального потребного расхода топлива. Выходной сигнал  $U_{GT}$  выбранного канала управления воздействует на дозатор топлива.

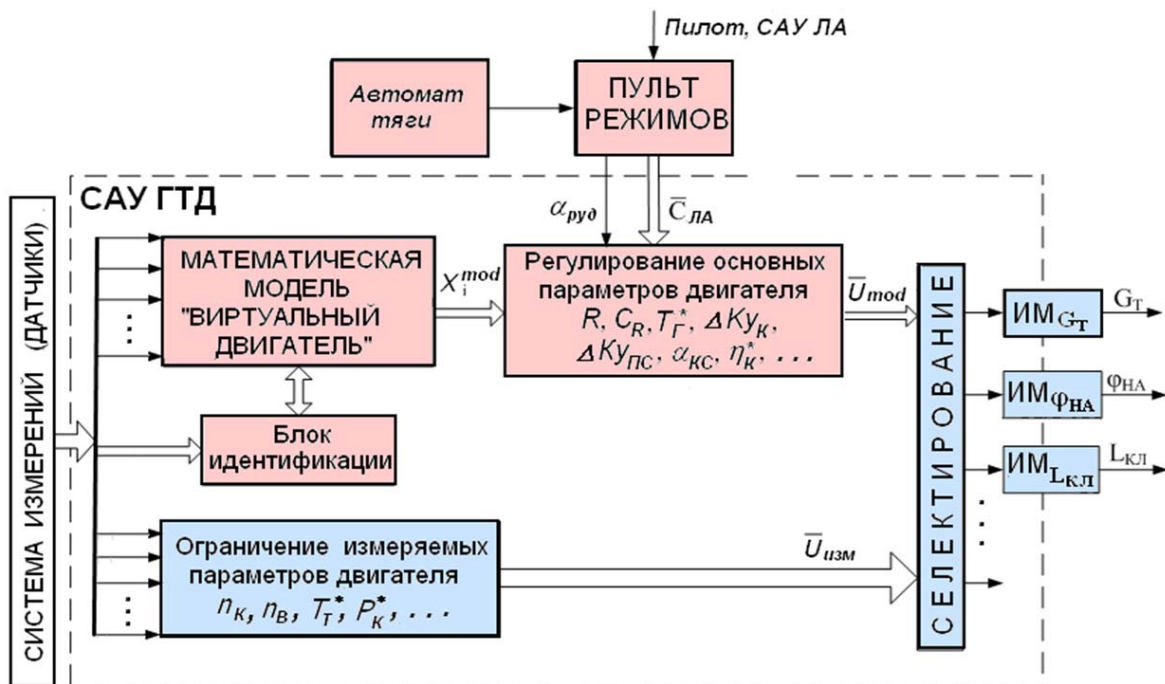


Рис. 2. Структурная схема САУ ТРДД с БММД

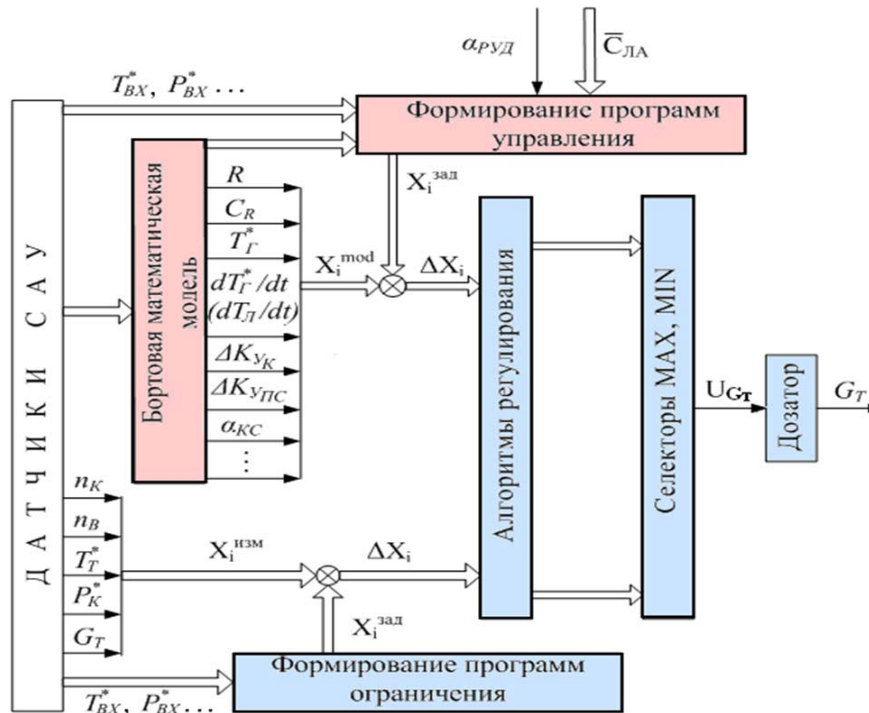


Рис. 3. Структурная схема контура регулирования расхода топлива

На установившихся режимах работы основными для управления двигателем являются программы, использующие параметры, рассчитываемые в БММД: тягу  $R$ , удельный расход топлива  $C_R$  и температуру газа  $T_T^*$  в КС.

На переходных режимах работы двигателя дополнительно применяются программы, обеспечивающие необходимую для выполняемой задачи полёта скорость изменения тяги  $R_{пп} = f(t, C_{ЛАi})$  при ограничении параметров, определяющих устойчивость рабочего процесса и влияющих на надёжность и ресурс: запасов ГДУ  $\Delta K_{y_i}$  компрессоров, скорости  $dT_T^*/dt$  изменения температуры газа, величины коэффициента избытка воздуха в КС и т.п.

Структурная схема регулятора НА КВД представлена на рис. 4.

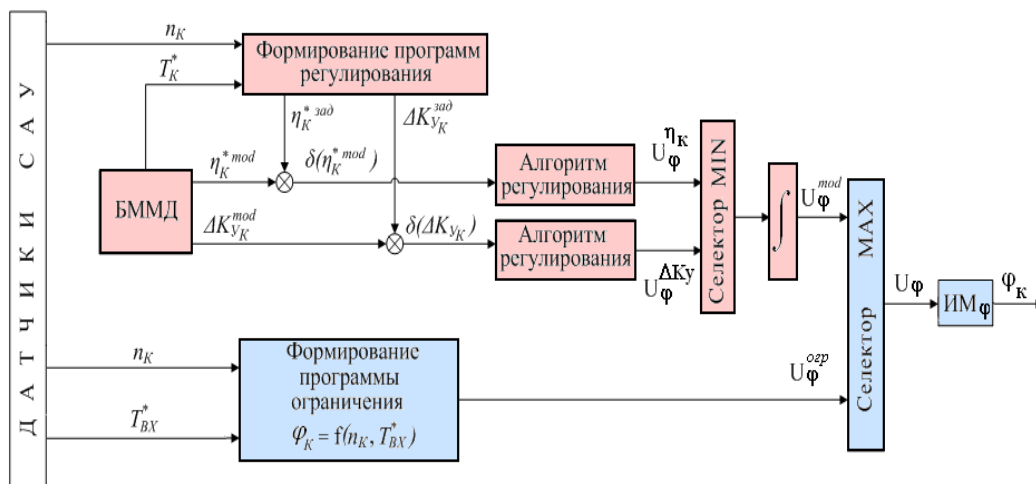


Рис. 4 Структурная схема контура регулирования НА КВД

Здесь также содержатся программы управления по рассчитываемым с помощью БММД и измеряемым параметрам рабочего процесса в двигателе.

Основными являются программы, обеспечивающие получение максимального значения КПД КВД ( $\eta_{КВД\max}^*$ ) при ограничении минимальной величины запасов ГДУ ( $\Delta K_{у\text{КВД}\min}$ ). Положения  $L_{КЛ\text{и}}$  клапанов отбора воздуха на охлаждение турбин изменяется в зависимости от расчётной величины  $T_{ВХ\text{и}}^*$  – температуры газа на входе в соответствующую турбину. Положение  $L_{КЛ\text{ПС}}$  клапана перепуска воздуха из ПС осуществляется в зависимости от величины  $\Delta K_{у\text{ПС}}$  запаса ГДУ ПС, рассчитанной в БММД. Традиционные программы управления органами механизации в зависимости от приведённых частот вращения роторов  $n_{К\text{ПР}}^1$  остаются как страхующие.

Рассмотрим далее некоторые результаты проведённых расчётных исследований по оценке эффективности управления ТРДД с помощью программного обеспечения «виртуальный двигатель».

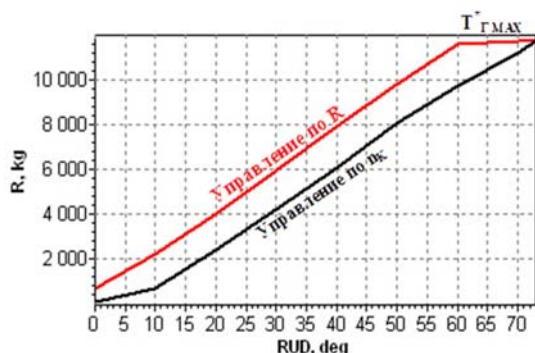


Рис. 5. Дроссельные характеристики двигателя при управлении по параметрам  $n_K$  и  $R$

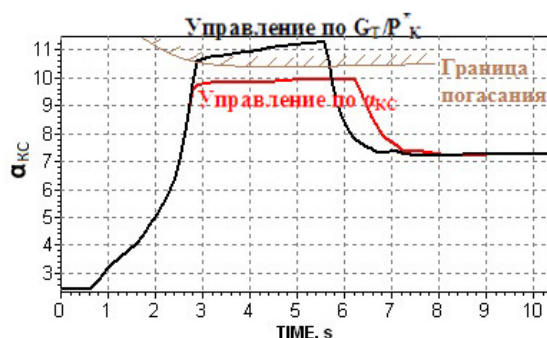


Рис. 6. Изменение  $\alpha_{КС}$  в процессе сброса при управлении по  $G_T/P_K^*$  и  $\alpha_{КС}$

Расчёты показывают, что такое управление может существенно уменьшить чувствительность двигателя к ухудшению характеристик его узлов в процессе эксплуатации. Для примера на рис. 5, 6 показано изменение параметров двигателя при управлении по расчётным параметрам (на рис. 5 – управление по тяге  $R$  и на рис. 6 – управление по  $\alpha_{КС}$ ) и традиционным программам (на рис. 5 – управление по  $n_K$  и на рис. 6 – управление по  $G_T/P_K^*$ ), полученное при отклонении характеристик узлов двигателя от принятых в качестве номинальных или при введении погрешностей датчиков САУ.

Как видно из рисунков, управление по расчётным параметрам позволило восстановить величину тяги и режим работы камеры сгорания.

Эффективность применения «виртуального» управления клапаном отбора воздуха на охлаждение турбин демонстрируют графики на рис. 7, 8.

На рис. 7 приведено изменение параметров двигателя типа ПД–14 в диапазоне дроссельных режимов, где происходит срабатывание клапана отбора воздуха на охлаждение турбин. Величина  $n_{К\text{ПР}}^1$ , при достижении которой осуществляется увеличение (уменьшение) отбираемого расхода воздуха, задана равной 85%. Как видно из графиков, эта величина  $n_{К\text{ПР}}^1$  на установившихся режимах работы двигателя соответствует величинам  $T_{Г\text{ТВД}}^*$  и  $T_{Г\text{ТНД}}^*$  ( $T_{31}$  и  $T_{41}$  на графиках), равным примерно 1200 К и 830 К.

На рис. 8 показано изменение параметров двигателя в процессе приёмистости в диапазоне режимов МГ...МАХ. Видно, что в данном случае величина  $n_{К\text{ПР}}^1$ , равная 85%, при которой увеличивается расход воздуха, отбираемого на охлаждение турбин, соответствует существенно более высоким значениям температуры газа  $T_{Г\text{ТВД}}^*$  (примерно 1550 К). Как показывают расчёты, при этом также наблюдается увеличение температуры  $T_{Г\text{ТНД}}^*$  до 1100 К. Такое увеличение температуры газа может привести и к существенному увеличению температуры лопаток турбин и уменьшению ресурса двигателя за счёт увеличения их малоцикловой усталости.

При применении клапана отбора воздуха, изменение положения которого осуществляется по температуре  $T_{Г\text{ТВД}}^*$ , рассчитываемой с помощью БМД, величины температур  $T_{Г\text{ТВД}}^*$ ,  $T_{Г\text{ТНД}}^*$ , при которых увеличивается интенсивность охлаждения турбин, практически совпадают с их значениями на установившихся режимах работы двигателя.

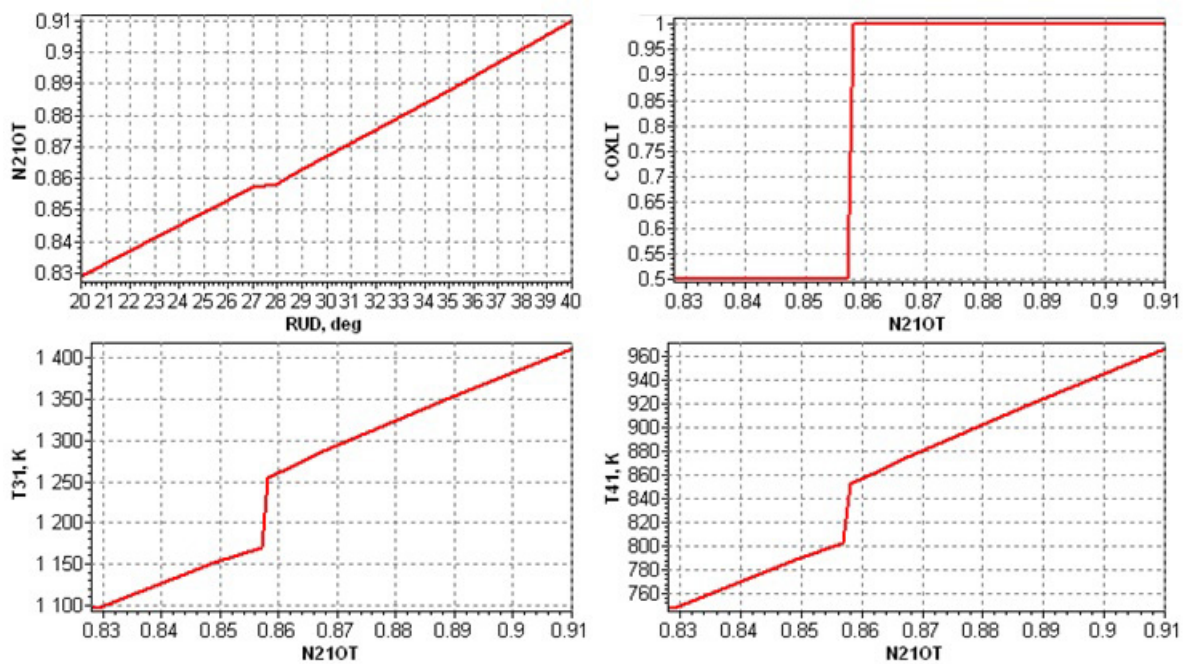


Рис. 7. Изменение параметров ТРДД на дроссельных режимах

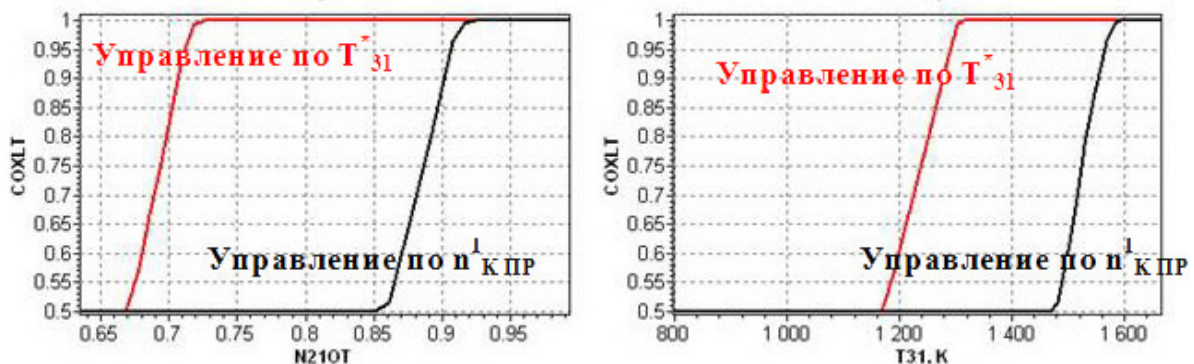


Рис. 8. Изменение параметров ТРДД в процессах приёмистости

### Методы идентификации бортовой математической модели двигателя в процессе её функционирования в составе САУ

Одной из задач, требующих решения при применении бортовых математических моделей двигателя, является проведение их идентификации в реальном масштабе времени в связи с происходящим изменением характеристик узлов двигателя в процессе эксплуатации. Известные формальные методы идентификации разработаны для линейных математических моделей.

Термогазодинамическая бортовая модель двигателя является существенно нелинейной. Для её идентификации в реальном масштабе времени выполнена разработка новых методов, основанных на принципе обратной связи. Для их реализации формируется эквивалент замкнутому контуру управления, в котором объектом управления является БММД, а в качестве регулирующих факторов объекта управления используются параметры узлов двигателя: величины к.п.д. и приведённого расхода воздуха (газа) лопаточных машин, коэффициенты восстановления давления и т.п.

Регулируемыми параметрами здесь являются получаемые расчётом величины измеряемых параметров двигателя ( $n_B$ ,  $n_K$ ,  $P_K^*$  и  $T_T^*$ ), а уставками регуляторов – их измеренные величины. Алгоритмы динамики контура идентификации выбираются в классе ПИД регуляторов, параметры которых выбираются из условий обеспечения необходимой скорости выполнения процесса идентификации и устойчивости. Воздействуя на выбранные регулирующие факторы, система «управления» сводит к нулю разность между измеренными и расчётными значениями регулируемых параметров. При этом «регулирование» одного и того же измеряемого параметра может обеспечиваться одновременным воздействием на несколько регулирующих факторов.

При реализации такого алгоритма идентификации для конкретного двигателя надо путём расчётного эксперимента выбрать оптимальные соотношения между регулируемыми параметрами ( $X_i$ ) и регулируемыми факторами ( $\Delta W$ ), обеспечивающие наилучшую точность идентификации по неизмеряемым параметрам. Для этого предварительно необходимо определить коэффициенты влияния регулируемых (измеряемых) параметров на идентифицируемые неизмеряемые параметры при воздействии на различные регулирующие факторы.

На рис. 9 показаны процессы идентификации рассчитываемых параметров  $R$ ,  $\Delta K_{y_K}$ , полученные с помощью рассматриваемого метода.

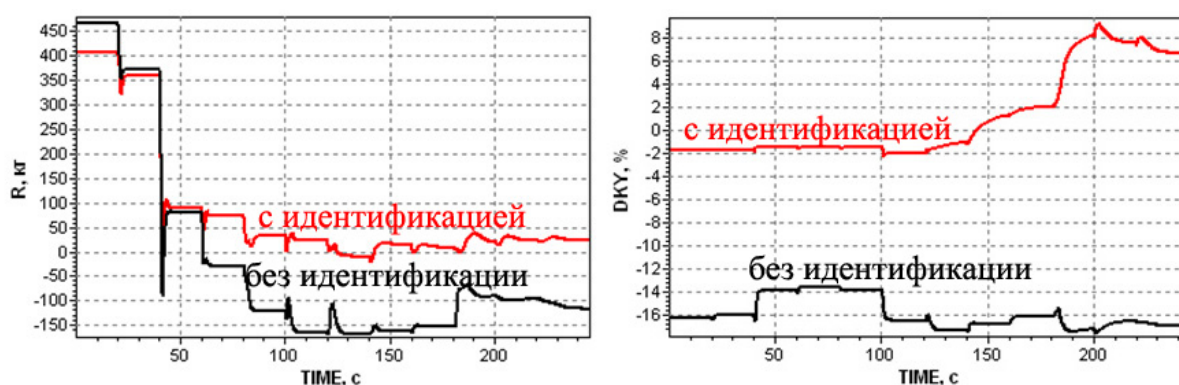


Рис. 9. Погрешность расчёта параметров двигателя с помощью БММД

Для имитации процессов идентификации БММД в программу её расчёта встроен генератор случайных чисел, задающий различные наборы отклонений (в пределах  $\pm 5\%$ ) от принятых в качестве базовых характеристик основных узлов двигателя: характеристик всех лопаточных машин, значений коэффициентов восстановления давления на различных участках проточной части двигателя и т.п.

В результате идентификации ошибка расчёта неизмеряемых параметров двигателя может быть существенно уменьшена.

По величине тяги  $R$  погрешность расчёта после проведения идентификации не превышает  $1 \dots 5\%$ , по величине  $\Delta K_{y_K} - 1 \dots 10\%$ , по величине температуры  $T_G^* - 1 \dots 2\%$  и по величине  $\alpha_{KC} - 1 \dots 3\%$ .

### **Восстановление информации при отказе датчиков $T_{BX}^*$ , $P_{BX}^*$ и датчиков обратной связи**

Применение в составе САУ термогазодинамической модели двигателя позволяет восстанавливать информацию о величинах параметров потока воздуха на входе в двигатель ( $T_{BX}^*$ ,  $P_{BX}^*$ ) и значений регулирующих факторов двигателя ( $G_T$ ,  $\varphi_{HA}$ ) при отказе датчиков обратной связи.

Принципы восстановления этой информации с помощью БММД аналогичны рассмотренным выше.

БММД имитирует объект регулирования, регулируемыми факторами которого являются либо значения параметров  $T_{BX}^*$ ,  $P_{BX}^*$  (в случае отказа соответствующих датчиков их измерения), либо регулирующие факторы двигателя  $G_T$  или  $\varphi_{HA}$  (при отказе соответствующих информационных каналов). В качестве параметров регулирования используются рассчитываемые с помощью БММД величины измеряемых параметров двигателя ( $n_B$ ,  $n_K$ ,  $P_K^*$ ,  $T_T^*$ ), а в качестве уставок регуляторов – их измеряемые величины.

Как и ранее, алгоритмы динамики контуров компенсации выбираются в классе ПИД регуляторов.

Процедура восстановления включается по сигналу отказа, поступающему из системы контроля и диагностики САУ.

Применение метода для восстановления информации в САУ ТРДД типа ПД-14 показало, что для достижения максимальной точности восстановления информации по параметру  $T_{BX}^*$  целесообразно использовать в качестве «регулируемого» параметра частоту вращения  $n_K$  КВД, по параметру  $P_{BX}^*$  – давление воздуха  $P_K^*$  за КВД, а при восстановлении информации по сигналу измерения расхода топлива  $G_T$  – частоту вращения  $n_B$  КНД. Время восстановления информации по параметрам  $T_{BX}^*$ ,  $P_{BX}^*$  на всех режимах работы двигателя не превышает  $3 \dots 5$  с. Точность восстановления информации с помощью БММД составляет  $1 \dots 3$  град по  $T_{BX}^*$  и  $0.01 \dots 0.03$  ата по  $P_{BX}^*$ .

Время восстановления информации по расходу топлива  $G_T$  в КС составляет  $1 \dots 3$  с., а погрешность –  $1 \dots 2\%$ .

Экспериментальная отработка системы управления с бортовой моделью была проведена на двигателе-демонстраторе, установленном на стенде У-7М ЦИАМ. Для управления двигателем используется демонстрационная электроприводная САУ с цифровым электронным регулятором типа FADEC, выполненным на базе промышленного компьютера. Программное обеспечение электронного регулятора включает в себя разработанную для этого двигателя бортовую поузловую динамическую математическую модель.

### Библиографический список

1. Culley D., Garg S., Hiller S.-J., Horn W., Kumar A., Mathews H.K., Moustapha H., Pfoertner H., Rosenfeld T., Rybarik P., Schadow K., Stiharu I., Viassolo D.E., Webster J. More Intelligent Gas Turbine Engines: RTO technical report. 2009. <http://www.rto.nato.int/>
2. Гольберг Ф.Д., Гуревич О.С. САУ ГТД с бортовой математической моделью двигателя // Труды Международной научно-технической конференции «Новые рубежи авиационной науки» (ASTEC'07). М.: Центральный аэрогидродинамический институт, 2007.

### USING THE «VIRTUAL ENGINE» SOFTWARE IN AUTOMATIC CONTROL SYSTEM OF GAS TURBINE ENGINE

© 2016

- |                       |                                                                                                                                                                                                                         |
|-----------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>F. D. Golberg</b>  | Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of Sector, Central institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation, <a href="mailto:fegolb@ciam.ru">fegolb@ciam.ru</a>                                        |
| <b>O. S. Gurevich</b> | Doctor of Science (Engineering), Professor, Deputy Director General, Head of Department, Central institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation, <a href="mailto:gurevich_os@ciam.ru">gurevich_os@ciam.ru</a> |
| <b>A. A. Petukhov</b> | junior researcher, Central institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation, <a href="mailto:petuhov-ctrl@ciam.ru">petuhov-ctrl@ciam.ru</a>                                                                     |

The paper presents the mathematical tools and «virtual engine» software used in digital automatic control systems of modern gas turbine engines (GTE). The software is based on a real-time fully variable thermogasdynamic engine model operating in onboard computers. The new approach makes it possible to control the engine by the parameters inaccessible for measurement due to the «virtual engine» software in the gas turbine engine control system. The engine fault tolerance improves. We synthesized the control loops of a bypass turbojet engine with a high bypass ratio according to critical parameters (engine thrust, gas temperature in the combustor, stall margin) determined by calculations. We propose a methodology of restoring information on inlet airflow data and values of control factors in case of failure of information channels. The quality of engine regulation improved considerably. The lifetime of the engine increased essentially in the context of varying its characteristics in operation. We developed a methodology of real-time identification of an onboard engine thermogasdynamic simulation model based on the reverse feedback approach.

*Automatic control system; gas turbine engine; on-board mathematical model.*

---

**Citation:** Golberg F.D., Gurevich O.S., Petukhov A.A. Using the «virtual engine» software in automatic control system of gas turbine engine. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 47-56. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-47-56

### References

1. Culley D., Garg S., Hiller S.-J., Horn W., Kumar A., Mathews H.K., Moustapha H., Pfoertner H., Rosenfeld T., Rybarik P., Schadow K., Stiharu I., Viassolo D.E., Webster J. More Intelligent Gas Turbine Engines: RTO technical report. 2009. Available at: <http://www.rto.nato.int/>
2. Golberg F.D., Gurevich O.S. ACS of GTE with on-board mathematical model of engine. *Proc. International Conference «New Challenges in Aeronautics» (ASTEC'07)*. Moscow: Central Aerohydrodynamik Institute Publ., 2007. (In Russ.)

## РАЗРАБОТКА УТИЛИЗАЦИОННОГО ВОЗДУШНО-ТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2016

- Ю. С. Елисеев** доктор технических наук, исполнительный директор, АО «Металлист-Самара», г. Самара, [metallist@metallist-s.ru](mailto:metallist@metallist-s.ru)
- Д. Г. Федорченко** кандидат технических наук, главный конструктор, АО «Металлист-Самара», г. Самара, [metallist@metallist-s.ru](mailto:metallist@metallist-s.ru)
- Ю. И. Цыбизов** доктор технических наук, профессор, ведущий конструктор, АО «Металлист-Самара», г. Самара, [metallist@metallist-s.ru](mailto:metallist@metallist-s.ru)
- Д. Д. Тюлькин** инженер-конструктор АО «Металлист-Самара», г. Самара, [metallist@metallist-s.ru](mailto:metallist@metallist-s.ru)
- А. Ю. Ткаченко** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [tau@ssau.ru](mailto:tau@ssau.ru)

Рассмотрены способы утилизации тепла выхлопных газов для повышения энергетической эффективности тепловых машин. Для создания привода генератора мощностью 150 кВт, предназначенного для выработки электроэнергии на нужды газоперекачивающей станции, выбрана концепция воздушно-турбинного двигателя. В воздушно-турбинном двигателе рабочим телом является атмосферный воздух, подогреваемый выхлопными газами газотурбинного привода газоперекачивающего агрегата. Выполнено моделирование и исследование термодинамического цикла трёх схем воздушно-турбинного двигателя: с подводом тепла к рабочему телу от продуктов сгорания газотурбинной установки в рекуперативном воздухоподогревателе; эжектированием продуктов сгорания газотурбинной установки воздухом, поступающим из компрессора воздушно-турбинного двигателя, и дальнейшей подачей смеси в турбину; комбинированная – с предварительным подогревом активного воздуха, поступающего из компрессора в эжектор. На основании результатов термогазодинамических расчётов определена рациональная конструкция воздушно-турбинного двигателя, включающая двухступенчатый осевой компрессор, рекуперативный воздухоподогреватель, эжектор и одноступенчатую осевую турбину. В эжекторе в качестве активного потока используется сжатый воздух от компрессора воздушно-турбинного двигателя, а в качестве пассивного – продукты сгорания двигателя НК-16СТ. Рекуперативный воздухоподогреватель и эжектор размещаются в выхлопном тракте газоперекачивающего агрегата. Выбранный конструктивный облик воздушно-турбинного двигателя соответствует техническим требованиям, предъявляемым предприятиями газотранспортной отрасли.

*Утилизация тепла; компрессор; турбина; рекуперативный теплообменник; выхлопные газы.*

**Цитирование:** Елисеев Ю.С., Федорченко Д.Г., Цыбизов Ю.И., Тюлькин Д.Д., Ткаченко А.Ю. Разработка утилизационного воздушно-турбинного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 57-63. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-57-63

Результаты исследования проблемы энергосбережения и энергообеспечения показывают, что в настоящее время наряду с нетрадиционными источниками энергии (газоветроэнергетические, вихревые ветросолнечные установки и т.д.) большое внимание уделяется вопросам утилизации тепла выхлопных газов тепловых машин. Перечислим наиболее известные способы утилизации тепла выхлопных газов.

Парогазовый цикл, где тепло выхлопных газов газотурбинной установки (ГТУ) используется для выработки пара в котлах утилизаторах, который, в свою очередь, направляется в паровую турбину для выработки электрической энергии. Основным недостатком для использования в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) – создание целой инфраструктуры выработки пара.

Органический цикл Ренкина, где в качестве рабочего тела используются низкокипящие органические вещества. Как правило, это циклопентан, толуол или фреон. Основные недостатки таких установок:

- рабочие тела, обеспечивающие достижение высоких КПД, являются взрывоопасными, пожароопасными, токсичными и канцерогенными;
- рабочие тела на основе фреона имеют низкий КПД и запрещены для использования.

Прямой цикл с использованием термоакустического эффекта Релея, связанный с преобразованием тепловой энергии в акустическую и электрическую. Основным недостатком – низкий КПД и малая реализуемая мощность [1].

В качестве примера реализации использования тепла выхлопных газов можно привести энергетическую утилизационную установку с пентановым циклом УТГ-4П разработки ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе». Установка применяется как утилизационная надстройка к приводным ГТУ компрессорных станций с доработками выхлопного тракта. В конструкции использована радиальная одноступенчатая турбина ТПР-4/6-1,45/01 с частотой вращения вала редуктора 3000 об/мин. Мощность пентановой турбины – 4000 кВт. Расход паров пентана – 57,2 кг/с.

Из анализа этих способов утилизации тепла следует, что наиболее простым, дешёвым, безопасным и экологически чистым способом утилизации тепла выхлопных газов ГТУ является воздушно-турбинный двигатель (ВТД), где рабочим телом является атмосферный воздух, подогреваемый выхлопными газами.

При этом ближайшим прямым аналогом ВТД по схеме использования тепла для подогрева сжатого воздуха является турбореактивный двигатель с атомным реактором (ТРДА), в котором в отличие от традиционной схемы организации рабочего процесса в ТРД тяга двигателя создаётся не расширяющимся от сжигания керосина газом, а воздухом, нагреваемым в реакторе. Так, например, ещё в середине 50-х годов прошлого столетия в ОКБ под руководством А.М. Люльки разработана конструкция ТРДА так называемой схемы «коромысло» – с изогнутой проточной частью и выведением атомного реактора за пределы вала (рис. 1) [2].

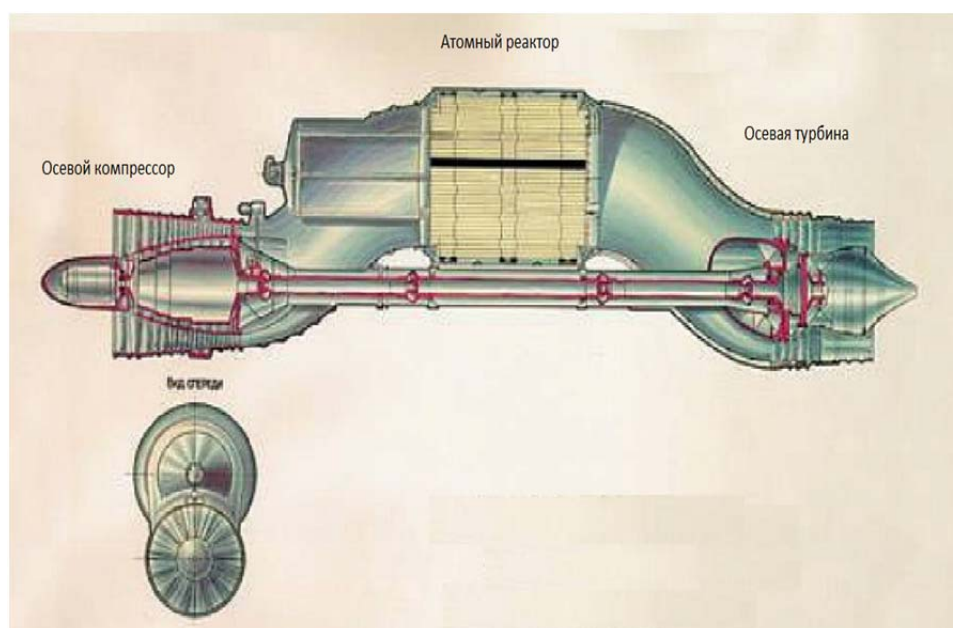


Рис.1. Турбореактивный двигатель с атомным реактором (ТРДА) по схеме «коромысло» разработки ОКБ А.М. Люльки

На предприятии АО «Металлист-Самара» по согласованию с ПАО «Газпром» и ООО «Газпром трансгаз Югорск» разработано техническое предложение на проектирование воздушно-турбинного двигателя мощностью 150 кВт (ВТД-150), предназначенного для привода электрогенератора за счёт утилизации тепла отводящих газов в газоперекачивающем агрегате от ГТУ НК-16СТ. Температура уходящих выхлопных газов на номинальном режиме работы этого ГТУ изменяется от 584 К (311 °С) при температуре окружающей среды –30 °С до 685 К (412 °С) при +15 °С, т. е. не используется довольно значительный тепловой ресурс, «выбрасываемый» в атмосферу.

Исследованы три схемы ВТД применительно к ГПА с двигателем НК-16СТ:

- с подводом тепла к рабочему телу от продуктов сгорания ГТУ в рекуперативном воздухоподогревателе (ВТДр) (рис. 2);
- с эжектированием продуктов сгорания ГТУ воздухом, поступающим из компрессора ВТД, и дальнейшей подачей смеси в турбину (ВТДэ) (рис. 3);
- комбинированная – с предварительным подогревом активного воздуха, поступающего из компрессора в эжектор (ВТДк) (рис. 4).

Параметры рабочего тела рассчитываются в сечениях:

- перед двигателем [Н];
- на входе в компрессор [В];
- на выходе из компрессора [К];
- на выходе из теплообменника [Р];
- на выходе из эжектора [Э];
- на выходе из турбины [Т];
- на выходе из сопла [С].

Схема ВТДр реализует цикл с внешним подводом теплоты. Избыточная мощность турбины используется для привода генератора электроэнергии. За счёт умеренной температуры источника тепла температура перед турбиной ВТДр  $T_p^*$  (не превышает 700 К) оптимальная степень повышения давления составила величину  $\pi_k^* = 2,3$ . Потребный расход воздуха, обеспечивающий выработку 150 кВт электроэнергии на расчётном режиме при  $t_n = -30^\circ\text{C}$  и при степени рекуперации тепла в теплообменнике  $\Theta = 0,8$ , равен 8,3 кг/с.

Величина вырабатываемой мощности ВТДр зависит от температуры и давления атмосферного воздуха, температуры продуктов сгорания за свободной турбиной основной ГТУ, а также от доли мощности, отбираемой от турбокомпрессора на привод электрогенератора.

Изменение вырабатываемой электрической мощности в зависимости от частоты вращения турбокомпрессора при различных температурах атмосферного воздуха представлено на рис. 5.

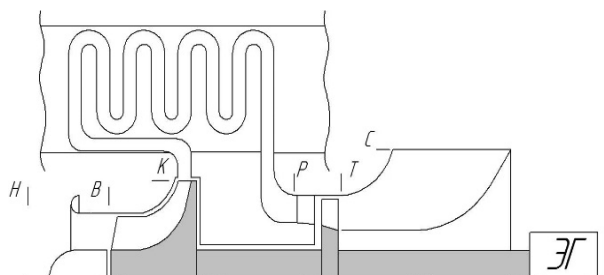


Рис. 2. Расчётная схема ВТД с рекуперативным воздухоподогревателем (ВТДр)

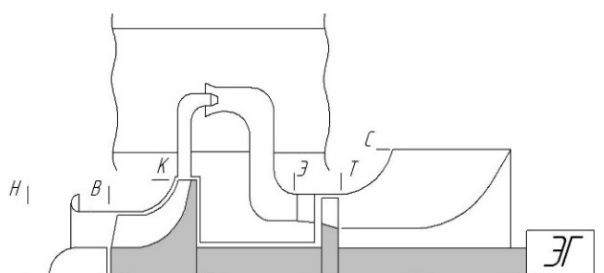


Рис. 3. Расчётная схема ВТД с эжектором (ВТДэ)

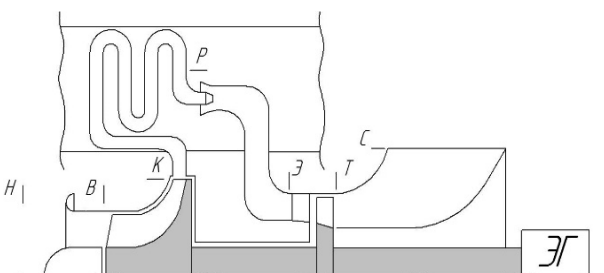


Рис. 4. Расчётная схема ВТД с рекуперативным воздухоподогревателем и эжектором (ВТДк)

Недостатком ВТДр является большая потребная площадь теплообмена и, следовательно, габариты рекуперативного воздухоподогревателя.

Схема ВТД с эжектированием потока обладает более простой конструкцией по сравнению с ВТДр. Однако результаты расчётных исследований показали наличие ограничения области возможного применения данной схемы для преобразования тепла выхлопных газов в электроэнергию. Несмотря на то, что смесь воздуха и продуктов сгорания, поступающие из эжектора в турбину, обладает более высокими значениями расхода и внутренней энергии по сравнению с воздухом, выходящим из компрессора, её давление получается существенно ниже. При низких значениях температуры выхлопных газов ГТУ это оказывает преобладающее влияние на величину вырабатываемой мощности.

Снизить габариты рекуперативного воздухоподогревателя и одновременно обеспечить достаточную величину избыточной мощности на валу турбокомпрессора можно за счёт комбинирования первой и второй схем ВТД (рис. 4). Подогрев воздуха, поступающего из компрессора ВТДк, перед подачей в эжектор обеспечивает увеличение его динамического импульса. Поэтому становится возможным увеличение полного давления рабочего тела, выходящего из эжектора, перепада давления на турбине и её мощности до требуемого уровня.

Результаты проектного расчёта ВТДк при  $t_n = +15^\circ\text{C}$  и расчёта его климатических характеристик представлены в табл. 1.

Определён наиболее приемлемый вариант конструкции ВТД с рекуперативным воздухоподогревателем и эжектором (вариант 3), у которого поверхность теплообмена в РВП снижается более чем на 30%.

Для реализации принята конструкция ВТД с двухступенчатым осевым компрессором ( $\pi_k^* = 1,35$ ), подогревом сжатого воздуха в рекуперативном воздухоподогревателе (РВП, степень рекуперации 0,45), эжекторным смесителем и одноступенчатой осевой турбиной ( $\pi_k^* = 1,13$ ). Частота вращения ротора 6000 об/мин.

Отметим преимущества ВТД эжекторной схемы:

1. Использование осевого компрессора (осевой вход).
2. Низкий уровень давлений в газозоудном тракте двигателя.
3. Существенное уменьшение габаритов рекуперативного воздухоподогревателя.
4. Достижимый на практике уровень КПД.

Выполнен тепловой расчёт РВП, газодинамический расчёт эжектора и определены основные конструктивные размеры компрессора, турбины, РВП и эжектора. По результатам газодинамического расчёта определены основные геометрические размеры компрессора, турбины и газозоудного тракта, представленные в табл. 2, 3. На рис. 6, 7 представлен конструктивный облик этих элементов ВТД.

На рис. 8, 9 представлены компоновка ВТД-150 и общая компоновка ГТУ НК-16СТ с выхлопной шахтой и воздушно-турбинным двигателем [3]. Принятая для разработки конструкция ВТД отвечает согласованным техническим требованиям.

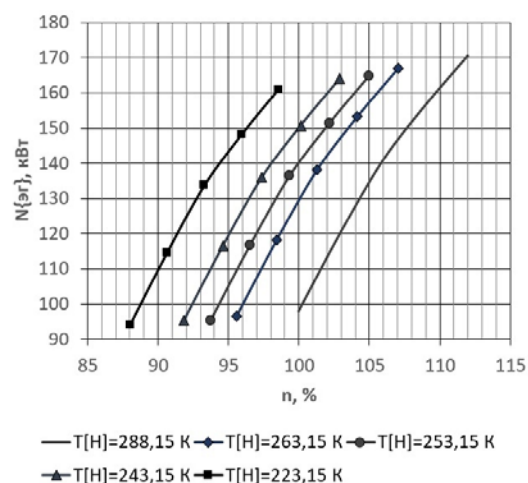


Рис. 5. Климатические характеристики ВТДр

Таблица 1. Результаты проектного расчёта и расчёта климатических характеристик ВТДк

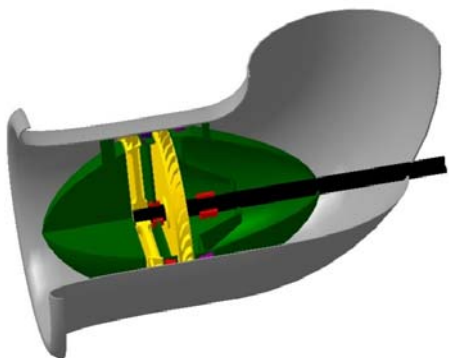
| Параметр                | Значения |       |       |       |
|-------------------------|----------|-------|-------|-------|
| $T^*[H], K$             | 288      | 273   | 263   | 243   |
| $p^*[H], \text{кПа}$    | 101,3    | 101,3 | 101,3 | 101,3 |
| $G[B], \text{кг/с}$     | 10,9     | 11,4  | 11,8  | 12,6  |
| $\Pi^*\{K\}$            | 1,35     | 1,37  | 1,38  | 1,41  |
| $\eta^*\{K\}$           | 0,83     | 0,83  | 0,83  | 0,83  |
| $L\{K\}, \text{кДж/кг}$ | 31,22    | 30,89 | 30,92 | 30,47 |
| $N\{K\}, \text{кВт}$    | 339,2    | 351,8 | 364,6 | 383,0 |
| $n, \%$                 | 100      | 100   | 100   | 100   |
| $T^*[K], K$             | 319      | 304   | 294   | 274   |
| $p^*[K], \text{кПа}$    | 136,8    | 138,5 | 140,1 | 143,0 |
| $\sigma\{To\}$          | 0,97     | 0,97  | 0,97  | 0,97  |
| $\theta\{per\}$         | 0,45     | 0,45  | 0,45  | 0,45  |
| $T^*\{газ\}, K$         | 685      | 651,4 | 629   | 584   |
| $T^*[P], K$             | 484      | 460   | 445   | 413   |
| $p^*[P], \text{кПа}$    | 132,7    | 134,4 | 135,9 | 138,7 |
| $T^*[Э], K$             | 602      | 573   | 553   | 514   |
| $p^*[Э], \text{кПа}$    | 114,6    | 115,1 | 115,5 | 116,2 |
| $G[Э], \text{кг/с}$     | 26,1     | 27,4  | 28,4  | 30,5  |
| $\Pi^*\{T\}$            | 1,13     | 1,135 | 1,14  | 1,146 |
| $\eta^*\{T\}$           | 0,92     | 0,92  | 0,92  | 0,92  |
| $L\{T\}, \text{кДж/кг}$ | 19,13    | 18,78 | 18,65 | 18,11 |
| $N\{T\}, \text{кВт}$    | 498,8    | 514,4 | 530,5 | 553,2 |
| $N\{эг\}, \text{кВт}$   | 150      | 152,8 | 155,8 | 159,8 |

Таблица 2. Двухступенчатый осевой компрессор

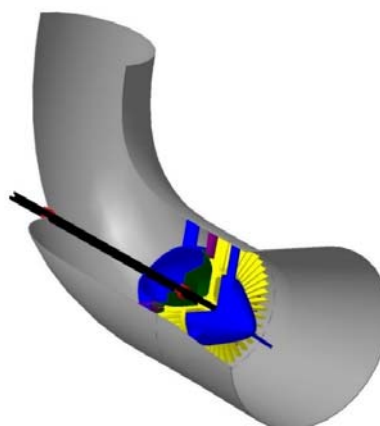
| № | Наименование размера              | Первое рабочее колесо | Первый направляющий аппарат | Второе рабочее колесо | Второй направляющий аппарат |
|---|-----------------------------------|-----------------------|-----------------------------|-----------------------|-----------------------------|
| 1 | Наружный диаметр, $D_n$ [мм]      | 544,68                | 545                         | 544,86                | 545                         |
| 2 | Средний диаметр, $D_{cp}$ [мм]    | 498,36                | 509,8                       | 511,4                 | 512,8                       |
| 3 | Внутренний диаметр, $D_{вн}$ [мм] | 452,04                | 474,6                       | 476,94                | 481,3                       |
| 4 | Высота лопатки, $H$ [мм]          | 46,31                 | 35,21                       | 34,45                 | 31,51                       |
| 5 | Количество лопаток                | 37                    | 43                          | 41                    | 47                          |

Таблица 3. Осевая турбина

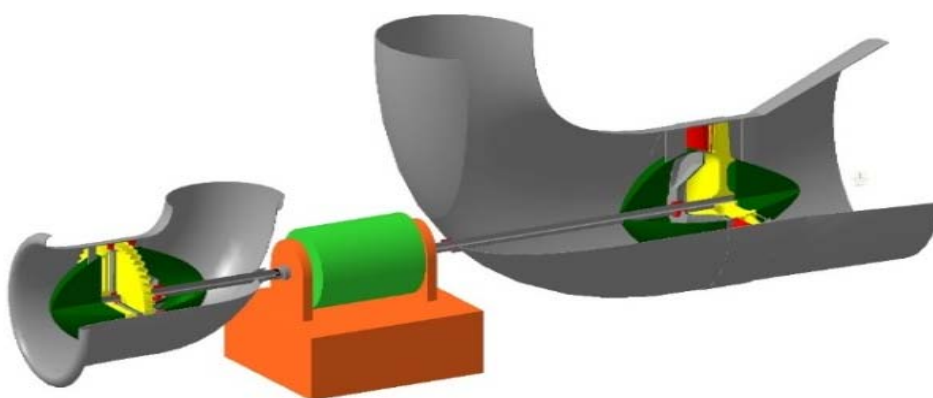
| № | Наименование размера              | Сопловой аппарат | Рабочее колесо |
|---|-----------------------------------|------------------|----------------|
| 1 | Наружный диаметр, $D_n$ [мм]      | 760,88           | 760,88         |
| 2 | Средний диаметр, $D_{cp}$ [мм]    | 650              | 629,62         |
| 3 | Внутренний диаметр, $D_{вн}$ [мм] | 539,12           | 498,36         |
| 4 | Высота лопатки, $H_n$ [мм]        | 110,89           | 131,26         |
| 5 | Количество лопаток                | 43               | 49             |



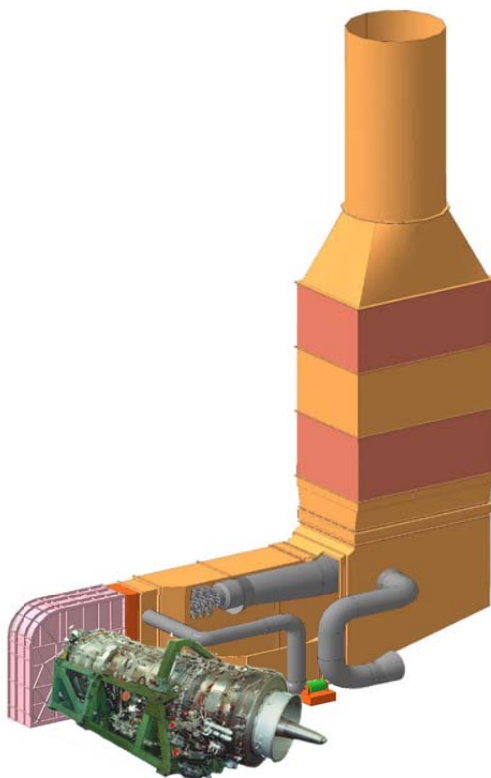
*Рис. 6. Общий вид компрессора*



*Рис. 7. Общий вид турбины*



*Рис. 8. Компоновка ВТД-150 в выхлопном устройстве ГПА двигателя НК-16СТ*



*Рис. 9. Компоновка ГТУ НК-16СТ с выхлопной шахтой и ВТД*

### Библиографический список

1. Зиновьев Е.А., Довгялло А.И., Воротников Г.В. Гармоническая модель термодинамического цикла, реализуемого в регенераторе термоакустического двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 3 (27), ч. 4. С. 11-15.
2. Грек А. Верхом на реакторе // Популярная механика. 2003. № 7. С. 24-29.
3. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачев С.В., Реник В.Е., Цыбизов Ю.И. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. Самара: Самарский научный центр РАН, 2004. 266 с.

### DEVELOPMENT OF AN EXHAUST AIR TURBINE ENGINE

© 2016

- |                          |                                                                                                                                                                                                                    |
|--------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Yu. S. Yeliseev</b>   | Doctor of Science (Engineering), Chief Executive Officer, «Metallist-Samara» company, <a href="mailto:metallist@metallist-s.ru">metallist@metallist-s.ru</a>                                                       |
| <b>D. G. Fedorchenco</b> | Candidate of Science (Engineering), Chief Designer, «Metallist-Samara» company, <a href="mailto:metallist@metallist-s.ru">metallist@metallist-s.ru</a>                                                             |
| <b>Yu. I. Tsibizov</b>   | Doctor of Science (Engineering), design project leader, «Metallist-Samara» company, <a href="mailto:metallist@metallist-s.ru">metallist@metallist-s.ru</a>                                                         |
| <b>D. D. Tyulkin</b>     | design engineer, «Metallist-Samara» company, <a href="mailto:metallist@metallist-s.ru">metallist@metallist-s.ru</a>                                                                                                |
| <b>A. Yu. Tkachenko</b>  | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:tau@ssau.ru">tau@ssau.ru</a> |

The article discusses ways of utilizing exhaust gas heat to improve the power efficiency of heat engines. The concept of an air turbine engine is chosen to make a generator drive with the capacity of 150 kW intended to produce energy for a gas-pumping unit. In an air turbine engine atmospheric air heated by the exhaust gases of the gas turbine drive of a gas pumping unit serves as the working fluid. Three thermodynamic cycle schematics for an air turbine engine (ATE) are analyzed. The optimal design of an ATE comprising a two-stage axial compressor, a recuperative air heater (RAH), an ejector and a single-stage axial turbine is determined on the basis of thermodynamic calculations. Compressed air from the ATE compressor unit is used in the ejector as the active flow, while the combustion products of the NK-16ST engine are used as the passive flow. The recuperative air heater and ejector are located in the exhaust line of the gas pumping unit. The chosen design concept of the air turbine engine corresponds to the technical requirements of gas transmission enterprises.

*Heat utilization; compressor; turbine; recuperative heat exchanger; exhaust gases.*

---

**Citation:** Yeliseev Yu.S., Fedorchenco D.G., Tsibizov Yu.I., Tyulkin D.D., Tkachenko A.Yu. Development of an exhaust air turbine engine. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 57-63. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-57-63

---

### References

1. Zinovev E.A., Dovgjallo A.I., Vorotnikov G.V. Harmonic model of thermodynamic cycle in thermoacoustic engine regenerator. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No 3 (27), part 4. P. 11-15. (In Russ.)
2. Grek A. Riding a reactor. *Populyarnaya mekhanika*. 2003. No. 7. P. 24-29. (In Russ.)
3. Gritsenko E.A., Danil'chenko V.P., Lukachev S.V., Renik V.E., Tsybizov Yu.I. *Konvertirovanie aviatsionnykh GTD v gazoturbinnye ustanovki nazemnogo primeneniya* [Conversion of aircraft gas turbine engines into ground-application gas turbine units]. Samara: Samarskiy Nauchnyy Tsentr RAN Publ., 2004. 266 p.

## МЕТОДИКА НЕСТАЦИОНАРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ В РАКЕТНОМ ДВИГАТЕЛЕ МАЛОЙ ТЯГИ НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ КИСЛОРОД И ВОДОРОД

© 2016

- В. М. Зубанов** ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [waskes91@gmail.com](mailto:waskes91@gmail.com)
- Л. С. Шаблий** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [mlbp@yandex.ru](mailto:mlbp@yandex.ru)
- Д. В. Степанов** студент, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [crey93@rambler.ru](mailto:crey93@rambler.ru)

Описана методика CFD-моделирования процессов горения в ракетном двигателе малой тяги, работающем на газообразных компонентах топлива: кислороде и водороде. Моделирование горения проводилось в нестационарной постановке с использованием программного обеспечения ANSYS CFX. Рассмотрены и описаны три известных механизма моделирования реакций горения кислорода и водорода. Отдельным результатом работы стал способ преобразования данных о свойствах газов, заданных через коэффициенты уравнения состояния Шомейта, в формат NASA-полиномов. Установлена возможность быстрого отыскания начального компонентного состава путём стационарного моделирования с использованием модели горения EDM. Описаны выявленные сложности применения модели горения FRC, связанные с большим разбросом исходных данных о скоростях химических реакций. Описан способ создания *Flamelet*-библиотеки встроенным в ANSYS CFX генератором CFX-RIF. Предложена методика моделирования нестационарных процессов горения в ракетном двигателе малой тяги на основе *Flamelet*-библиотеки. В ходе её апробации было выявлено циклическое движение поля температур в камере, напоминающее прецессию вихревого ядра потока. Предложенная методика может использоваться для изучения этого процесса и других нестационарных процессов в ракетных двигателях.

*CFD-моделирование; нестационарные процессы горения; ракетный двигатель малой тяги; прецессия вихревого ядра.*

---

**Цитирование:** Зубанов В.М., Шаблий Л.С., Степанов Д.В. Методика нестационарного моделирования процессов горения в ракетном двигателе малой тяги на газообразном топливе кислород и водород // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 64-74.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-64-74

Процесс горения в камере ракетного двигателя во многом определяет его рабочие параметры. Особый интерес для инженеров-исследователей ракетных двигателей представляет изучение нестационарных, в том числе быстропотекающих процессов горения, включая зажигание [1]. Например, большинство аварий двигателей происходит в момент запуска [2], а ракетные двигатели малой тяги (РДМТ) зачастую работают исключительно в импульсном режиме, когда параметры в камере являются неустановившимися в течение всего периода работы двигателя и способы исследования (как расчётные, так и экспериментальные) стационарных процессов оказываются неприменимы. Для исследования таких процессов может быть применён инструментальный CFD-моделирования, который, в общем случае, позволяет моделировать процессы горения в нестационарной постановке с формально любой степенью временной дискретизации [3; 4]. Целью данной работы является создание такого регламента использования CFD-инструментов, следуя которому инженер-исследователь сможет получать визуализацию нестационарного рабочего процесса любого ракетного двигателя, работающего на газообразных компонентах кислород и водород. Поскольку данная методика была раз-

работана на основе ранее опубликованной методики моделирования стационарного горения [5; 6], то далее при описании каждого из основных этапов построения CFD-модели будут указаны только её отличия от предыдущей.

**Задание основных параметров моделирования.** Процесс нестационарного моделирования в CFX-Pre задаётся выбором (в поле *Analysis Type*) типа анализа *Transient* (взамен *Steady State*). При этом необходимо задать шаг по времени (*Timestep*) и общее время моделирования (*Total Time*).

Выбирать шаг по времени следует исходя из средней скорости движения потока по элементам сетки. С учётом высокой скорости течения в камере размер шага по времени обычно имеет порядок микросекунд. Например, при осевой скорости истечения потока из сопла  $V_z = 5 \cdot 10^3$  м/с, длине камеры  $L = 0,1$  м и при среднем числе ячеек по длине камеры  $N = 200$  актуальный порядок шага по времени  $\Delta t$  составит:

$$\Delta t = \frac{L / N}{V_z} = \frac{0,1 / 200}{5000} = 0,1 \text{ мкс} .$$

Следует отметить, что подобными расчётами может быть получен только ориентировочный порядок временного шага. Точное значение подбирается в ходе пробных расчётов путём оценки скорости развития нестационарных процессов в расчётной зоне при условии стабильности решения (более мелкие шаги по времени делают решение более стабильным).

Общее время моделирования выбирается таким образом, чтобы с небольшим запасом «охватить» время моделирования интересующего процесса. Обычно оно составляет 200...300 временных шагов.

**Создание сеточной модели** при расчёте нестационарных процессов принципиально не отличается от варианта стационарного моделирования [6], однако есть некоторые особенности. Например, если процесс зажигания моделируется заданием высокотемпературной границы на разрядной поверхности свечи, то эта граница должна быть представлена в сеточной модели (рис. 1).

Также желательно выбирать такой размер ячеек сетки, чтобы поток, двигаясь со своей скоростью, за один временной шаг  $\Delta t$  «перемещался» на расстояние, приблизительно равное расстоянию между соседними ячейками (при одинаковых размерах ячеек оно равно размеру самих ячеек). Таким образом, сетка должна иметь плавное изменение размеров ячеек (параметр *Expansion Ratio*, отражающий «скорость роста» ячеек, не должен превышать 10...50). Причём нужно соотносить скорость изменения размеров ячеек с изменением скорости потока в расчётной зоне.

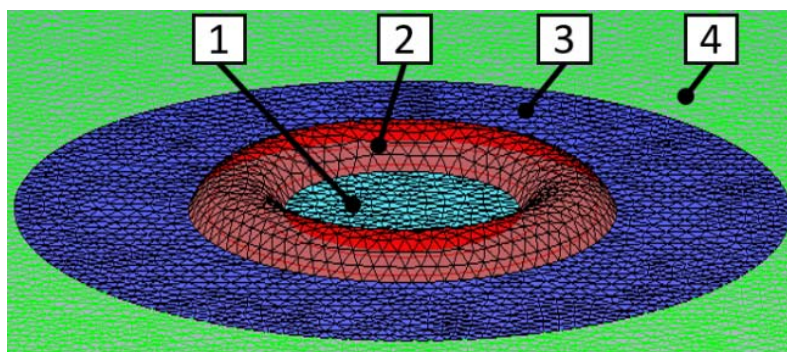


Рис. 1. Разрядная поверхность свечи поверхностного разряда в сеточной модели форкамеры:  
1 – центральный электрод; 2 – зона потока (Subdomain) в области появления искры;  
3 – боковой электрод; 4 – стенка форкамеры

**Граничные условия (ГУ)** в зависимости от условий моделируемого процесса могут задаваться постоянными (в этом случае их описание не отличается от [6]) или изменяющимися от времени по заданным зависимостям. Постоянные ГУ используются, например, при исследовании процесса воспламенения установившегося потока топлива. Однако реальный процесс зажигания многих РДМТ происходит при значительно изменяющихся по времени параметрах потока компонентов топлива, которые могут быть заданы в виде явных (*CEL*-выражения) или табличных (*User-Function*) зависимостей.

Инициация зажигания может быть смоделирована через задание подвода энергии (*Heat transfer*) или высокой температуры (*Temperature*) в зоне зажигания. Эта зона может быть условно смоделирована точкой (*Source Point*) или протяжённой областью расчётной зоны (*Subdomain*), имитирующей зону искрового разряда. Также условно может быть задан нагрев границы (*Wall*), являющейся поверхностью свечи зажигания.

**Задание свойств рабочего тела** производится, как и при расчёте стационарного горения, с помощью модели идеальной смеси переменного состава (*Ideal Variable Composition Mixture*) через свойства простых компонентов: исходных реагентов и продуктов реакции (как окончательных, так и промежуточных). Компонентный состав моделируемой смеси определяется конкретным набором учитываемых в расчёте реакций, который может включать несколько десятков. Самый полный набор реакций среди исследованных в данной работе включал 26 уравнений [7], описывающих прямые и обратные взаимодействия девяти компонентов:  $H$ ,  $H_2$ ,  $O$ ,  $O_2$ ,  $O_3$ ,  $HO_2$ ,  $OH$ ,  $H_2O_2$ ,  $H_2O$ . Следует отметить, что из исходного набора компонентов [7] были исключены компоненты реакций с участием азота и аргона, поскольку они неактуальны для горения в чистом кислороде в РДМТ.

Параметры всех компонентов, кроме озона ( $O_3$ ), были взяты из библиотеки «*Gas Phase Combustion*» ANSYS CFX, в которой зависимости свойств газов от температуры уже представлены в необходимом виде – через коэффициенты  $a_1 \dots a_7$  NASA-полиномов [8]:

$$\frac{C_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4, \quad (1)$$

$$\frac{H}{R} = a_1 T + a_2 \frac{T^2}{2} + a_3 \frac{T^3}{3} + a_4 \frac{T^4}{4} + a_5 \frac{T^5}{5} + a_6, \quad (2)$$

$$\frac{S}{R} = a_1 \ln T + a_2 T + a_3 \frac{T^2}{2} + a_4 \frac{T^3}{3} + a_5 \frac{T^4}{4} + a_7, \quad (3)$$

где  $C_p$  – теплоёмкость [Дж/кг·К];  $H$  – энтальпия [Дж/кг],  $S$  – энтропия [Дж/кг·К];  $R$  – газовая постоянная компонента [Дж/кг·К];  $T$  – статическая температура [К];  $a_1 \dots a_7$  – коэффициенты полинома.

Свойства озона, отсутствующие в библиотеке ANSYS CFX, были взяты из открытой онлайн-базы данных веществ Национального института стандартов и технологии (США) [9; 10], где они были представлены коэффициентами  $A \dots G$  уравнения состояния Шомейта (Shomate equation):

$$C_p M = A + Bt + Ct^2 + Dt^3 + E/t^2, \quad (4)$$

$$\frac{H}{1000} M = At + B \frac{t^2}{2} + C \frac{t^3}{3} + D \frac{t^4}{4} - \frac{E}{t} + F, \quad (5)$$

$$S M = A \ln(t) + Bt + C \frac{t^2}{2} + D \frac{t^3}{3} - \frac{E}{2t^2} + G, \quad (6)$$

где  $M = 47,9982 \cdot 10^{-3}$  кг/моль – молярная масса озона;  $t = T / 1000$  – безразмерная температура в тысячах кельвинов.

Как видно из (1)...(6), преобразование коэффициентов уравнений Шомейта в NASA-формат с целью их последующего задания в ANSYS CFX невозможно выполнить в явном виде. Поэтому они были вычислены следующим способом: 5 коэффициентов NASA-полинома  $C_p$  ( $a_1...a_5$ ) были получены решением системы пяти уравнений, замкнутых на основании данных о параметрах озона, полученных по уравнениям Шомейта (табл. 1, 2). Коэффициенты  $a_6$  и  $a_7$  были получены решением (2) и (3) соответственно. Проведённая верификация показала, что полученные таким образом NASA-полиномы дают значения свойств озона, отличающиеся от исходных данных (уравнений Шомейта) не более, чем на 0,2% во всём диапазоне значений (рис. 2).

Таблица 1. Исходные коэффициенты уравнения Шомейта для свойств озона

| Диапазон температур |               | A        | B        | C         | D        | E         | F        | G        |
|---------------------|---------------|----------|----------|-----------|----------|-----------|----------|----------|
| $T_{\min}, K$       | $T_{\max}, K$ |          |          |           |          |           |          |          |
| 300                 | 1200          | 21,66157 | 79,86001 | -66,02603 | 19,58363 | -0,079251 | 132,9407 | 243,6406 |
| 1200                | 6000          | 57,81409 | 0,730941 | -0,039253 | 0,00261  | -3,560367 | 115,7717 | 294,5607 |

Таблица 2. Вычисленные коэффициенты NASA-полиномов  $a_1...a_7$  для свойств озона

| Диапазон температур |               | $a_1, -$ | $a_2, K^{-1}$ | $a_3, K^{-2}$             | $a_4, K^{-3}$            | $a_5, K^{-4}$             | $a_6, K$  | $a_7, -$ |
|---------------------|---------------|----------|---------------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|-----------|----------|
| $T_{\min}, K$       | $T_{\max}, K$ |          |               |                           |                          |                           |           |          |
| 300                 | 1200          | 372,969  | 1,999565      | $-1,949401 \cdot 10^{-3}$ | $8,498051 \cdot 10^{-7}$ | $-1,26766 \cdot 10^{-10}$ | -167190,2 | -2612,66 |
| 1200                | 6000          | 1021,46  | 0,186437      | $-6,350789 \cdot 10^{-5}$ | $1,025164 \cdot 10^{-8}$ | $-6,11160 \cdot 10^{-13}$ | -1305734  | 672041,1 |

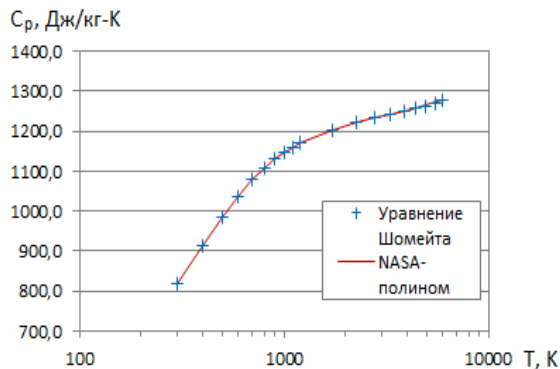


Рис. 2. Визуализация качества аппроксимации точек, заданных по уравнению Шомейта, вычисленными NASA-полиномами на примере удельной теплоёмкости

**Задание начальных условий** для нестационарного расчёта необходимо проводить более тщательно: в отличие от стационарного расчёта, где начальными условиями могут являться произвольные значения параметров в расчётной зоне, при нестационарном расчёте в качестве начальных условий задаются, как правило, результаты предварительного стационарного расчёта. При этом важно, чтобы набор компонентов реагирующей смеси предварительного стационарного расчёта соответствовал набору компонентов продолжающегося на основе его начальных условий нестационарного моделирования.

Для формирования начальных условий допустимо стационарное моделирование горения с использованием модели горения *Eddy Dissipation Model* (EDM), не учитывающей скорость химического превращения компонентов в явном виде [11]. Расчёты с этой моделью хорошо сходятся и дают приемлемую точность для задания начального поля распределения параметров. Тем не менее, модель EDM, как правило [6], завышает температуру потока (рис. 3).

Следует отметить, что вывод о хорошей сходимости модели EDM следует понимать только в сравнении с другими менее стабильными моделями, которые описаны ниже.

Так, например, полная модель EDM, учитывающая скорости реакций, вычисленных как по реагентам, так и по продуктам реакции (параметр  $B = 0,5$ , что является значением по умолчанию для ANSYS Fluent [13]), позволяет свести расчёт только при моделировании системы уравнений горения, состоящей не более чем из двух реакций. При большем количестве (в данном исследовании использовались системы, содержащие до 26 реакций) стабильного решения можно добиться, только отключив в модели EDM учёт скоростей, вычисленных по продуктам реакции (параметр  $B = -1$ , что является значением по умолчанию для ANSYS CFX [11]). Это, естественно, отрицательно сказывается на точности.

**Выбор модели горения и системы химических уравнений** является, как и в случае стационарного расчёта [6], довольно сложной задачей. Оценка применимости для моделирования нестационарных процессов в РДМТ разных моделей горения в сочетании с разными наборами реакций была основной задачей данного исследования. Для её решения были рассмотрены модель горения *Finite Rate Chemistry* (FRC) [11], которая отличается от модели EDM тем, что учитывает скорость протекания химических реакций, вычисленную по уравнению Аррениуса, и модель микроплазменного горения (модель горения во фронте пламени) *Flamelet* [11]. Модель горения EDM была сразу исключена из рассмотрения, поскольку её применение обосновано только для процессов горения, в которых скорость химических реакций сильно превалирует над скоростью их смешения (число Дамкёлера  $Da \gg 1$ ), чего нельзя гарантировать при горении в быстро движущемся потоке в камере РДМТ.

При моделировании нестационарных процессов, как и в случае стационарных процессов [6], горение может быть описано как одной брутто-реакцией, так и набором (системой) химических реакций разной степени подробности. Меньшее количество реакций позволяет получить более быстрое и стабильное решение ценой игнорирования промежуточных химических процессов; при этом обычно температура горения завышается, так как не учитываются потери от недожога промежуточных компонентов. Для моделирования переходных процессов горения, в том числе зажигания, необходимо рассматривать максимально разветвлённую схему реакций с наиболее подробным компонентным описанием, поскольку процесс воспламенения во многом определяется взаимодействием нестабильных быстроразлагающихся компонентов, присутствующих в реагирующей смеси в малых концентрациях. В работе были рассмотрены следующие сочетания «модель горения» – «набор реакций»:

- модель FRC с системой реакций [6], составленной из 24 уравнений, взятых из [12], с участием 8 компонентов;
- модель FRC с системой реакций [7], включающая 26 уравнений с участием 9 компонентов (с добавлением озона  $O_3$ );
- *Flamelet*-модель, использующая для описания схемы горения с участием 8 компонентов *Flamelet*-библиотеку.

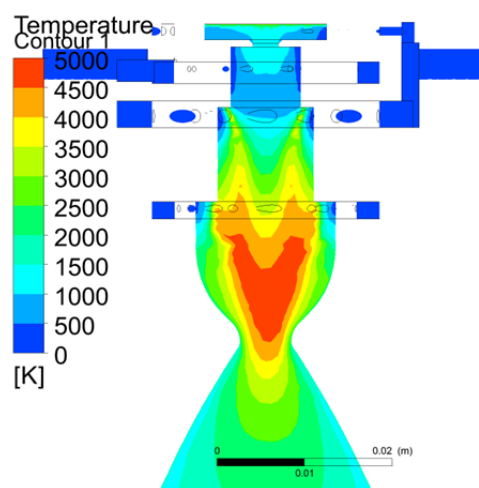


Рис. 3. Распределение статической температуры при использовании модели горения EDM с набором из 24 реакций [12]

Первые две системы представляют собой традиционное представление химических взаимодействий в виде химических уравнений, а третья представляет собой заданную в табличном виде информацию о концентрации продуктов сгорания при различных соотношениях топлива и окислителя во фронте пламени. *Flamelet*-библиотека формируется до начала расчёта с помощью генератора библиотек горения CFX-RIF [11] (рис. 4)

В данной работе был использован встроенный (*Built In*) алгоритм создания библиотеки на основе модели горения в воздухе водородного топлива (*Fuel Module* – *H2*) без учёта образования  $\text{NO}_x$  (*Kinetic Scheme* – *without NOx*). Замена воздуха на чистый кислород была выполнена изменением компонентного состава окислителя.

Попытки использования модели FRC не позволили получить решение ни с одной из исследуемых схем реакций. Расчёт с системой реакций [6] не удалось свести к сходимости, а расчёт с системой [7] сходился, но моделируемое горение не было самоподдерживающимся: пламя быстро затухало в течение нескольких первых временных шагов (рис. 5).

Следует отметить, что, скорее всего, причиной были ошибки именно в схемах реакций, а не в самой модели горения FRC. Так, например, значения предэкспоненциальных множителей, главным образом определяющих скорости отдельных реакций, приведённые в справочнике [12] из разных источников, нередко отличались на несколько порядков. Скорее всего, использованные в расчёте осреднённые значения не позволили получить сбалансированную систему реакций. Что касается схемы реакций [7], то её параметры скоростей химических реакций были получены при горении синтез-газа в воздухе при невысоких давлениях и, возможно, не применимы при горении чистого водорода в чистом кислороде в условиях высоких давлений РДМТ. В рамках данного исследования не ставилась задача формирования пригодной для РДМТ схемы реакций и поэтому уточнения коэффициентов скоростей не проводилось. Таким образом, модель горения FRC, по-видимому, может быть применена в предлагаемой методике расчёта нестационарных процессов горения, но только в сочетании с уточнённой схемой горения.

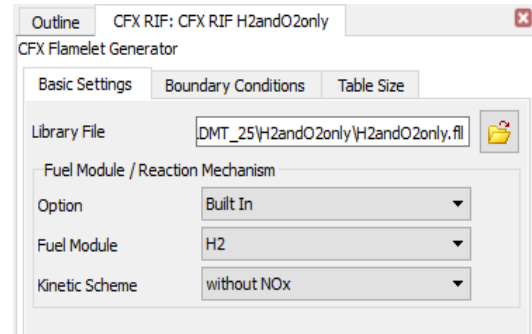


Рис. 4. Создание *Flamelet*-библиотеки с помощью инструмента CFX-RIF *Flamelet Generator*

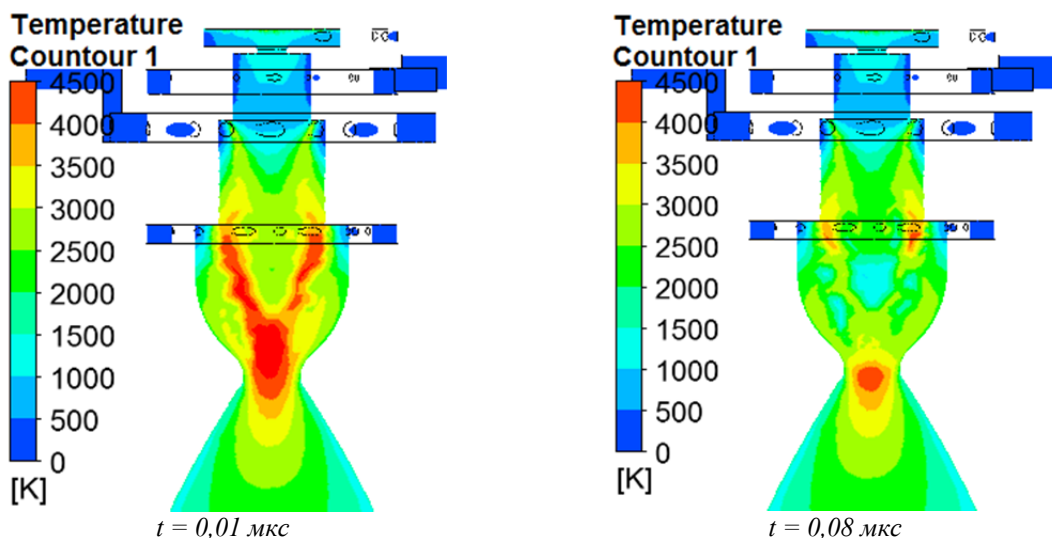


Рис. 5. Распределение статической температуры вдоль камеры РДМТ с использованием набора реакций для двух моментов времени: 0,01 и 0,08 мкс

Расчёт с использованием *Flamelet*-модели стабильно сходится и даёт адекватную картину (рис. 6): при нестационарном моделировании процесса установившегося горения фронт пламени немного колеблется относительно своего «среднего» положения, определённого при стационарном моделировании, а параметры потока (скорости, концентрации компонентов) практически не отличаются от значений, полученных при стационарном моделировании, за исключением серьёзного снижения температуры до значений, лишь немного превышающих максимальную температуру горения водорода в чистом кислороде (3100-3200 K).

Сравнение результатов стационарного (рис. 3) и нестационарного (рис. 6) моделирования показывает, что горение с *Flamelet*-моделью происходит на границах смешения горючего и окислителя не так быстро, что связано с конечной скоростью химических реакций, не учитываемой ранее в модели EDM.

Об этом свидетельствует и наличие некоторого количества непрореагировавших исходных компонентов топлива и промежуточных продуктов горения в критическом сечении.

Таким образом, *Flamelet*-модель горения, позволяющая получить стабильное и адекватное решение, может быть рекомендована для использования в качестве базовой модели при расчёте нестационарных процессов горения в РДМТ.

**Анализ результатов нестационарного моделирования** существенно отличается от стационарного в части хранения и визуализации множества картин моделируемого процесса. Поскольку по умолчанию на каждом шаге по времени сохраняются параметры потока для всей расчётной зоны, то для хранения результатов обычно требуется большой объём дискового пространства. Для его уменьшения можно настроить (на вкладке *Output Control* в блоке *Trn Results*) сохранение не всех, а только нужных для анализа параметров, а также сохранять их не на каждом временном шаге, а через заданный интервал (обычно 3...5 шагов). В остальном визуализация результатов нестационарных расчётов в CFD-Post осуществляется аналогично стационарному расчёту за исключением того, что все картины параметров оцениваются отдельно для каждого временного шага, выбираемого с помощью инструмента *Timestep Selector*. Также с помощью инструмента *Animations* путём ритмичного отображения картин для разных временных шагов может быть создана анимация изменения параметров (рис. 7).

На рис. 7 видно, что в поперечном сечении камеры, сделанном на сужающемся докритическом участке, существует периодически вращающаяся окружающая неравномерность пламени, напоминающая прецессирующее вихревое ядро потока. Рис. 7 приведён как иллюстрация того, что использование нестационарного моделирования даёт гораздо больше возможностей для исследования внутрикамерных рабочих процессов. Например, на основании полученных результатов может быть вычислена частота и амплитуда прецессии вихря. Применение описанной методики должно сопровождаться её валидацией в условиях конкретного применения, как, например, в [14].

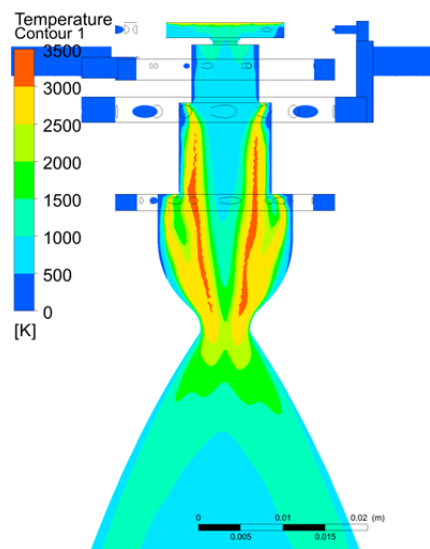


Рис. 6. Распределение статической температуры вдоль камеры РДМТ с использованием *Flamelet*-модели горения

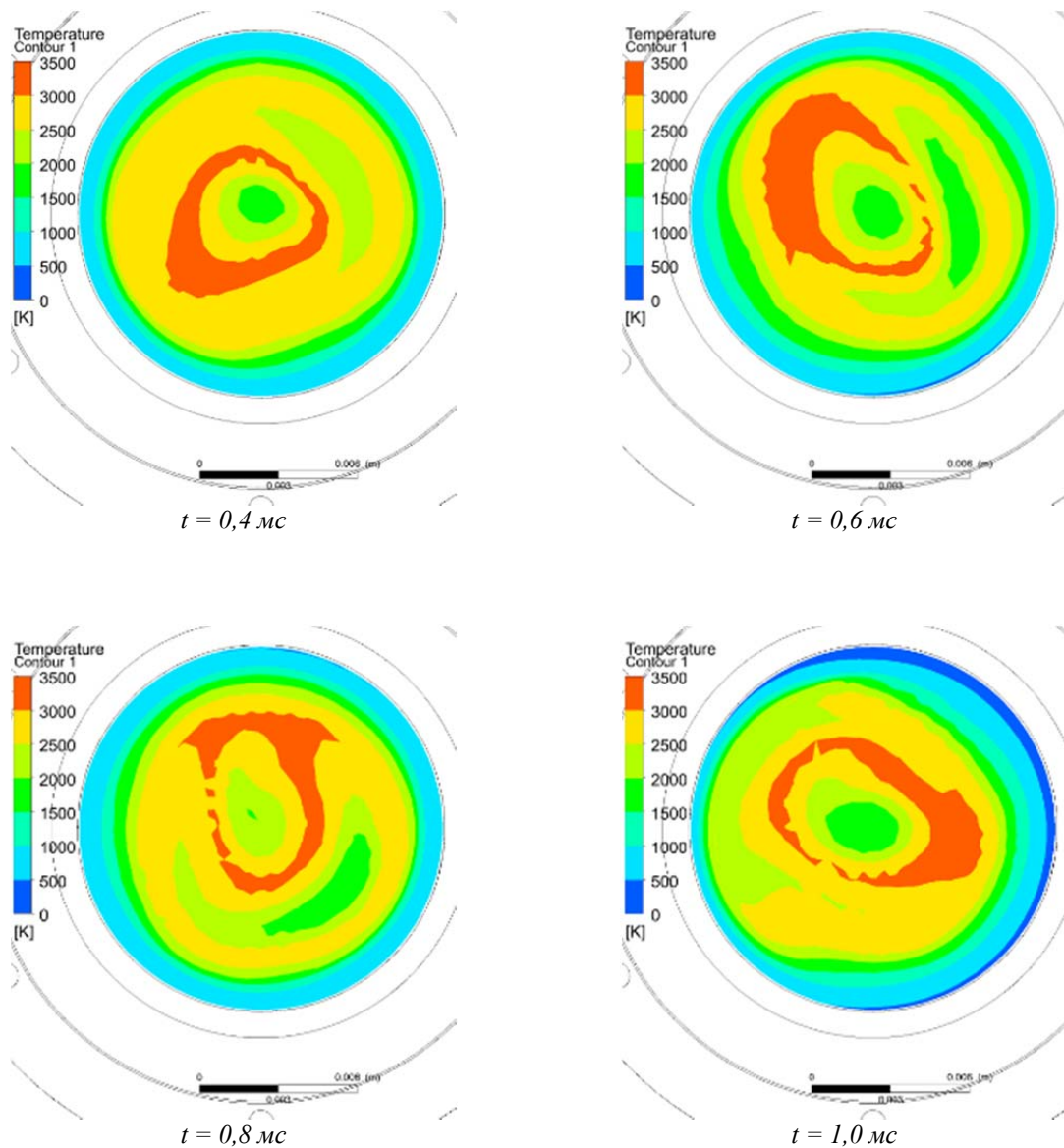


Рис. 7. Распределение статической температуры в цилиндрическом сечении РДМТ с шагом 0,2 мс

### Заключение

Создана методика нестационарного моделирования процессов горения в ракетном двигателе малой тяги на газообразном топливе кислород и водород. Исследованы несколько моделей горения и механизмов химической кинетики горения кислорода и водорода. Установлено, что из рассмотренных механизмов моделирования горения только *Flamelet*-модель позволяет стабильно получать адекватные результаты. Использование модели горения FRC затруднено большим разбросом исходных данных о константах скоростей известных наборов элементарных химических реакций. Модель горения EDM, несмотря на завышение температуры горения, может использоваться для получения начальных условий. Признанная качественно-адекватной модель горения на основе *Flamelet*-библиотек может быть использована в дальнейшем для исследования неустойчивостей процессов горения, а также переходных процессов, включая зажигание.

Отдельным результатом исследования является методика преобразования данных о свойствах газов из формы коэффициентов уравнения Шомейта в коэффициенты NASA-полиномов.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках базовой части государственного задания и Совета по грантам Президента РФ в рамках стипендиального обеспечения СП-3790.2015.1.

### **Библиографический список**

1. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования: учеб. для вузов. М.: Московский государственный технический университет, 2005. 488 с.
2. Чванов В.К., Кашкаров А.М., Ромасенко Е.Н., Толстиков Л.А. Турбонасосные агрегаты ЖРД НПО «Энергомаш» // Конверсия в машиностроении. 2006. № 1. С. 15-21.
3. Kozlov V.E., Chechet I.V., Matveev S.G., Titova N.S., Starik A.M. Modeling study of combustion and pollutant formation in HCCI engine operating on hydrogen rich fuel blends // International Journal of Hydrogen Energy. 2015. V. 41, Iss. 5. P. 3689-3700. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2015.12.078
4. Biryuk V., Kayukov S., Zvyagintsev V., Lysenko U. Ways of speed increase for internal combustion engine fuel injectors // Research Journal of Applied Sciences. 2014. V. 9, Iss. 11. P. 721-724. DOI: 10.3923/rjasci.2014.721.724
5. Егорычев В.С., Шаблий Л.С., Зубанов В.М. Моделирование внутрикамерного рабочего процесса РДМТ на газообразных кислороде и водороде в ANSYS CFX: учеб. пособие. Самара: Самарский университет, 2016. 136 с.
6. Zubanov V., Egorychev V., Shabliy L. Design of Rocket Engine for Spacecraft Using CFD-Modeling // Procedia Engineering. 2015. V. 104. P. 29-35. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.04.093
7. Gerasimov G.Ya., Shatalov O.P. Kinetic mechanism of combustion of hydrogen-oxygen mixtures // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2013. V. 86, Iss. 5. P. 987-995. DOI: 10.1007/s10891-013-0919-7
8. Matveev S.S., Zubrilin I.A., Orlov M.Y., Matveev S.G. Numerical investigation of the influence of flow parameters nonuniformity at the diffuser inlet on characteristics of the GTE annular combustion chamber // ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. 2015. V. 4A. DOI: 10.1115/gt2015-42676
9. NIST Chemistry WebBook. <http://webbook.nist.gov/chemistry/>
10. Chase M.W. NIST-JANAF Thermochemical Tables. New York: American Chemical Society and the American Institute of Physics for the National Institute of Standards and Technology, 1998. 1961 p.
11. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2011.
12. Гардинер У. Химия горения. М.: Мир, 1988. 351 с.
13. ANSYS FLUENT User's Guide, 2011.
14. Zubanov V.M., Shabliy L.S., Krivcov A.V. Rational technique for multistage centrifugal pump CFD-modeling // ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. 2015. V. 2B. DOI: 10.1115/gt2015-42070

# METHOD OF TRANSIENT SIMULATION OF COMBUSTION PROCESSES IN A LOW-THRUST ROCKET ENGINE OPERATING ON GASEOUS HYDROGEN AND OXYGEN

© 2016

- V. M. Zubanov** Assistant Lecturer of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [waskes91@gmail.com](mailto:waskes91@gmail.com)
- L. S. Shabliy** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [mlbp@yandex.ru](mailto:mlbp@yandex.ru)
- D. V. Stepanov** undergraduate student, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [crey93@rambler.ru](mailto:crey93@rambler.ru)

The article describes a method of simulating combustion processes in a low-thrust rocket engine. The engine operates on gaseous propellants: oxygen and hydrogen. Transient simulation was performed using ANSYS CFX software. Three well-known mechanisms of oxygen and hydrogen combustion reactions for the stationary mode are considered and described in detail. A method of converting data on gas properties specified by coefficients of state equations into the NASA format was developed as one of the results of research. It was found that the initial component composition can be obtained fast by stationary simulation using an EDM combustion model. The difficulties connected with the application of the FRC combustion model, associated with a large scatter of reference data are revealed and described. A way of generation of a Flamelet-library with an ANSYS CFX – integrated CFX-RIF generator is described. A method of simulation of transient combustion processes in a low-thrust rocket engine based on the Flamelet-library is proposed. Cyclical motion of the temperature field in the chamber resembling the precession of a vortex flow core was detected in the course of testing the method. The proposed method can be used to study this process and other transient processes in rocket engines.

*CFD-simulation; transient combustion processes; low-thrust rocket engine; vortex core precession.*

**Citation:** Zubanov V.M., Shabliy L.S., Stepanov D.V. Method of transient simulation of combustion processes in a low-thrust rocket engine operating on gaseous hydrogen and oxygen. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 64-74. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-64-74

## References

1. Dobrovol'skiy M.V. *Zhidkostnye raketnye dvigateli. Osnovy proektirovaniya: ucheb. dlya vuzov* [Liquid-propellant rocket engines. Fundamentals of design]. Moscow: Moscow State Technical University Publ., 2005. 488 p.
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 Building of Russia*. 2006. No. 1. P. 15-21. (In Russ.)
3. Kozlov V.E., Chechet I.V., Matveev S.G., Titova N.S., Starik A.M. Modeling study of combustion and pollutant formation in HCCI engine operating on hydrogen rich fuel blends. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2015. V. 41, Iss. 5. P. 3689-3700. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2015.12.078
4. Biryuk V., Kayukov S., Zvyagintsev V., Lysenko U. Ways of speed increase for internal combustion engine fuel injectors. *Research Journal of Applied Sciences*. 2014. V. 9, Iss. 11. P. 721-724. DOI: 10.3923/rjasci.2014.721.724
5. Egorychev V.S., Shabliy L.S., Zubanov V.M. *Modelirovanie vnutrikamernogo rabocheho processa RDMT na gazoobraznykh kislorode i vodorode v ANSYS CFX* [Modeling the intrachamber work process in a low-thrust rocket engine operating on gaseous oxygen and hydrogen in ANSYS CFX]. Samara: Samara National Research University Publ., 2016. 140 p.

6. Zubanov V., Egorychev V., Shabliy L. Design of Rocket Engine for Spacecraft Using CFD-Modeling. *Procedia Engineering*. 2015. V. 104. P. 29-35.  
DOI: 10.1016/j.proeng.2015.04.093
7. Gerasimov G.Ya., Shatalov O.P. Kinetic mechanism of combustion of hydrogen-oxygen mixtures. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2013. V. 86, Iss. 5. P. 987-995. DOI: 10.1007/s10891-013-0919-7
8. Matveev S.S., Zubrilin I.A., Orlov M.Y., Matveev S.G. Numerical investigation of the influence of flow parameters nonuniformity at the diffuser inlet on characteristics of the GTE annular combustion chamber. *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2015. V. 4A. P. 1-7. DOI: 10.1115/gt2015-42676
9. NIST Chemistry WebBook. Available at: <http://webbook.nist.gov/chemistry/>
10. Chase M.W. NIST-JANAF Thermochemical Tables. New York: American Chemical Society and the American Institute of Physics for the National Institute of Standards and Technology, 1998. 1961 p.
11. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2011.
12. Gardiner W.C. Combustion Chemistry. Springer-Verlag New York, 1984. 351 p.
13. ANSYS FLUENT User's Guide, 2011.
14. Zubanov V.M., Shabliy L.S., Krivcov A.V. Rational technique for multistage centrifugal pump CFD-modeling. *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2015. V. 2B. DOI: 10.1115/gt2015-42070

## АНАЛИЗ СХЕМ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ НЕБОЛЬШОЙ ТЯГИ С АВИАЦИОННЫМ ТУРБОНАСОСНЫМ АГРЕГАТОМ НА МЕТАНЕ

© 2016

- А. И. Иванов** начальник отдела ракетных двигателей и криогенной техники, ПАО «Кузнецов», г. Самара, [alex\\_slavross@mail.ru](mailto:alex_slavross@mail.ru)
- И. П. Косицын** ведущий инженер отдела ракетных двигателей и криогенной техники, кандидат технических наук, ПАО «Кузнецов», г. Самара
- В. А. Борисов** кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов», Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [valery.boris2013@yandex.ru](mailto:valery.boris2013@yandex.ru)

Первый в мире самолёт на криогенном водородном топливе Ту-155 разрабатывался в СССР в первой половине 1980-х годов на базе пассажирского лайнера Ту-154. Специалисты «АНТК им. А.Н. Туполева» модифицировали этот трёхдвигательный самолёт, установив на него вместо одного керосинового двигателя водородный. Этот турбореактивный двухконтурный двигатель (ТРДД) был разработан на предприятии НПО «Труд» в городе Куйбышеве в 1980...1988 гг. под руководством Генерального конструктора академика Н.Д. Кузнецова на базе серийного ТРДД НК-8-2У. Двигатель, работающий на топливе жидкий водород, получил индекс НК-88, а на жидком метане – НК-89. Криогенный самолёт Ту-155 выполнил 5 испытательных полётов на жидком водороде, включая два продолжительных международных перелёта, и 39 полётов на жидком метане. Для подачи криогенного топлива был создан уникальный водородный турбокомпрессорный агрегат (ТНА) большого ресурса. Перенастройка режима работы по частоте вращения ротора ТНА с  $n = 50\,000$  об/мин на величину  $n \approx 20\,000$  об/мин позволяла эксплуатировать агрегат на жидком метане. Для уменьшения затрат на разработку перспективных ракетных двигателей (РД) предлагается использовать этот ТНА в РД небольшой тяги, использующих в качестве горючего жидкий метан.

*Криогенный авиационный газотурбинный двигатель (ГТД); жидкостный ракетный двигатель (ЖРД); кислородно-метановое топливо; турбокомпрессорный агрегат; разгонный блок верхней ступени ракеты-носителя.*

Цитирование: Иванов А.И., Косицын И.П., Борисов В.А. Анализ схем жидкостного ракетного двигателя небольшой тяги с авиационным турбокомпрессорным агрегатом на метане // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 75-80. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-75-80

В работах [1; 2] рассматривалась возможность использования водородного ТНА авиационного назначения в кислородно-водородном ракетном двигателе для разгонных блоков ракет-носителей (РН).

Однако эксплуатацию такого РД сопровождают определённые сложности. Перспективным горючим представляется жидкий метан или сжиженный природный газ (СПГ), который хотя и уступает водороду в энергетическом отношении, но значительно дешевле и проще в использовании. Перспективность применения СПГ в РД показана в работе [3]. Кислородно-метановые РД интересуют и зарубежные ракетные фирмы [4].

В [1] рассмотрен ТНА для подачи жидкого водорода в камеру сгорания авиационного ГТД, разработанный в ОКБ академика Н.Д. Кузнецова в 1980...1988 гг. [5]. В составе ТРДД НК-88 этот ТНА прошёл длительные стендовые испытания и был отработан на большой ресурс. С использованием двигателя НК-88 были совершены первые в мире полёты самолёта Ту-155, использующего в качестве топлива жидкий водород [6].

В дальнейшем по эксплуатационным соображениям было решено перевести двигатель НК-88 с водорода на СПГ.

Путём коррекции режима работы ТНА (изменения частоты вращения ротора для получения необходимых в эксплуатации режимов) был отработан метановый ТНА, который успешно прошёл автономные стендовые испытания и лётные испытания на самолёте Ту-155 [6].

В работе рассматривается возможность применения авиационного ТНА, предназначенного для подачи метана, в РД небольшой тяги, которые могли бы использоваться в разгонных блоках РН.

Создание новых РД с максимальным использованием агрегатов и узлов ранее созданных и отработанных двигателей экономически оправдано. Например, известны предложения по разработке многокамерных кислородно-водородных РД с использованием рулевых камер и других агрегатов двигателя КВД1 [7].

Ниже рассмотрены возможные схемы кислородно-метанового РД с использованием ТНА, который был отработан для ТРДД НК-88.

Параметры этого ТНА при работе на жидком метане приведены в табл. 1 (данные приведены для плотности метана  $\rho = 424 \text{ кг/м}^3$  при температуре минус  $166^\circ\text{C}$ ).

Учитывая, что разработанный авиационный ТНА рассчитан на продолжительность работы, во много раз превышающую ресурс современных РД, имеется возможность форсировать его по частоте вращения ротора. Без каких-либо усиления конструкции ТНА допустимо увеличить обороты до  $n = 25\,000$  об/мин.

Таблица 1. Параметры ТНА для двух режимов по частоте вращения ротора

|                                               |         |         |
|-----------------------------------------------|---------|---------|
| Частота вращения ротора $n$ , об/мин          | 20 000  | 22 000  |
| Повышение давления в насосе $\Delta P$ , МПа  | 3,56    | 4,31    |
| Массовый расход $\dot{m}$ , кг/с              | 1,67    | 1,86    |
| Объёмный расход $\dot{V}$ , м <sup>3</sup> /с | 0,00395 | 0,00439 |

Для применения рассматриваемого ТНА в РД необходимо увеличить давление за метановым насосом так, чтобы получить в камере сгорания давление  $P_k^* = 3 \dots 4$  МПа. Тогда, учитывая, что двигатель работает в пустоте, можно получить достаточную степень расширения в сопле и высокий удельный импульс.

После пересчёта параметров метанового насоса получены следующие характеристики:

- частота вращения  $n = 24800$  об/мин;
- давление на выходе из насоса  $P_{\text{вых}} = 5,78$  МПа;
- объёмный расход  $\dot{V} = 0,00495$  м<sup>3</sup>/с;
- массовый расход  $\dot{m} = 2,1$  кг/с.

В [1; 2] предлагалось применить безгенераторную схему кислородно-водородного РД. В этом случае отпадала бы необходимость в создании жидкостного газогенератора (ГГ) и переделке турбины ТНА. Исследования, проведённые в КБХА [3], показывают, что и для случая применения метана может быть создан двигатель по безгенераторной схеме. Однако газовая постоянная  $R_{\text{CH}_4}$  газообразного метана примерно в 8 раз меньше, чем водорода. Для получения потребной тяги  $P \approx 30$  кН с приемлемым удельным импульсом потребуется существенно увеличить подогрев в охлаждающем тракте камеры, что выполнить затруднительно.

Поэтому далее для кислородно-метанового РД рассматриваются схемы только с ГГ.

На рис. 1 показана возможная схема РД без дожигания генераторного газа с отдельными ТНА. В этом случае обеспечивается оптимальная частота вращения ротора ТНА 1 жидкого метана и ТНА 2 жидкого кислорода. В то же время в ТНА 1 требуется переделка турбины, так как турбина имеющегося метанового ТНА надёжно отработана в диапазоне температур

$T_{ex.m} \leq 300 \text{ К}$ . При давлении метана за насосом  $P_{вых} = 5,78 \text{ МПа}$  в камере может быть получено давление  $P_k^* \geq 4 \text{ МПа}$ .

В [3] для кислородно-метанового РД считаются приемлемыми и реально достижимыми такие значения параметров:

$$\begin{aligned} \text{соотношение компонентов} \quad K_{\dot{m}} &= 3,5; \\ \text{удельный импульс} \quad I_{y\partial} &= 3580 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

При  $K_{\dot{m}} = 3,5$  расход топлива через двигатель составляет  $\dot{m} = 9,45 \text{ кг/с}$ , что позволяет получить необходимую тягу  $P = 30 \text{ кН}$  при удельном импульсе в диапазоне  $I_{y\partial} = 3500 \dots 3580 \text{ м/с}$ .

На рис. 2 представлена традиционная схема РД без дожигания с единым ТНА (однороторная схема). В таком варианте исполнения может быть получена меньшая масса двигателя по сравнению со схемой РД (рис. 1).

Однако большая разница в значениях плотности жидкого кислорода ( $\rho = 1140 \text{ кг/м}^3$ ) и метана ( $\rho = 424 \text{ кг/м}^3$ ) затрудняет создание насосов окислителя и горючего с оптимальными параметрами. Таким образом, выполнить поставленную цель и использовать уже отработанный метановый ТНА для ТРДД НК-88 невозможно.

Применение схем с дожиганием генераторного газа позволяет более полно использовать энергию топлива и повысить удельный импульс, хотя при низком давлении в камере этот эффект не столь значителен. Такие схемы с отдельными ТНА показаны на рис. 3, 4. Для кислородно-метанового РД обычно рекомендуется схема с восстановительным ГГ (рис. 3).

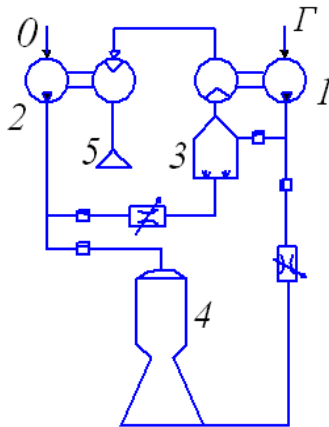


Рис. 1. Схема РД с отдельными ТНА:  
1 – ТНА горючего; 2 – ТНА окислителя;  
3 – восстановительный газогенератор; 4 – камера;  
5 – выхлоп отработанного газа

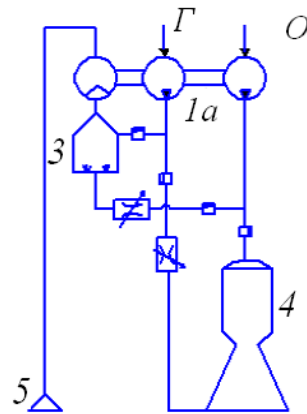


Рис. 2. Схема РД с единым ТНА:  
1а – однороторный ТНА с насосами О и Г;  
остальные обозначения соответствуют рис. 1

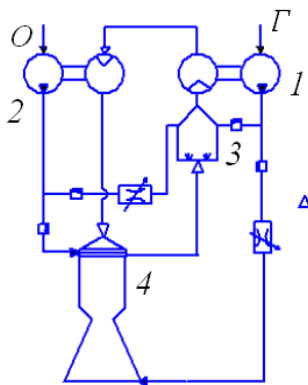


Рис. 3. Обозначения соответствуют рис. 1

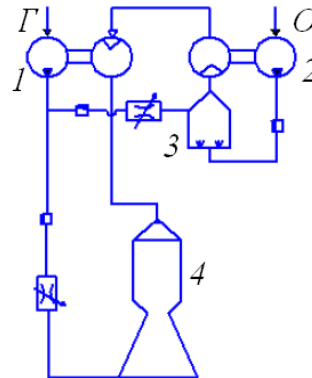


Рис. 4. Обозначения соответствуют рис. 1.

При малых расходах горючее вначале используют для охлаждения камеры сгорания, а только затем подают в газогенератор. Для этого необходимо высокое давление жидкого метана, которое при выбранной частоте вращения ротора  $n = 24800$  об/мин отработанный авиационный метановый ТНА не обеспечит.

Поэтому рассмотрена схема с окислительным ГГ (рис. 4). Метан используется только для охлаждения. Тогда в камере сгорания может быть получено давление  $P^*_к \approx 3,5$  МПа. Небольшие давления в агрегатах позволяют обеспечить работоспособность системы подачи топлива при относительно невысокой температуре в ГГ и способствуют повышению показателей надёжности двигателя. Необходимо отметить, что в этой схеме кислород и метан поступают в камеру сгорания в газообразном виде (метан газифицируется в охлаждающем тракте).

По результатам исследований КБХА [3] в такой камере наиболее эффективны соосно-струйные форсунки, которые обеспечивают устойчивый процесс горения и высокую полноту сгорания.

Таким образом, для создания кислородно-метанового РД на базе отработанного авиационного ТНА наиболее применимы схемы, представленные на рис. 1, 4.

На рис. 5 представлен общий вид натурального водородного ТРДД НК-88, который использовался при полётах самолёта Ту-155 [5], а на рис. 6, 7 – детали водородного ТНА, который предлагается использовать для создания кислородно-водородных или кислородно-метановых ЖРД небольшой тяги.

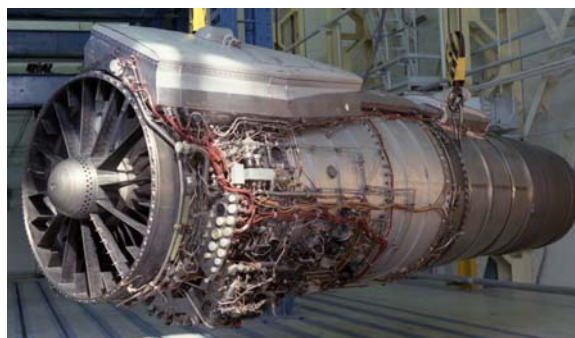


Рис. 5. Водородный ТРДД НК-88 для самолёта Ту-155



а



б

Рис. 6. Детали ТНА ТРДД НК-88: а – ротор основного насоса; б – ротор преднасоса



а



б

Рис. 7. Детали ТНА ТРДД НК-88: а – корпус основного насоса; б – рабочее колесо турбины

## Библиографический список

1. Иванов А.И., Борисов В.А. Возможность создания кислородно-водородного ЖРД с использованием водородного ТНА, разработанного для авиационного ГТД // Сборник трудов междунар. научно-технич. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Ч. 1. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2009. С. 67-68.
2. Иванов А.И., Борисов В.А. Кислородно-водородный ЖРД для разгонных блоков ракет-носителей лёгкого класса с использованием водородного ТНА, разработанного для авиационного ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 3 (34), ч. 2. С. 302-306.
3. Ефимочкин А.Ф., Шостак А.В., Хрисанфов С.П. О работах КБХА по освоению СПГ в качестве горючего для перспективных ЖРД // Научно-технический юбилейный сборник, посвящённый 70-летию КБХА (1941-2011 гг.). Т. 1. Воронеж: Кварта, 2011. С. 127-133.
4. Space X в следующем году начнёт тестировать метановый двигатель в Центре Стенниса. <http://astronews.ru/cgi-bin/mng.cgi?page=news&news=4856>
5. Орлов В.Н., Харламов В.В. Опыт работ по созданию двигателя для первого в мире криогенного самолёта // Материалы III научно-технической конференции «Применение криогенных топлив в перспективных летательных аппаратах». М.: Военно-воздушная инженерная академия им. профессора Н. Е. Жуковского, 1996. С. 40-44.
6. 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.
7. Пиунов В.Ю., Морозов В.И. Семейство многокамерных кислородно-водородных ЖРД для разгонных блоков ракет-носителей лёгкого класса и межорбитальных буксиров // Двигатель. 2011. № 6 (78). С. 28-31.

ANALYSIS OF LOW-THRUST LIQUID ROCKET ENGINES  
WITH A METHANE AIR PUMP UNIT

© 2016

- |                       |                                                                                                                                                                                                      |
|-----------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>A. I. Ivanov</b>   | Head of Department of Rocket Engines and Cryoengineering, «Kuznetsov» public company, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:alex_slavross@mail.ru">alex_slavross@mail.ru</a>                   |
| <b>I. P. Kositsin</b> | Candidate of Science (Engineering), Lead engineer of the Department of Rocket Engines and Cryoengineering, «Kuznetsov» public company, Samara, Russian Federation                                    |
| <b>V. A. Borisov</b>  | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:valery.boris2013@yandex.ru">valery.boris2013@yandex.ru</a> |

The first airplane working on cryogenic fuel was developed in the USSR in early 1980s on the basis of the passenger aircraft Tu-154. It was then modified using a hydrogen engine installed instead of one of the three kerosene engines. That bypass turbo-jet engine was developed in Russia (Samara) under the guidance of General Designer academician N.D. Kuznetsov. The engine working on liquid hydrogen was designated NK-88 and the one working on liquid methane – NK-89. A unique hydrogen turbopump unit was created for the supply of cryogenic fuel. The unit can also be used for liquid methane due to the possibility of readjusting the rotor frequency. To minimize the financial expenditures it is proposed to use the turbo-pump in low-thrust rocket engines that use liquid methane as fuel.

*Cryogenic aircraft gas-turbine engine; liquid rocket engine; oxygen-methane propellant; turbo-pump unit; upper stage launcher.*

---

*Citation:* Ivanov A.I., Kositsin I.P., Borisov V.A. Analysis of low-thrust liquid rocket engines with a methane air pump unit. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 75-80.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-75-80

## References

1. Ivanov A.I., Borisov V.A. Vozmozhnost' sozdaniya kislorodno-vodorodnogo ZhRD s ispol'zovaniem vodorodnogo TNA, razrabotannogo dlya aviatsionnogo GTD. *Sbornik trudov mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya»*. Part 1. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2009. P. 67-68. (In Russ.)
2. Ivanov A.I., Borisov V.A. Oxygen-hydrogen liquid rocket engine using turbo-pump developed for aviation hydrogen liquid two-spool turbo-jet. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2012. No. 3 (34), part 2. P. 302-306. (In Russ.)
3. Efimochkin A.F., Shostak A.V., Khrisanfov S.P. O rabotakh KBKhA po osvoeniyu SPG v kachestve goryuchego dlya perspektivnykh ZhRD. *Nauchno-tekhnicheskii yubileynyy sbornik, posvyashchennyy 70-letiyu KBKhA (1941-2011 gg.)*. V. 1. Voronezh: Kvarta Publ., 2011. P. 127-133. (In Russ.)
4. Space X starts testing a methane engine at Stennis Center next year. Available at: <http://astronews.ru/cgi-bin/mng.cgi?page=news&news=4856>
5. Orlov V.N., Kharlamov V.V. Opyt rabot po sozdaniyu dvigatelya dlya pervogo v mire kriogenного самолета. *Materialy III nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Primenenie kriogennykh topliv v perspektivnykh letatel'nykh apparatakh»*. Moscow: Voenno-vozdushnaya Inzhenernaya Akademiya im. professora N.E. Zhukovskogo Publ., 1996. P. 40-44. (In Russ.)
6. 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.
7. Piunov V.Yu., Morozov V.I. A family of multi-chamber oxygen-hydrogen rocket engines for upper stages of the block of rockets-carriers of light class and interorbital tugs. *Engine*. 2011. No. 6 (78). P. 28-31. (In Russ.)

## МЕТОДИКА РАСЧЁТА ТОЛЩИНЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ЖИДКОСТНОГО РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ, ВЫПОЛНЕННОГО С ПРИМЕНЕНИЕМ ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И МАТЕРИАЛОВ

© 2016

**А. В. Кривоногов** адъюнкт (аспирант), филиал Военной академии имени Петра Великого, г. Серпухов Московской области, [andreikrivanogov@mail.ru](mailto:andreikrivanogov@mail.ru)

Одним из перспективных направлений по повышению энергомассовых характеристик жидкостных реактивных двигателей является применение при производстве деталей и сборочных единиц инновационных технологий. В статье предлагается концепция создания камеры сгорания жидкостного реактивного двигателя с применением современных технологий и материалов. Предлагается выполнить по аддитивной технологии смесительную головку, а цилиндрическую часть камеры сгорания заодно с соплом выполнить из углерод-углерод композиционного материала. Приведена схема конструкции инновационной камеры сгорания и указаны её основные преимущества. Для конкретных исходных данных приведены результаты расчёта геометрических параметров, рассчитанных по существующим методикам. Представлены основные зависимости и результаты расчёта удельного теплового потока по длине камеры сгорания и сопла. Приведены существующие способы защиты огневой стенки камеры сгорания от тепловых нагрузок. Результаты анализа существующих методик по расчёту на прочность камер сгорания свидетельствуют о невозможности их применения для инновационной камеры сгорания. Предложенная методика решает задачу определения толщины стенки инновационной камеры сгорания с учётом действия внутреннего давления и высоких температур. Она включает в себя как решение задачи нестационарной теплопроводности методом конечных разностей, так и расчёт на прочность по безмоментной теории оболочек.

*Инновационные технологии; камера сгорания; жидкостные реактивные двигатели; тепловая защита; нестационарная теплопроводность; расчёт на прочность.*

Цитирование: Кривоногов А.В. Методика расчёта толщины камеры сгорания жидкостного реактивного двигателя, выполненного с применением инновационных технологий и материалов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 81-90.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-81-90

Одним из перспективных направлений по повышению энергомассовых характеристик жидкостных реактивных двигателей (ЖРД) является применение при производстве деталей и сборочных единиц (ДСЕ) инновационных технологий.

Согласно докладу Сколковского института науки и технологий (Skoltech), к инновационным технологиям, применяемым в ракетно-космической технике, можно отнести [1]:

- аддитивные технологии (AF – Additive Manufacturing), т. е. метод послойного селективного лазерного (или электронно-лучевого) плавления гранул металлических сплавов;

- композиционные материалы (КМ) на основе углерод-углеродных (углерод-керамических) композиционных нитей.

Современные традиционные технологии изготовления ЖРД основаны на создании деталей путём удаления избыточного материала с последующим соединением их сваркой, пайкой и т. п. в единое целое.

Предлагается концепция создания камеры сгорания (КС) ЖРД, в которой агрегаты и их ДСЕ выполнены по инновационным технологиям [2].

Предлагается металлическую камеру сгорания (КС) регенеративного охлаждения ЖРД заменить принципиально новой конструкцией, в которой:

- смесительная головка (СГ) изготавливается по аддитивной технологии из никель-хромового сплава или коррозионно-стойкой стали;
- цилиндр с соплом изготавливается из углерод-углеродного композиционного материала (УУКМ);
- соединение двух элементов осуществляется фланцевым болтовым соединением (уплотнитель – материал IZOLOCK C-200) за зоной смесительной головки, где отсутствует тепловое воздействие горячих газов (рис. 1).

На рис. 1 представлена схема КС ЖРД, выполненной по инновационным технологиям [2].

Цилиндр с соплом КС создаётся выкладкой углеродно-волокнутого материала на металлическую формообразующую оправку с заданным профилем, предварительно пропитанную фенолформальдегидным связующим [2].

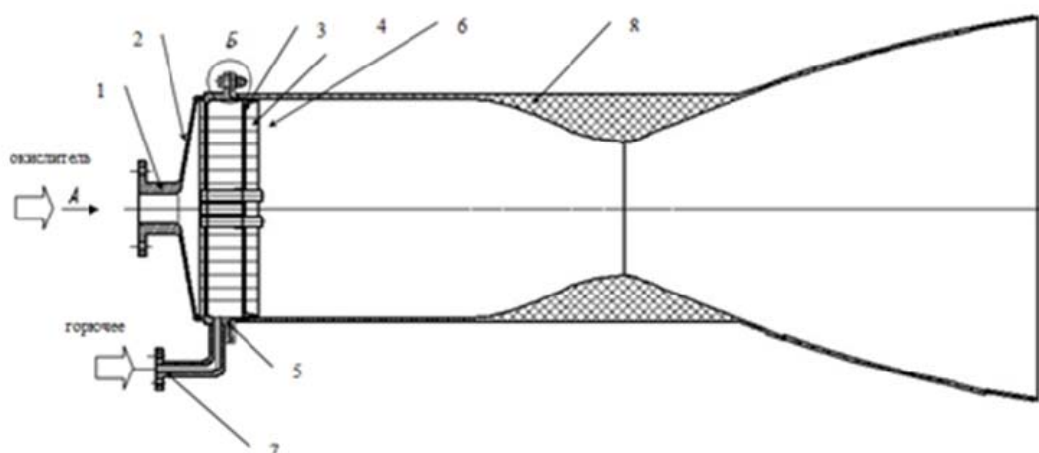


Рис. 1. Схема КС ЖРД, выполненной по инновационным технологиям:  
1 – фланец подвода окислителя; 2 – смесительная головка; 3 – огневое днище смесительной головки; 4 – центробежная форсунка горючего; 5 – корпус; 6 – центробежная форсунка окислителя; 7 – фланец; 8 – цилиндр с соплом из КМ

Преимущества данной конструктивной схемы КС ЖРД следующие [2]:

1. Исключение регенеративного охлаждения (потерь давления по линии горючего) позволяет при сохранении температуры генераторного газа увеличить давление в камере сгорания до  $270 \text{ кгс/см}^2$ .

2. Снижение массы КС за счёт использования КМ в конструкции.

В настоящее время для высокотемпературных условий работы в ЖРД разработаны и опробованы КМ нового поколения, например, российский «Граулис» (изготовитель ФГУП УНИИКМ, г. Пермь) или французский «Нахесо» (фирма-производитель Snecma Propulsion Solid), которые применяются для изготовления крупногабаритных тонкостенных камер ракетных двигателей твёрдого топлива и имеют плотность  $1,4 \text{ г/см}^3$  [2].

Для определения основных геометрических параметров инновационной камеры сгорания, были взяты в качестве исходных данных параметры, представленные в табл. 1. С использованием методики расчёта проектируемой камеры сгорания [3] и методики расчёта и построения укороченного профилированного сопла с угловым входом [4] получены результаты, представленные в табл. 2 и на рис. 2.

Следующим этапом исследования был расчёт удельного теплового потока в КС ЖРД. После проведения анализа методик по определению конвективного и лучистых

тепловых потоков в КС ЖРД было установлено, что методики В.М. Ивлиева и Л.Ф. Фролова, представленные в [5], максимально учитывают особенности процессов, происходящих в КС ЖРД. Данные методики учитывают влияние диссоциации и рекомбинации в пограничном слое, особенности излучения газов при температурах и давлениях, характерных для продуктов сгорания ЖРД, имеют простые расчётные соотношения.

Таблица 1. Исходные данные для расчёта

| Параметр                                          | Значение |
|---------------------------------------------------|----------|
| Тяга в пустоте, кН                                | 240      |
| Удельный импульс в пустоте, м/с                   | 3255     |
| Соотношение массового расхода компонентов топлива | 2,6      |
| Секундный расход, кг/с                            | 73,66    |
| Температура в камере сгорания, К                  | 3400     |
| Давление в камере сгорания, МПа                   | 15,45    |
| Давление на срезе сопла, МПа                      | 0,014    |

Таблица 2. Исходные данные для расчёта

| Параметр                                     | Значение |
|----------------------------------------------|----------|
| Диаметр критического сечения ( $D_{кр}$ ), м | 0,098    |
| Диаметр камеры сгорания ( $D_{КС}$ ), м      | 0,196    |
| Диаметр среза сопла ( $D_a$ ), м             | 1,06     |
| Длина форсуночной головки ( $L_f$ ), м       | 0,101    |
| Длина цилиндрической части КС ( $L_{ц}$ ), м | 0,04875  |
| Длина сверхзвуковой части ( $L_{ВХ}$ ), м    | 0,195    |
| Длина сопла ( $L_c$ ), м                     | 2,004    |

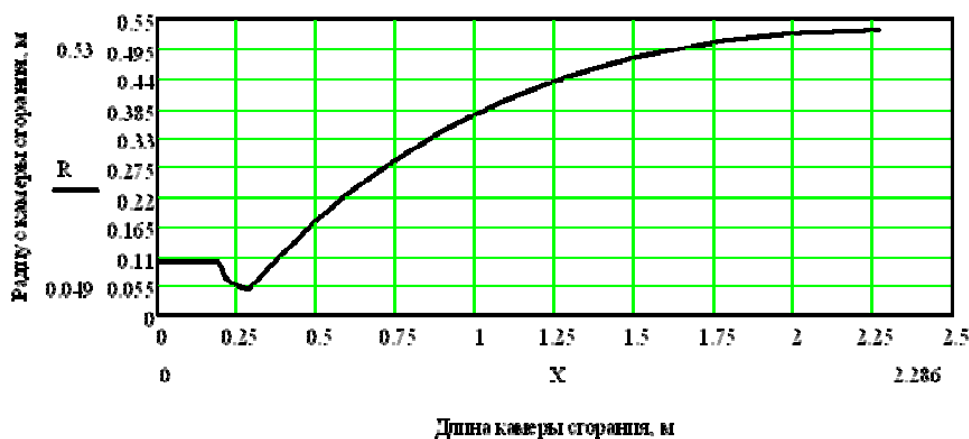


Рис. 2. Геометрические параметры КС ЖРД, выполненной по инновационным технологиям

Для проведения расчёта в качестве исходных данных были выбраны параметры, представленные в табл. 1, 2. Параметры потока продуктов сгорания определялись с помощью программного продукта TERRA 5.3 для топлива, состоящего из окислителя – азотного тетроксид (АТ) и горючего – несимметричного диметилгидразина (НДМГ).

Для определения удельного конвективного теплового потока использовалась расчётная зависимость [5]:

$$q_k = a \frac{\alpha_T \varphi_1 P_k (J_{oz} - J_{cm})}{\bar{D}^2 (R_{oz} T_{oz})^{0,5} (1 + \bar{T}_{cm})^{0,82} (3 + \bar{T}_{cm})^{0,18}}, \quad (1)$$

где  $\alpha_T$  – безразмерный коэффициент теплоотдачи;  $P_k$  – давление в камере сгорания;  $J_{oz}$  – энтальпия торможения недиссоциированных продуктов сгорания в пристеночном слое;  $J_{cm}$  – энтальпия на стенке камеры сгорания;  $\bar{D}$  – относительный текущий диаметр;  $R_{oz}$  – газовая постоянная недиссоциированных продуктов сгорания;  $T_{oz}$  – температура торможения недиссоциированных продуктов сгорания в пристеночном слое на границе с пограничным слоем;  $\bar{T}_{cm}$  – относительная температура стенки камеры сгорания.

Параметр  $a$  в выражении (1) определяется как [5]:

$$a = 2^{1,18} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{(k-1)}} \sqrt{\frac{2k}{(k+1)}},$$

где  $k$  – показатель процесса расширения продуктов сгорания.

Значение функции  $\varphi_1$  в выражении (1) определяется как [5]:

$$\varphi_1 = \frac{(1-\beta)}{\left\{ \left[ 1 - \frac{\beta^2}{2(1+\bar{T}_{cm})} \right]^{0,82} \left[ 1 - \frac{9 \cdot \beta^2}{4(3+\bar{T}_{cm})} \right]^{0,18} \right\}},$$

где  $\beta$  – относительная скорость истечения.

Удельный лучистый тепловой поток определялся по формуле [5]:

$$q_l = \varepsilon_{ст.эф} C_0 \left[ \varepsilon_2 \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 - A_2 \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right],$$

где  $\varepsilon_{ст.эф}$  – эффективная степень черноты стенки;  $C_0$  – коэффициент излучения абсолютно чёрного тела;  $\varepsilon_2$  – степень черноты продуктов сгорания;  $T_{cm}$  – температура газовой стенки камеры сгорания;  $A_2$  – поглощательная способность газов при температуре, равной  $T_{cm}$ ;  $T_2$  – температура продуктов сгорания.

Общий удельный тепловой поток рассчитывался по формуле [5]:

$$q = q_k + q_l.$$

Полученные результаты представлены на рис. 3.

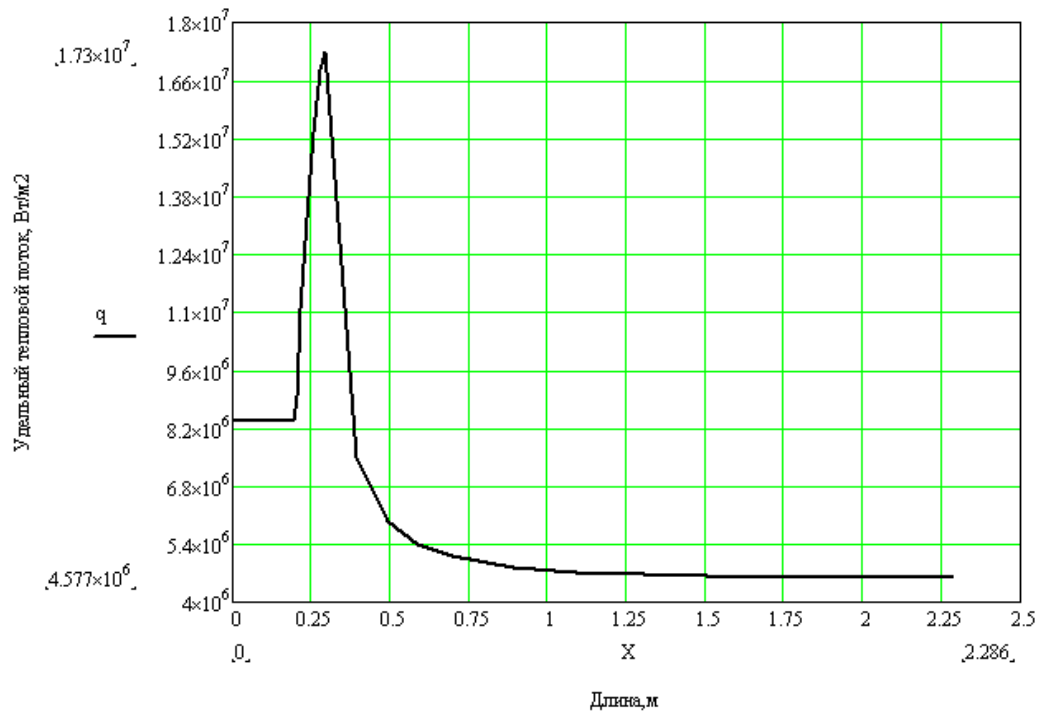


Рис. 3. Удельный тепловой поток в КС ЖРД

Из анализа результатов видно, что стенка камеры сгорания ЖРД подвергается большой тепловой нагрузке. Защита стенки КС ЖРД от опасного перегрева – одна из важных и сложных проблем ракетной техники [5].

Организация надёжной защиты стенок современных высоконапряжённых камер при небольших потерях удельного импульса – одна из трудных задач, возникающих при создании новых конструкций [5].

В настоящее время существуют различные способы защиты стенки КС ЖРД [6], представленные на рис. 4.

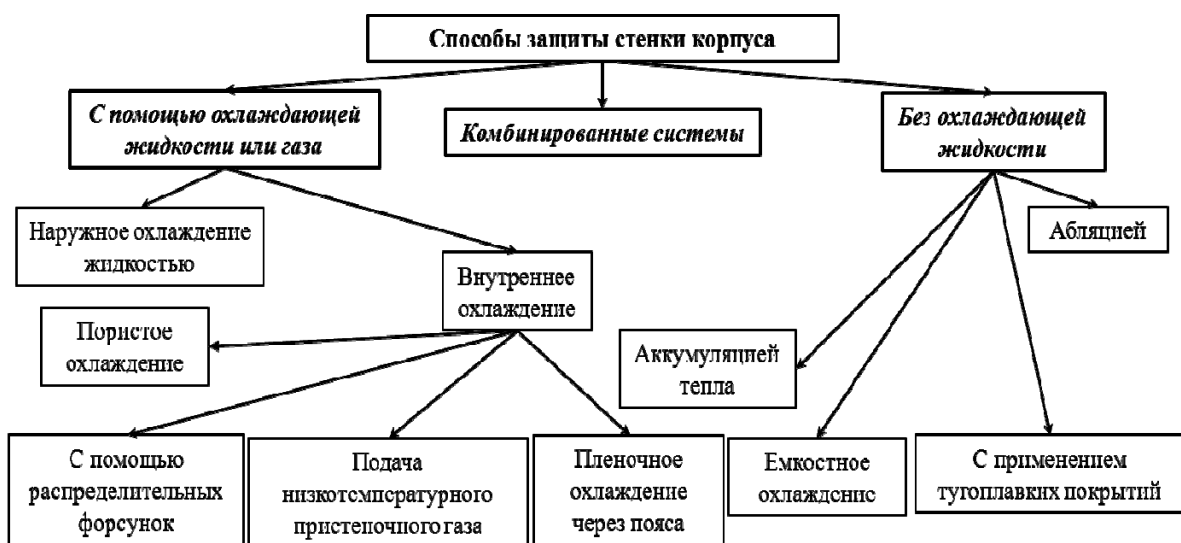


Рис. 4. Способы защиты стенки КС ЖРД

После анализа работ по обеспечению надёжной защиты стенок КС ЖРД установлено, что надёжную защиту стенки КС ЖРД от тепловых нагрузок обеспечивает наличие регенеративного охлаждения. КС ЖРД рассчитываются на прочность от действия внутреннего давления по безмоментной теории оболочек. Затем проводится дополнительный расчёт системы охлаждения ЖРД. Данная методика не подходит для КС, выполненной по инновационным технологиям, так как последняя конструктивно не предусматривает в себе регенеративного охлаждения.

Возникает необходимость в решении задачи определения толщины КС ЖРД с учётом действия внутреннего давления и высоких температур. Процесс теплообмена между продуктами сгорания и стенкой КС ЖРД осуществляется теплопроводностью при нестационарном режиме.

Существуют методики для решения задач нестационарной теплопроводности как аналитическими, так и численными методами, но они не учитывают действие высокого давления продуктов сгорания.

Для решения задачи определения толщины КС ЖРД с учётом действия внутреннего давления и высоких температур была разработана следующая методика.

Нестационарный перенос тепла теплопроводностью описывается уравнением Фурье–Кирхгофа, записанном в декартовой системе координат [7]:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q_w(x, y, z, t, T), \quad (2)$$

где  $T$  – температура;  $x, y, z$  – пространственные координаты;  $\rho$  – плотность рассматриваемого тела;  $\tilde{n}$  – удельная теплоёмкость;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $Q_w(x, y, z, t, T)$  – мощность внутренних источников тепловыделения.

При решении задачи были введены следующие допущения:

- процесс нестационарной теплопроводности одномерный;
- стенка КС рассматривается как бесконечная пластина;
- источники тепловыделения внутри стенки КС отсутствуют;
- свойства материала с изменением температуры не изменяются;
- температура в КС не превышает температуру абляции материала.

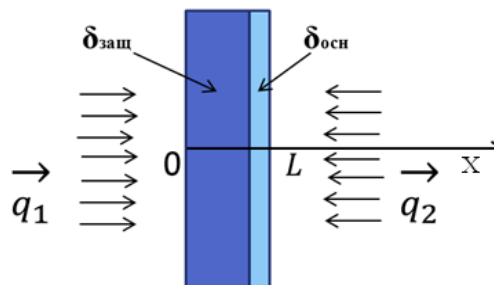


Рис. 5. Геометрия задачи

Задача решалась по граничным условиям второго рода (заданы тепловые потоки  $q_1$  и  $q_2$ , рис. 5). Математическая формулировка граничных условий имеет вид:

$$\begin{aligned} x = 0 : -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} &= q_1, t > 0; \\ x = L : -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} &= q_2, t > 0. \end{aligned} \quad (3)$$

В результате сделанных допущений запишем уравнение (2) в следующем виде:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right). \quad (4)$$

Уравнение (4) с соответствующими допущениями и граничными условиями решалось численно методом конечных разностей. При решении использовался неявный способ аппроксимации производных [7].

В результате аппроксимации частных производных соответствующими конечными разностями получена следующая система линейных алгебраических уравнений [7]:

$$\rho c \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\tau} = \lambda \left( \frac{T_{i+1}^{n+1} - 2T_i^{n+1} + T_{i-1}^{n+1}}{h^2} \right), i = 2, \dots, N-1, n \geq 0, \quad (5)$$

где  $i$  – номер узла стенки по толщине;  $N$  – количество равных промежутков, на которые разбита стенка КС по толщине;  $\tau$  – шаг интегрирования по временной координате;  $n$  – номер шага по времени;  $h$  – шаг интегрирования по толщине стенки.

Полученную систему (5) можно свести к наиболее общему виду:

$$A_i T_{i+1}^{n+1} - B_i T_i^{n+1} + C_i T_{i-1}^{n+1} = F_i, \quad (6)$$

где

$$A_i = C_i = \frac{\lambda}{h^2}; \quad B_i = \frac{2\lambda}{h^2} + \frac{\rho c}{\tau}; \quad F_i = -\frac{\rho c}{\tau} T_i^n.$$

Предполагается, что существуют такие наборы чисел  $\alpha_i$  и  $\beta_i$  ( $i = \overline{1, N-1}$ ), при которых

$$T_i^{n+1} = \alpha_i \cdot T_{i+1}^{n+1} + \beta_i, \quad (7)$$

то есть трёхточечное уравнение второго порядка (6) преобразуется в двухточечное уравнение первого порядка (7).

В выражении (7) прогоночные коэффициенты  $\alpha_i$  и  $\beta_i$  определяются по следующим зависимостям:

$$\alpha_i = \frac{A_i}{B_i - C_i \alpha_{i-1}}, \quad (8)$$

$$\beta_i = \frac{C_i \beta_{i-1} - F_i}{B_i - C_i \alpha_{i-1}}. \quad (9)$$

Для определения значений  $\alpha_i$  и  $\beta_i$  по зависимостям (8) и (9) необходимо определить значения  $\alpha_1$  и  $\beta_1$  из левого граничного условия (3):

$$\alpha_1 = \frac{2a\tau}{h^2 + 2a\tau};$$

$$\beta_1 = \frac{h^2}{h^2 + 2a\tau} T_1^n + \frac{2a\tau h q_1}{\lambda(h^2 + 2a\tau)}.$$

Из правого граничного условия (3) определяется температура  $T_N$  в следующий момент времени:

$$T_N^{n+1} = \frac{2a\tau\lambda\beta_{N-1} - 2a\tau h q_2 + h^2 \lambda T_N^n}{\lambda h^2 + 2a\tau\lambda(1 - \alpha_{N-1})}, \quad (10)$$

где  $a$  – коэффициент температуропроводности материала.

Задавая необходимое время работы ЖРД по формуле

$$t_{раб} = n\tau \quad (11)$$

и используя зависимости (7)–(10), получаем распределение температуры по толщине стенки для каждого момента времени.

Учитывая предельную температуру материала, определяем необходимую толщину защитного участка по формуле

$$\delta_{защ} = i_{пред}h, \quad (12)$$

где  $i_{пред}$  – номер узла стенки камеры сгорания по толщине, на котором значение температуры достигло предельного значения для материала (при заданном времени работы двигателя).

Толщину основного слоя стенки КС определяем по безмоментной теории оболочек с учётом действия внутреннего давления и осевых сил в КС и коэффициента запаса прочности 1,4:

$$\delta_{осн} = \frac{1,4\sqrt{N_m^2 + N_\theta^2 - N_m N_\theta}}{\sigma_B}. \quad (13)$$

Далее, учитывая выражения (12) и (13), определяем необходимую толщину стенки КС ЖРД:

$$\delta = \frac{1,4\sqrt{N_m^2 + N_\theta^2 - N_m N_\theta}}{\sigma_B} + i_{пред}h, \quad (14)$$

где  $N_m$  – меридиональная погонная нагрузка;  $N_\theta$  – окружная погонная нагрузка;  $\sigma_B$  – предел прочности материала.

Рассчитанная по формуле (14) толщина стенки КС ЖРД включает в себя основной слой, рассчитанный по известным внутренним нагрузкам (проверочный расчёт), и дополнительный слой, обеспечивающий при воздействии теплового потока сохранение характеристик материала основного слоя на необходимое время работы двигателя.

### Библиографический список

1. Дежина И.Г., Пономарёв А.К., Фролов А.С., Зорин Д.Н., Псахье С.Г., Гурдал З., Азаров А.В., Абаймов С.Г., Белов М.В., Данилин И.В., Ефимов А.Р., Куракова Н.Г., Зинов В.Г., Цветкова Л.А., Еремченко О.А. Новые производственные технологии: публичный аналитический доклад. М.: Издательский дом «Дело» РАНХиГС, 2015. 272 с.
2. Солодовников А.В., Кривоногов А.В. Применение аддитивных технологий и современных материалов в жидкостных ракетных двигателях // Сб. трудов 35-й Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы эффективности и безопасности функционирования сложных технических и информационных систем». Т. 2. Серпухов: филиал ВА РВСН им. Петра Великого, 2016. С. 254-258.

3. Гречух Л.И., Гречух И.Н. Проектирование жидкостного ракетного двигателя. Омск: Омский государственный технический университет, 2011. 69 с.
4. Галкин Г.Н., Чежегов В.Э. Двигательные установки ракет. Расчёт и построение укороченного профилированного сопла с угловым входом. Серпухов: Издательско-полиграфический комплекс СВВ РВ, 2005. 56 с.
5. Васильев А.П., Кудрявцев В.М., Кузнецов В.А., Курпатенков В.Д., Обельницкий А.М., Поляев В.М., Полуян Б.Я. Основы теории и расчёта жидкостных ракетных двигателей: учеб. для вузов. М.: Высшая школа, 1975. 656 с.
6. Алемасов В.Е. Теория ракетных двигателей. М.: НГТИ Оборонгиз, 1963. 476 с.
7. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Разностные методы решения задач теплопроводности: учеб. пособие. Томск: Томский политехнический университет, 2007. 172 с.

## METHOD OF CALCULATING THE THICKNESS OF THE COMBUSTION CHAMBER OF A LIQUID ROCKET ENGINE MADE WITH THE USE OF INNOVATIVE TECHNOLOGIES AND MATERIALS

© 2016

**A. V. Krivonogov**adjunct (graduate student), branch of the Military Academy of Strategic Missile Forces named after Peter the Great, branch in Serpukhov, Moscow region, Russian Federation, [andreikrivonogov@mail.ru](mailto:andreikrivonogov@mail.ru)

The use of innovative techniques in the production of parts and assembly units is one of the promising trends connected with increasing mass-energy characteristics of liquid- propellant jet engines. The article presents a concept of development of a liquid-propellant jet engine combustion chamber with the use of modern technologies and materials. We propose making the mixing head according to the additive technology. The cylindrical part of the combustion chamber integrated with the nozzle is to be made of carbon-carbon composite material. The article presents a configuration of innovative combustion chamber design and indicates its advantages. The results of calculating geometrical parameters are given for certain initial data. The formulas and results of calculations of the specific heat flow rate along the length of the combustion chamber and the nozzle are also given in the article. The existing methods of over-heating protection of the wall of the chamber are described in the article. The results of testing all these methods of over-heating protection show that they are not efficient enough for the innovative combustion chamber. The new method suggested by the author gives the opportunity to solve the problem by means of calculating the wall thickness taking into account the influence of inner pressure and high temperatures. The method includes both solving the task of transient heat conduction by the finite-difference method and strength calculation using the momentless theory of shells.

*Innovative technologies; combustion chamber; liquid- propellant engines; thermal protection; transient conductivity; strength calculation.*

---

**Citation:** Krivonogov A.V. Method of calculating the thickness of the combustion chamber of a liquid rocket engine made with the use of innovative technologies and materials. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 81-90. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-81-90

### References

1. Dezhina I.G., Ponomarev A.K., Frolov A.S., Zorin D.N., Psakhie S.G., Gurdal Zafer, Azarov A.V., Abaimov S.G., Belov M.V., Danilin I.V., Efimov A.R., Kurakova N.G., Zinov V.G., Tsvetkova L.A., Eremchenko O.A. *Novye proizvodstvennyye tekhnologii: publichnyy analiticheskiy doklad* [Public Analytical Report on «Advanced Manufacturing Technologies»]. Moscow: Izdatel'skiy Dom «Delo» RANKhiGS Publ., 2015. 272 p.

2. Solodovnikov A.V., Krivonogov A.V. *Primenenie additivnykh tekhnologiy i sovremennykh materialov v zhidkostnykh raketnykh dvigatelyakh. Sbornik trudov 35-y Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Problemy effektivnosti i bezopasnosti funktsionirovaniya slozhnykh tekhnicheskikh i informatsionnykh sistem»*. V. 2. Serpukhov: Filial VA RVSN im. Petra Velikogo Publ., 2016. P. 254-258. (In Russ.)

3. Grechukh L.I., Grechukh I.N. *Proektirovanie zhidkostnogo raketnogo dvigatelya* [Design of a liquid-propellant rocket engine]. Omsk: Omsk State Technical University Publ., 2011. 69 p.

4. Galkin G.N., Chezhegov V.E. *Dvigatel'nye ustanovki raket. Raschet i postroenie ukorochennogo profilirovannogo sopla s uglovym vkhodom* [Rocket power plants. Calculation and construction of a shortened bell-shaped nozzle with an angular entrance]. Serpukhov: Izdatel'sko-poligraficheskiy Kompleks SVIRV Publ., 2005. 56 p.

5. Vasil'ev A.P., Kudryavtsev V.M., Kuznetsov V.A., Kurpatenkov V.D., Obel'nitskiy A.M., Polyaev V.M., Poluyan B.Ya. *Osnovy teorii i rascheta zhidkostnykh raketnykh dvigateley: uchebnik dlya vuzov* [Fundamentals of theory and calculation of liquid rocket engines. Undergraduate textbook]. Moscow: Vysshaya Shkola Publ., 1975. 656 p.

6. Alemasov V.E. *Teoriya raketnykh dvigateley* [Theory of rocket engines]. Moscow: NGTI Oborongiz Publ., 1963. 476 p.

7. Kuznetsov G.V., Sheremet M.A. *Raznostnye metody resheniya zadach teploprovodnosti: uchebnoe posobie* [Difference methods for solving heat conduction problems. Study guide]. Tomsk: Tomsk Polytechnic University Publ., 2007. 172 p.

## ОСОБЕННОСТИ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2016

- В. С. Кузьмичев** доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [kuzm@ssau.ru](mailto:kuzm@ssau.ru)
- А. Ю. Ткаченко** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [tau@ssau.ru](mailto:tau@ssau.ru)
- Я. А. Остапюк** аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [oya92@mail.ru](mailto:oya92@mail.ru)

Описаны подходы к формированию моделей термогазодинамического расчёта малоразмерных газотурбинных двигателей (МГТД), учитывающих влияние фактора размерности на эффективность происходящих в основных узлах рабочих процессов. Представлена классификация газотурбинных двигателей (ГТД) по размерам в зависимости от расхода воздуха через газогенератор, приведённого по параметрам на выходе из компрессора. Важными особенностями рабочего процесса МГТД является то, что при уменьшении их размеров возрастают потери в проточной части двигателей из-за увеличения относительной толщины пограничного слоя, а также уменьшаются величины коэффициентов полезного действия (КПД) компрессоров и турбин в связи с возрастанием относительных радиальных зазоров. Учёт данных факторов при компьютерном моделировании осуществлён путём введения поправок на базовые значения КПД компрессоров, коэффициента полноты сгорания топлива, коэффициента потерь полного давления в камере сгорания и КПД турбин. Предложенные подходы были использованы для совершенствования компьютерных моделей термогазодинамического проектирования ГТД различных типов в САЕ системе АСТРА. Показано, что уменьшение размеров двигателя приводит к существенному уменьшению оптимальных параметров его рабочего процесса и удельных параметров. Поэтому учёт влияния размерности двигателя на эффективность его узлов в компьютерных моделях концептуального проектирования ГТД расширяет диапазон её применимости и повышает адекватность. Кроме того, описано соответствие уровня сложности модели (0 – метауровень, I – в сосредоточенных параметрах, II – в распределённых параметрах) и размерности модели (одномерная, двухмерная, трёхмерная).

*Малоразмерный газотурбинный двигатель; параметры; рабочий процесс; КПД; компрессор; турбина; эффективность; моделирование; классификация; размер; термогазодинамический расчёт; анализ.*

---

**Цитирование:** Кузьмичев В.С., Ткаченко А.Ю., Остапюк Я.А. Особенности компьютерного моделирования рабочего процесса малоразмерных газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 91-101. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-91-101

---

### Введение

В настоящее время малоразмерные ГТД имеют широкую сферу применения. Они используются как силовые установки лёгких самолётов, самолётов-мишеней, крылатых ракет, вертолётов, как вспомогательные силовые установки самолётов, как силовые установки наземных и водных транспортных средств, как приводы электрогенераторов, как источники сжатого воздуха. В перспективе малоразмерные двигатели рассматриваются в составе распределённых силовых установок самолётов [1].

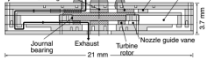
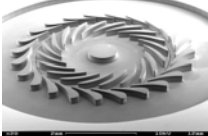
Для того, чтобы охарактеризовать особенности рабочего процесса малоразмерных ГТД, необходимо определить, какие двигатели относятся к этой категории. Конструктивный облик и размеры двигателя определяются его назначением и варьируются в

широких пределах. Существуют ГТД, габариты которых исчисляются в миллиметрах или сантиметрах, и двигатели, габариты которых измеряются в метрах. Следует отметить, что до настоящего времени различные авторы используют разные термины для характеристики размеров ГТД. Встречаются такие термины, как «микроразмерные», «миниразмерные», «малоразмерные», «полноразмерные» двигатели, причём непонятно, какие двигатели отнести к той или иной категории. В качестве количественных характеристик размерности используются разные параметры: тяга (мощность), габаритные размеры, расход воздуха на входе в двигатель в стандартных атмосферных условиях (для турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) – расход через внутренний контур), расход воздуха через газогенератор, приведённый по параметрам за компрессором [2]. В статье предлагается классификация ГТД по их размерам.

### Параметры МГТД

В табл. 1 представлена предлагаемая классификация двигателей по размерности с разбиением ГТД на пять категорий. В качестве основной количественной характеристики, предложенной специалистами ЦИАМ, принимается приведённый по параметрам за компрессором расход воздуха через газогенератор  $G_{гг\kappa} = G_{гг0} / \pi_{\kappa\Sigma}^{*5/6}$ . В качестве дополнительной информации приведены расход воздуха через двигатель (или внутренний контур) в стандартных атмосферных условиях на земле  $G_{гг0}$ , а также среднестатистическая для этой категории двигателей степень повышения давления  $\pi_{\kappa\Sigma}^*$  и примеры двигателей. Эта классификация использовалась в дальнейшем при анализе параметров и характеристик ГТД. Согласно предложенной классификации к малоразмерным ГТД относятся двигатели с приведённым расходом воздуха  $G_{гг\kappa}$  от 0,25 до 1,5 кг/с при  $\pi_{\kappa\Sigma}^* \approx 10$ .

Таблица 1. Классификация ГТД по размерам

| Параметр                                                                           | Микроразмерные                                                                                                                                                                                                                 | Миниразмерные                                                                                                                                                                             | Малоразмерные                                                                                                                              | Средней размерности                                                                                                                                       | Большой размерности                                                                                                                                                                                               |
|------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Расход воздуха (для ТРДД – через внутренний контур)<br>$G_{гг0}$ , кг/с            | $\leq 0,1$                                                                                                                                                                                                                     | 0,1...1                                                                                                                                                                                   | 1...10                                                                                                                                     | 10...50                                                                                                                                                   | $\geq 50$                                                                                                                                                                                                         |
| Расход воздуха, приведённый по параметрам за компрессором<br>$G_{гг\kappa}$ , кг/с | $< 0,03$                                                                                                                                                                                                                       | 0,03...0,25                                                                                                                                                                               | 0,25...1,5                                                                                                                                 | 1,5...5                                                                                                                                                   | $> 5$                                                                                                                                                                                                             |
| Суммарная степень повышения давления<br>$\pi_{\kappa\Sigma}^*$                     | 4                                                                                                                                                                                                                              | 6                                                                                                                                                                                         | 10                                                                                                                                         | 20                                                                                                                                                        | 30                                                                                                                                                                                                                |
| Примеры двигателей                                                                 | Millimeter-scale, MEMS gas turbine engines (MIT)<br><br> | TJ 20; FD-3<br><br> | TB7-177;<br>BK-1500;<br>ГТД-1250;<br>F112; WR19-A7<br> | РД-1700<br>ТМКБ<br>«Союз»;<br>RB401-07;<br>M.45H;<br>GE Passport<br> | RB211; GE90;<br>CFM56;<br>F-119<br><br> |

Особенности рабочего процесса малоразмерных двигателей заключаются в том, что при уменьшении размеров двигателя уменьшаются величины КПД узлов; возрастают потери в проточной части, обусловленные уменьшением числа Рейнольдса ( $Re$ ), возрастанием относительных радиальных и осевых зазоров в лопаточных машинах, относительным ростом толщины пограничного слоя. Как известно, влияние числа  $Re$  на характеристики узлов двигателя делится на две характерные области: автомодельную по числу  $Re$  область, в которой характеристики узлов, а следовательно и двигателя в целом, сохраняются неизменными, и область вне автомодельности, в которой снижение числа Рейнольдса ниже критического ( $Re_{кр}$ ) приводит к негативным последствиям, описанным выше. При этом, если это влияние на двигатели большой размерности становится заметным лишь на определённых высотах, то на малоразмерные двигатели влияние заметно даже в условиях работы на земле.

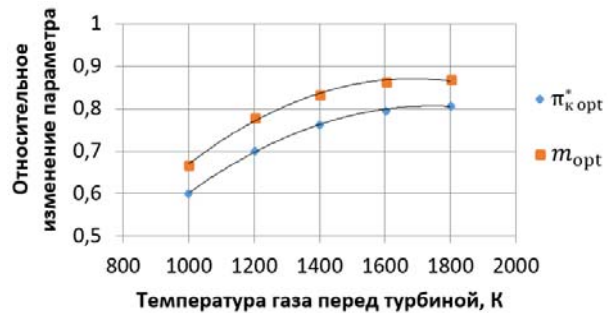


Рис. 1. Влияние ухудшения КПД и увеличения потерь в проточной части ТРДД на величины его оптимальных параметров

В работах [3;4] показано, что при уменьшении КПД узлов и возрастании потерь в проточной части оптимальные значения параметров цикла: температуры газа перед турбиной  $T_{г}^*$ , суммарной степени повышения давления  $\pi_{k\sigma}^*$  и степени двухконтурности  $m$  уменьшаются. На рис. 1 приведены обобщённые результаты численных расчётов по влиянию уровня КПД и коэффициентов потерь на оптимальные значения суммарной степени повышения давления  $\pi_{k\sigma}^{*opt}$  и степени двухконтурности  $m_{opt}$  ТРДД по таким критериям оценки двигателя в системе самолёта, как суммарная масса силовой установки и топлива, потребного на полёт, и затраты топлива на тонна-километр перевозимого полезного груза. При этом под относительным изменением рассматриваемых параметров понимается отношение оптимальных значений при заданных исходных данных и при ухудшенных на 1% КПД компрессоров и турбин и коэффициентах потерь в проточной части ТРДД. Видно, что уменьшение рассмотренных оптимальных параметров является значительным (от 15–20 до 30–40%) в зависимости от величины температуры газа перед турбиной на расчётном режиме. В качестве другого примера на рис. 2 приведены зависимости от температуры  $T_{г}^*$  максимальной удельной мощности  $N_{e\ уд\ max}$ , минимального удельного расхода топлива  $C_{e\ min}$  и соответствующих им значений  $\pi_{k\sigma}^{*opt}$  при уровне потерь в узлах, характерном для вертолётных ГТД мощностью более 3000 кВт (штриховые линии) и мощностью менее 500...1500 кВт (сплошные линии) [5]. Из приведённых данных видно, что с увеличением уровня потерь в узлах менее мощных двигателей их удельные показатели ухудшаются, а оптимальные значения степени повышения давления уменьшаются. В связи с многообразием целевого назначения МГТД для них характерен весьма широкий диапазон изменения параметров рабочего процесса. Повышение эффективности МГТД за счёт увеличения  $T_{г}^*$  и  $\pi_{k\sigma}^*$  связано с большими проблемами, чем для двигателей средней и большой размерности. Особенно сложные проблемы возникают при создании малоразмерных авиационных двигателей. Образцы МГТД даже с наиболее высокими параметрами цикла имеют удельный расход топлива на 20...25%, а удельную массу  $\gamma_{\partialв}$  на 45...50% хуже, чем у лучших образцов

ГТД средней и большой размерности. Значения степени повышения давления  $\pi_{\kappa\Sigma}^*$  у МГТД на 8...20 единиц, а температуры  $T_T^*$  на 150...400 К ниже, чем у лучших образцов полноразмерных двигателей.

В подтверждение этого, в качестве примера, на рис. 3, 4 приведены статистические зависимости  $T_T^*$  и  $\pi_{\kappa\Sigma}^*$  от тяги созданных малоразмерных ТРДД.

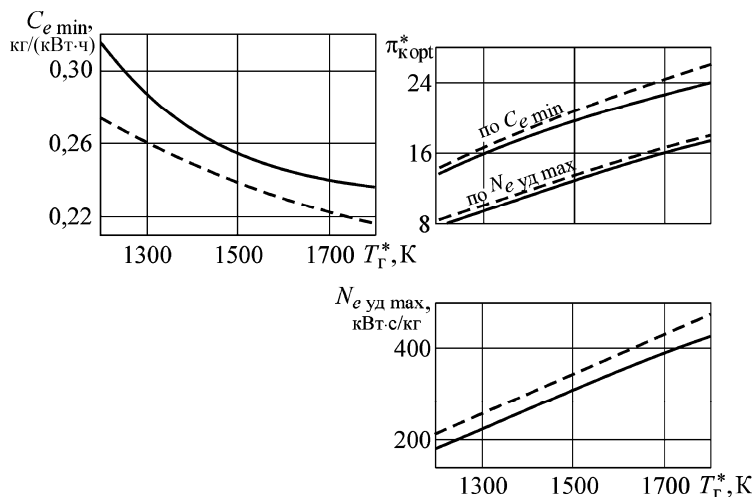


Рис. 2. Зависимости максимальной удельной мощности  $N_{e \text{ уд max}}$ , минимального удельного расхода топлива  $C_{e \text{ min}}$  и соответствующих им значений  $\pi_{\kappa \text{ opt}}^*$  от температуры газа  $T_T^*$ :  
 -----  $N_e \geq 3000 \text{ кВт}$ , —  $N_e = 500 \dots 1500 \text{ кВт}$

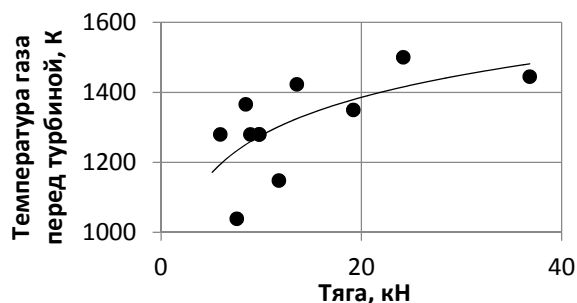


Рис. 3. Зависимость температуры газа перед турбиной от тяги для малоразмерных ТРДД

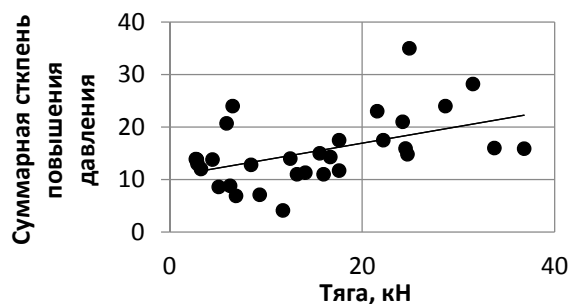


Рис. 4. Зависимость степени повышения давления в цикле от тяги для малоразмерных ТРДД

### Влияние размерности на эффективность лопаточных машин

Уменьшение размеров двигателя ниже определённого уровня приводит к тому, что при уменьшении размеров элементов лопаточных машин снижаются значения критерия  $Re$  и увеличиваются вязкие потери, растёт толщина пограничного слоя. У малоразмерных турбомашин возрастают относительные значения толщин лопаток, радиального зазора, радиусов входных и выходных кромок. Это связано, с одной стороны, с уменьшением абсолютных размеров проточной части двигателя, а с другой – с техно-

логией изготовления, рабочими нагрузками и эксплуатационными особенностями. Главный результат влияния уменьшения размерности – снижение КПД лопаточных машин, относительный рост потерь на утечки.

На рис. 5...10 приведены статистические зависимости влияния размерности турбин и компрессоров на их КПД, основанные на обобщении экспериментальных данных, полученных в работах Ю.И. Тулупова, В.Т. Митрохина, А.И. Шерстюка, А.Е. Зарянкина, О.И. Емина, Б.Ш. Ланды и др.

Известно, что охлаждение турбин малоразмерных ГТД организовать сложнее, чем в двигателях средних и больших размеров. В связи с уменьшением размеров лопатки не только затрудняется размещение внутренних каналов охлаждения, но становится неблагоприятным отношение площадей поверхностей теплоотдачи (внутренней) и теплоотвода (внешней). Аэродинамически выгодную тонкую выходную кромку охладить становится невозможно. Утолщение выходной кромки улучшает возможности охлаждения задней части лопатки, но из-за потерь на смешение и импульсных потерь суммарные потери в закомочных следах получаются большими. Дополнительный плёночный расход воздуха существенно улучшает процесс охлаждения, но является источником дополнительных потерь, уменьшающих КПД турбины. На рис. 7 приведены варианты обобщений поправок на КПД турбин  $\Delta\eta_{T\text{охл}}^*$  в зависимости от расхода охлаждающего воздуха.

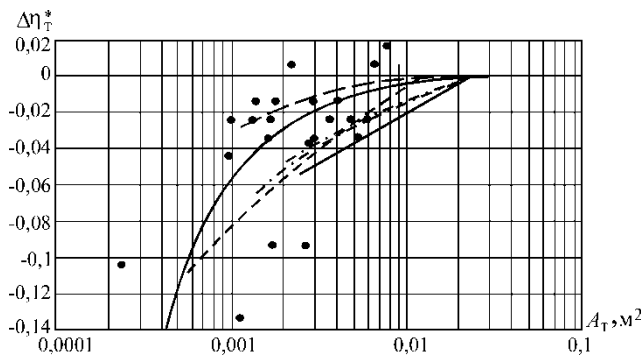


Рис. 5. Статистические данные и обобщённые зависимости поправок на КПД ступени осевой турбины от её пропускной способности

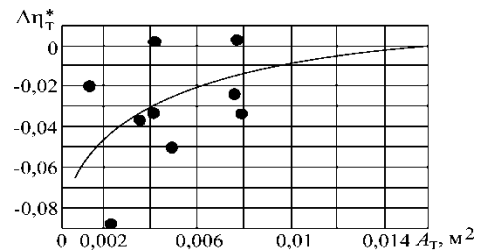


Рис. 6. Зависимость поправок на КПД радиально-осевой турбины от её пропускной способности (● – варианты турбин)

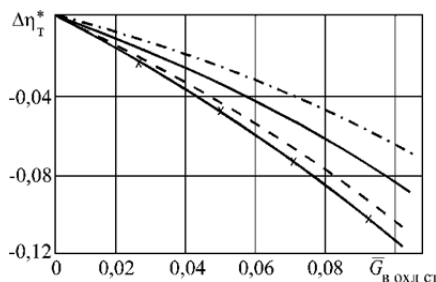


Рис. 7. Понижение КПД турбины  $\Delta\eta_T^*$  в зависимости от затрат воздуха на охлаждение  $\bar{G}_{\text{в охл ст}}$  (разные линии соответствуют различным вариантам обобщения)

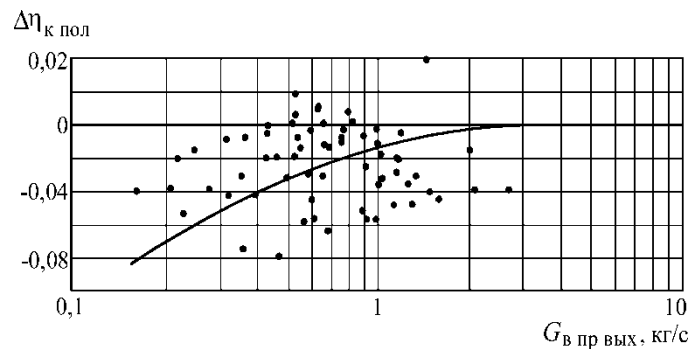


Рис. 8. Зависимость отклонения политропического КПД  $\Delta\eta_{\text{к пол}}^*$  центробежных компрессоров от базового значения ( $\eta_{\text{к пол баз}}^* = 0,835$ )

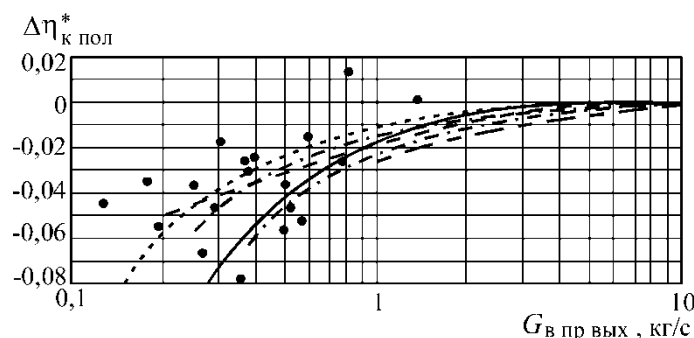


Рис. 9. Зависимости отклонения политропического КПД  $\Delta\eta_{\text{к пол}}^*$  осевых и осецентрибежных компрессоров от базового значения ( $\eta_{\text{к пол баз}}^* = 0,89$ )

Как известно, в малоразмерных ГТД применяются центробежные, осевые и осецентрибежные компрессоры. На рис. 8 показано влияние размерности на КПД центробежных ступеней компрессора, а на рис. 9 – осевых и осецентрибежных компрессоров на основе данных по созданным компрессорам (отмечены точками). На рис. 10 приведена обобщённая зависимость политропического КПД компрессоров в зависимости от расхода воздуха через них в широком диапазоне, начиная от микроГТД и до двигателей больших размеров [6].

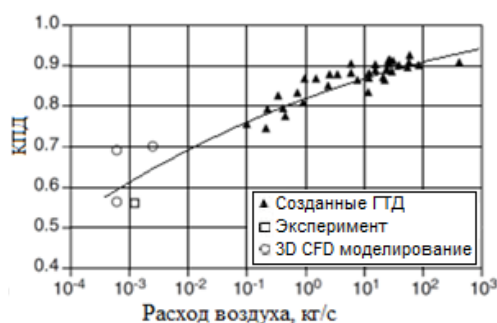


Рис. 10. Влияние размерности на политропический КПД компрессора

Для использования в математической модели МГТД обобщённые зависимости аппроксимированы следующими выражениями [5]:

– для осевой турбины  $\Delta\eta_T^* = 0,00006 / A_T + 0,0022$ ;

– для радиально-осевой турбины  $\Delta\eta_T^* = 0,02048 \ln A_T + 0,08471$ ,

где  $A_T = G_T \sqrt{T_T^*} / m_T P_T^* = F_{ca} q(\lambda_{ca})$  – пропускная способность турбины;

– для центробежного компрессора  $\Delta\eta_{\text{к пол}}^* = 0,01582 / G_{\text{в пр вых}} + 0,00184$ ;

– для осевого и осецентрибежного компрессоров

$\Delta\eta_{\text{к пол}}^* = 0,02308 / G_{\text{в пр вых}} + 0,00522$

Таким образом, приведённые обобщённые зависимости подтверждают тот факт, что с уменьшением размеров лопаточных машин возрастают аэродинамические и гидравлические потери, приводящие к снижению их КПД.

Другой характерной особенностью лопаточных машин МГТД является рост частоты вращения ротора с уменьшением размеров двигателя. Это обусловлено тем, что для поддержания рабочего процесса двигателя приходится соблюдать кинематическое подобие треугольников скоростей в соответствующих сечениях. На рис. 11 в качестве примера представлена зависимость частоты вращения ротора от диаметра колеса центробежного компрессора.

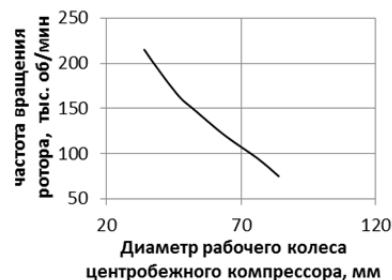


Рис. 11. Зависимость частоты вращения ротора от диаметра колеса центробежного компрессора [7]

За максимальный режим обычно принимается периферийная окружная скорость центробежного компрессора равная 400 м/с, при этом приведённая скорость на выходе из колеса  $\lambda$  становится практически равной единице. Зная периферийную скорость, можно для различных диаметров колёс компрессоров рассчитать максимальную частоту вращения ротора.

### Влияние размерности на массу

Одним из стратегических направлений развития авиационной техники является создание так называемых распределённых силовых установок, глубоко интегрированных с самолётом (рис. 12).

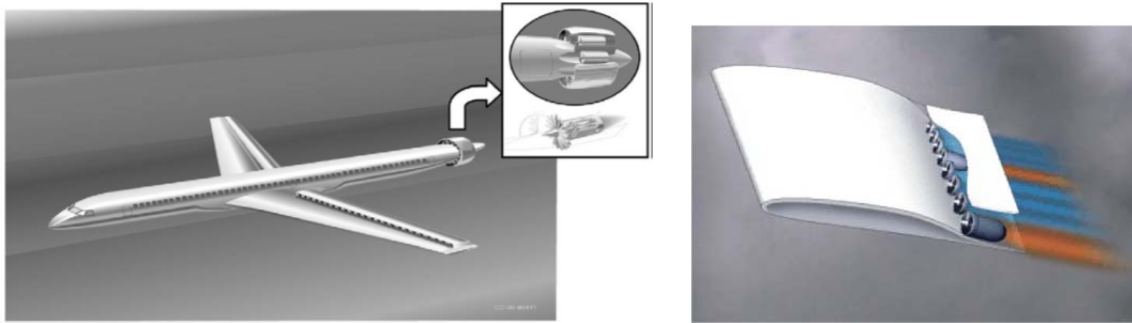


Рис. 12. Распределённые системы, встроенные в крыло и фюзеляж

В качестве примера можно привести проект пассажирского самолёта на 800 мест с распределённой силовой установкой, состоящей из 264 двигателей Williams international FJ22, вместо традиционной схемы с двумя двигателями General Electric GE-90 [1]. Очевидно, что в этом случае двигатели распределённой силовой установки будут малоразмерными. Определим, есть ли в этом случае преимущества малоразмерных двигателей с точки зрения весового совершенства, т.е. уменьшения массы.

С уменьшением габаритов при сохранении конструктивных особенностей ГТД его удельная масса, т.е. отношение массы двигателя к тяге (или мощности), теоретически должно снижаться по линейному закону. Это следует из того, что тяга двигателя пропорциональна расходу рабочего тела, который, в свою очередь, пропорционален площади поперечного сечения – квадрату его диаметра ( $D^2$ ), а масса двигателя меняется пропорционально  $D^3$ . Следовательно удельная масса двигателя теоретически должна меняться пропорционально отношению  $D^3 / D^2$ , т.е. при уменьшении размеров двигателя (диаметра) линейно уменьшаться (рис. 13).

Поэтому малоразмерные ГТД должны иметь меньшую удельную массу, чем двигатели больших размеров. Однако на практике при уменьшении габаритов двигателя некоторые элементы конструкции не могут пропорционально изменяться по условиям прочности или из-за технологических ограничений. Кроме того, масса большей части агрегатов двигателя не может уменьшаться пропорционально габаритам двигателя. Это приводит к тому, что реальная зависимость удельной массы от размеров двигателя является нелинейной (рис. 13).

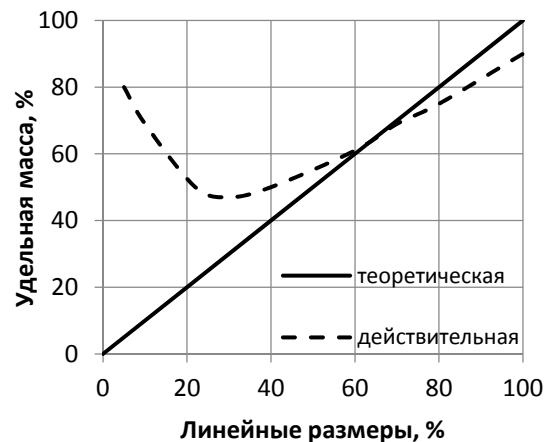


Рис. 13. Зависимость удельной массы двигателя от его размерности

Анализ статистики параметров созданных ГТД показал, что их удельная масса имеет минимум в диапазоне расходов воздуха (для ТРДД – через внутренний контур) от 5...10 до 20...30 кг/с. ГТД такого размера имеют наилучшие показатели по массе. Для малоразмерных двигателей с  $G_{60I} \leq 10$  кг/с характерно возрастание относительной массы при уменьшении размеров двигателя. У ГТД больших размеров, напротив, относительная масса увеличивается с возрастанием размеров.

### Компьютерное моделирование рабочего процесса

Особенностью разработанной математической модели малоразмерного ГТД является то, что в ней введены поправки на КПД осевого, осецентрибежного и центробежного компрессоров, на коэффициент полноты сгорания топлива и потери полного давления в камере сгорания, на КПД осевой и радиально-осевой турбин, учитывающие снижение КПД лопаточных машин и возрастание потерь в проточной части при уменьшении размера двигателя. Кроме того, усовершенствована модель массы МГТД. Эти модели реализованы в САЕ-системе термогазодинамического расчёта и анализа АСТРА [8].

Сравнительный анализ результатов расчётов показал (рис. 14), что, например, для малоразмерного двигателя с тягой 0,4 кН удельный расход топлива без учёта влияния размерности на 15% меньше, чем с её учётом. По мере увеличения тяги двигателя из-за ослабления влияния размерности разница по расчётному удельному расходу топлива снижается.

Одной из ключевых проблем при проектировании ГТД является обоснованный выбор уровня сложности моделей для разных этапов развития проекта. Для обоснованного выбора тех или иных технических решений необходимо, чтобы математические модели, используемые при разработке двигателя, имели достаточный уровень достоверности.

На начальном (концептуальном) этапе проектирования объективно существует неопределённость исходной проектной информации. Поэтому на этом этапе нецелесообразно использование сложных моделей. По мере накопления информации по проекту следует использовать модели с возрастающим уровнем сложности. Исходя из этого, возникает концепция многоуровневой модели ГТД, которая сопровождает изделие на всех этапах проектирования и доводки.

В настоящее время существуют различные классификации математических моделей по уровню сложности (уровню описания физических явлений), например [1;2;5;9]. Предлагается классификация, представленная в табл. 2.

*Модели нулевого уровня* (метауровень) соответствуют описанию параметров и характеристик двигателя с помощью таблиц или формальной аппроксимации.

*Модели первого уровня* (в сосредоточенных параметрах) соответствуют описанию взаимосвязей между параметрами узлов и элементов в двигателе с помощью уравнений, отражающих условия балансов расходов, мощностей и других параметров с формальным представлением в алгоритме характеристик узлов двигателя в виде таблиц

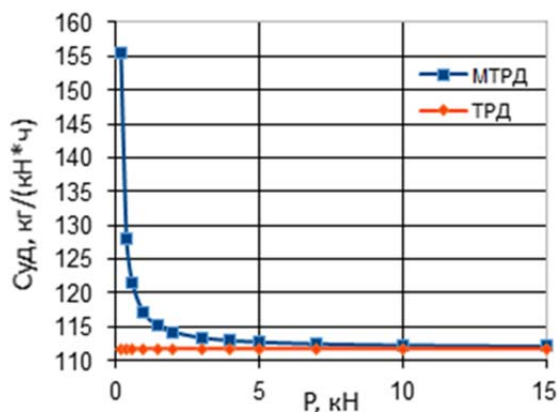


Рис. 14. Зависимости удельного расхода топлива от тяги для малоразмерного (МТРД) и большого (ТРД) двигателей

или аппроксимации (нулевой уровень). Уравнения модели имеют, как правило, вид нелинейных алгебраических уравнений.

*Модели второго уровня* (в распределённых параметрах) соответствуют описанию системы с распределёнными в пространстве параметрами. Уравнения модели имеют вид дифференциальных уравнений в частных производных.

Таблица 2. Соответствие размерностей моделей уровням сложности

| Уровни сложности моделей            | Размерность моделей | Описание                                                                                                                                                                     |
|-------------------------------------|---------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 0<br>(метауровень)                  | –                   | Данные модели по определению не подразумевают размерность                                                                                                                    |
| I<br>(в сосредоточенных параметрах) | 0D [+t]             | Модели с поузловой детализацией двигателя. Параметры осреднены по сечениям проточной части ГТД. Формальное представление характеристик узлов (или ступеней лопаточных машин) |
|                                     | 1D [+t]             | Модели расчёта двигателя на среднем радиусе с детализацией по лопаточным венцам турбомашин                                                                                   |
|                                     | 2D [+t]             | Модели расчёта двигателя на различных радиусах по высоте лопатки с детализацией по лопаточным венцам турбомашин                                                              |
| II<br>(в распределённых параметрах) | 2D [+t]             | Модели плоских решёток и осесимметричных потоков                                                                                                                             |
|                                     | 3D [+t]             | Модели решения пространственных задач (например, CFD расчёт)                                                                                                                 |

Первому и второму уровням сложности могут соответствовать модели с различными размерностями (степенями детализации). В общем случае в этих моделях параметры могут зависеть от времени.

В соответствии с приведённой классификацией описанная выше модель МГТД относится к 0D модели I уровня сложности.

Таким образом, использование разработанных моделей позволило расширить область их применения в составе многоуровневой модели САЕ-системы АСТРА от больших до малоразмерных ГТД и повысить их адекватность.

### Библиографический список

1. Sehra A.K., Whitlow W.Jr. Propulsion and power for 21st century aviation // Progress in Aerospace Sciences. 2004. V. 40, Iss. 4-5. P. 199-235. DOI: 10.1016/j.paerosci.2004.06.003
2. Скибин В.А., Солонин В.И., Темис Ю.А., Сосунов В.А. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-21. Самолёты и вертолёты. Кн. 3. Авиационные двигатели. М.: Машиностроение, 2010. 720 с.
3. Маслов В.Г., Кузьмичев В.С., Коварцев А.Н., Григорьев В.А. Теория и методы начальных этапов проектирования авиационных ГТД. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 1996. 147 с.
4. Григорьев В.А., Ждановский А.В., Кузьмичев В.С., Осипов И.В., Пономарёв Б.А. Выбор параметров и термогазодинамические расчёты авиационных газотурбинных двигателей. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2009. 202 с.

5. Григорьев В.А., Зрелов В.А., Игнаткин Ю.М., Кузьмичев В.С., Пономарёв Б.А., Шахматов Е.В. Вертолётные газотурбинные двигатели. М.: Машиностроение, 2007. 491 с.
6. Epstein A.H. Millimeter-scale, MEMS gas turbine engines // Proc. of ASME Turbo Expo 2003. 2003. V. 4. P. 669-696. DOI: 10.1115/gt2003-38866
7. Порошкин К.В., Сенюшкин Н.С., Ямалиев Р.Р. Особенности проектирования силовой установки для беспилотного летательного аппарата // Молодой учёный. 2011. Т. 1, № 3 (26). С. 85-88.
8. Кузьмичев В.С., Кулагин В.В., Крупенич И.Н., Ткаченко А.Ю., Рыбаков В.Н. Формирование виртуальной модели рабочего процесса газотурбинного двигателя в САЕ системе «АСТРА» // Труды МАИ. 2013. № 67. <http://mai.ru/upload/iblock/c28/c28cebd188b7e5afafe2f3c5b5444af2.pdf>.
9. Кулагин В.В., Бочкарёв С.К., Горюнов И.М., Григорьев В.А. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Кн. 3. Основные проблемы: Начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД. М.: Машиностроение, 2005. 464 с.

## PECULIARITIES OF COMPUTER MODELING OF THE WORKING PROCESS IN SMALL GAS TURBINE ENGINES

© 2016

- |                         |                                                                                                                                                                                                                    |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>V. S. Kuz'michev</b> | Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:kuzm@ssau.ru">kuzm@ssau.ru</a>            |
| <b>A. Yu. Tkachenko</b> | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:tau@ssau.ru">tau@ssau.ru</a> |
| <b>Ya. A. Ostapyuk</b>  | postgraduate student, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:oya92@mail.ru">oya92@mail.ru</a>                                                                            |

The article describes a thermo-gas-dynamic model of small gas turbine engines. The model takes into account the influence of the engine size on the efficiency of work processes in the crucial components. Gas turbine engines are classified according to their size depending on the value of the gas generator mass flow rate corrected by the compressor exit parameters. An important feature of the working process in small gas turbine engines is that hydraulic losses in the flow section increase with the decrease in the engine's size due to the increase of the boundary layer relative thickness. The efficiency of the compressor and turbine also decrease because of the increase in relative radial clearances. These factors are taken into account in computer modeling by making allowances for the initial values of compressor efficiency, fuel combustion efficiency, the total pressure loss coefficient and turbine efficiency. The suggested approaches were used to improve computer models of gas turbine engines. It is shown that reducing the engine size results in considerable decrease of the work process optimal parameters and specific parameters. Taking into account the influence of the engine size on the efficiency of its components widens the range of its applicability and improves the adequacy. Thus, the models provide a more adequate solution for the optimization of working process parameters and can be used for conceptual designing of small gas turbine engines.

*Small gas turbine engine, parameters, working process, efficiency, compressor, turbine, modeling, classification, size, thermo-gas-dynamic calculation, analysis.*

---

**Citation:** Kuz'michev V.S., Tkachenko A.Yu., Ostapyuk Ya.A. Peculiarities of computer modeling of the working process in small gas turbine engines. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 91-101. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-91-101

## References

1. Sehra A.K., Whitlow W. Jr. Propulsion and power for 21st century aviation. *Progress in Aerospace Sciences*. 2004. V. 40, Iss. 4-5. P. 199-235.  
DOI: 10.1016/j.paerosci.2004.06.003
2. Skibin V.A., Solonin V.I., Temis Yu.A. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV-21. Samolety i vertolety. Kn. 3. Aviatsionnye dvigateli* [Mechanical Engineering. Encyclopedia. V. IV-21. Aircraft and helicopters. Book. 3. Aircraft engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2010. 720 p.
3. Maslov V.G., Kuz'michev V.S., Kovartsev A.N., Grigor'ev V.A. *Teoriya i metody nachal'nykh etapov proektirovaniya aviatsionnykh GTD* [Theory and methods of the conceptual stages of aircraft gas turbine engines design]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 1996. 147 p.
4. Grigor'ev V.A., Zhdanovskiy A.V., Kuz'michev V.S., Osipov I.V., Ponomarev B.A. *Vybor parametrov i termogazodinamicheskie raschety aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley* [Parameter selection and thermogasdynamic calculations of aircraft gas turbine engines]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2009. 202 p.
5. Grigor'ev V.A., Zrellov V.A., Ignatkin Yu.M., Kuz'michev V.S., Ponomarev B.A., Shakhmatov E.V. *Vertoletnye gazoturbinnnye dvigateli* [Helicopter gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2007. 491 p.
6. Epstein A.H. Millimeter-scale, MEMS gas turbine engines. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003*. 2003. V. 4. P. 669-696. DOI: 10.1115/gt2003-38866
7. Poroshkin K.V., Senyushkin N.S., Yamaliev R.R. Features of propulsion system designing for unmanned air vehicle. *Molodoy uchenyy*. 2011. V. 1, no. 3. P. 85-88. (In Russ.)
8. Kuzmichev V.S., Kulagin V.V., Krupenich I.N., Tkachenko A.Yu., Rybakov V.N. Generation of the gas turbine engine working process virtual model Subject area of the case. *Trudy MAI*. 2013. No. 67. (In Russ.)  
Available at: <http://mai.ru/upload/iblock/c28/c28cebd188b7e5afafe2f3c5b5444af2.pdf>.
9. Kulagin V.V., Bochkarev S.K., Goryunov I.M., Grigor'ev V.A. *Teoriya, raschet i proektirovanie aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. Kn. 3. Osnovnye problemy: Nachal'nyy uroven' proektirovaniya, gazodinamicheskaya dovodka, spetsial'nye kharakteristiki i konversiya aviatsionnykh GTD* [Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants. Book 3. Main problems: initial level of designing, gas-dynamic adjustment, special characteristics and conversion of gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2005. 464 p.

## МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВУХСТУПЕНЧАТОГО НАСОСА С ГИДРОПРИВОДОМ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ

© 2016

- В. Н. Матвеев** доктор технических наук, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [valeriy2008@rambler.ru](mailto:valeriy2008@rambler.ru)
- Л. С. Шаблий** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [mlbp@yandex.ru](mailto:mlbp@yandex.ru)
- А. В. Кривцов** ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [a2000009@rambler.ru](mailto:a2000009@rambler.ru)
- В. М. Зубанов** ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [waskes91@gmail.com](mailto:waskes91@gmail.com)
- А. И. Иванов** начальник отдела ракетных двигателей, Публичное акционерное общество «Кузнецов», г. Самара, [alex\\_slavross@mail.ru](mailto:alex_slavross@mail.ru)
- И. П. Косицын** кандидат технических наук, ведущий инженер, Публичное акционерное общество «Кузнецов», г. Самара
- Н. В. Батурин** ведущий инженер, Публичное акционерное общество «Кузнецов», г. Самара, [nik-o-las@mail.ru](mailto:nik-o-las@mail.ru)

Описана методика CFD-моделирования двухступенчатого насоса высокого давления, отличительной особенностью которого является гидравлический привод ступени низкого давления турбиной, отбирающей энергию от потока высокого давления, скорость вращения которой определяется балансом мощностей ротора низкого давления. Техника моделирования, представленная в работе, содержит два основных преимущества по сравнению с известными работами. Первой особенностью является определение скорости вращения во время CFD-расчёта по специальной методологии. Второй особенностью является моделирование кавитации для оценки её влияния на рабочий процесс преднасоса при довольно низком входном давлении и переменной скорости вращения ротора. Важной частью описываемой техники моделирования являются рекомендации по использованию программного обеспечения (ANSYS CFX, NUMECA AutoGrid5, ANSYS ICEM CFD): выбор области моделирования, сеткогенерация, выбор моделей турбулентностей, проверка сходимости, пост-обработка результатов. Адекватность CFD-модели оценивалась сравнением расчётных характеристик с экспериментальными, полученными на испытательной установке. Полученная методика моделирования насоса с помощью CFD-инструментов будет использована в дальнейшем с целью модернизации лопаточной части насоса для увеличения производительности.

*Насос двухступенчатый; CFD-моделирование; гидропривод; согласование работ ступеней.*

---

**Цитирование:** Матвеев В.Н., Шаблий Л.С., Кривцов А.В., Зубанов В.М., Иванов А.И., Косицын И.П., Батурин Н.В. Методика моделирования рабочего процесса двухступенчатого насоса с гидроприводом первой ступени // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 102-113. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-102-113

Основной проблемой высокопроизводительных насосов является сильная предрасположенность входной части насоса к кавитации [1; 2]. С целью предотвращения кавитации такие насосы имеют, по меньшей мере, две ступени, причём первая имеет скорость вращения ротора, значительно меньшую, чем вторая, основная ступень. Использование гидравлической передачи для редуцирования частоты вращения ротора низкого давления является компактным и эффективным решением, но повышает сложность проточной части насоса и сложность увязки процессов в обеих ступенях.

Такая ситуация значительно усложняет проектирование и доработку этих насосов без соответствующих методик моделирования. Трудности же CFD-моделирования связаны с тем, что частота вращения ротора малого давления не является граничным условием, а определяется гидравлическими процессами насоса.

Целью данной работы является создание методики моделирования двухступенчатого насоса, которая позволяла бы до проведения экспериментальных исследований выявлять с помощью CFD-инструментов возникновение кавитации в ступени малого давления, принимая в учёт возможность отклонения частоты вращения ротора малого давления от проектного значения.

В качестве объекта моделирования при отработке методики был взят типичный представитель высокопроизводительных (выходной напор более 3000 м при массовом расходе 250 кг/с при входном давлении менее 0,2 МПа) двухступенчатых шнекоцентробежных насосов, состоящий из следующих частей (рис. 1):

- коленно-впускной канал (КВК) для подачи жидкости на вход ротора;
- шнекоцентробежная ступень низкого давления (преднасос), включающая шнек низкого давления (ШНД) и крыльчатку низкого давления (КНД), соединённые общим низкоскоростным валом;
- шнекоцентробежная ступень высокого давления, включающая шнек высокого давления (ШВД) и крыльчатку высокого давления (КВД), соединённые общим высокоскоростным валом;
- переходный канал (ПК) от преднасоса к главному насосу;
- спиральный выходной канал (СВК) для сбора жидкости после основного насоса и её перемещения на выход;
- гидравлическая турбина (ГТ) для приведения в движение ступени низкого давления.

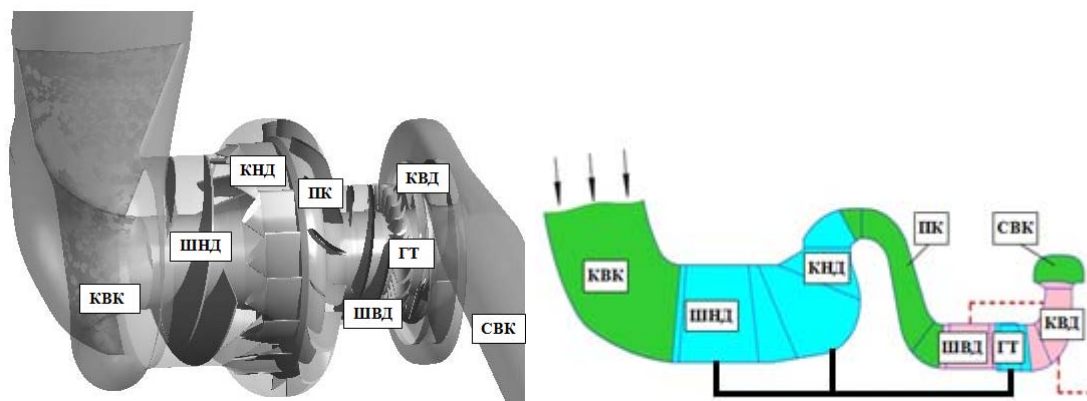


Рис. 1. 3D-вид и схема рассматриваемого насоса  
(линиями обозначены механические связи роторов:  
сплошная – ротор ступени малого давления,  
пунктирная – внешний привод основного ротора)

Ступень низкого давления приводится в движение с помощью гидротурбины, отбирающей часть энергии, сообщённой потоку ШВД, приводимым главным ротором от внешнего привода со скоростью 13300 об/мин.

Создание методики моделирования насоса с гидротурбиной проводилось на базе более простой методики [3], позволяющей проводить CFD-моделирование двухступенчатых насосов с жёстко связанными роторами и без учёта кавитации. Высокопроизводительные насосы, типовой представитель которых является объектом данного исследования, имеют следующие две особенности:

1) скорость вращения гидротурбины самоустанавливается на основании баланса гидравлических сил, действующих на турбинные и насосные элементы ротора малого давления, а не задана внешними условиями как у насосов с жёстким механическим приводом;

2) отсутствие кавитации на входе, доказанное (например, оценкой кавитационного запаса) для номинального режима, не гарантирует отсутствия кавитации при изменении режима работы из-за возможности несогласованных изменений расхода рабочего тела и скорости вращения ротора малого давления вследствие отсутствия жёсткой механической связи роторов.

Соответственно задачами данной работы явилось дополнение методики [3] следующими блоками:

- подбор скорости вращения вала низкого давления;
- моделирование процессов кавитации с целью проверки её отсутствия на номинальных режимах.

Кроме этого, отдельной задачей была выполнена проверка адекватности используемых CFD-моделей, поскольку в отличие от методики [3] CFD-модель исследуемого типового насоса была дополнена блоком гидротурбины. Пригодность моделей оценивалась сравнением результатов моделирования с имеющимися экспериментальными данными. Верификации подверглись следующие факторы:

- модель турбулентности и параметры сетки;
- тип и расположение граничных условий CFD-модели;
- колебания параметров CFD-расчёта для полностью сошедшегося решения;
- алгоритм сравнения внутреннего КПД, получаемого при CFD-расчёте, и общего КПД, получаемого при экспериментальных исследованиях.

**Проверка адекватности используемых CFD-моделей.** Создание сетки для безлопаточных элементов (КВК и СВК) было выполнено с использованием пакета ANSYS ICEM CFD [4]. Поскольку эти элементы апериодические, то были использованы полные модели. Порядок построения сетки не отличался от методики [3]. В табл. 1 приведены показатели качества для базовых сеток.

Таблица 1. Показатели качества базовой сетки

| Гексагональная сетка для лопаточных элементов |             |       |       |       |       |       | Тетраэдральная сетка<br>с призматическим слоем |                                   |            |       |       |
|-----------------------------------------------|-------------|-------|-------|-------|-------|-------|------------------------------------------------|-----------------------------------|------------|-------|-------|
|                                               |             | ШНД   | КНД   | ПК    | ШВД   | ГТ    | КВД                                            |                                   |            | КВК   | СВК   |
| Число элементов, ×10 <sup>6</sup>             |             | 0,406 | 0,386 | 0,376 | 0,320 | 0,644 | 0,470                                          | Число элементов, ×10 <sup>6</sup> |            | 0,998 | 1,78  |
| Минимальный<br>угол                           | min, °      | 6,48  | 14,6  | 25,2  | 23,9  | 17,2  | 23,5                                           | Минимальный<br>угол               | min,°      | 4,50  | 10,02 |
|                                               | > 18°,<br>% | 94,7  | 99,8  | 100   | 100   | 100   | 100                                            |                                   | >18°,<br>% | 99,5  | 99,7  |
| Соотношение<br>сторон                         | max,        | 12,3  | 6,98  | 6,57  | 8,01  | 2,02  | 7,98                                           | Соотношение<br>сторон             | max,       | 1000  | 1000  |
|                                               | <1000,<br>% | 92,9  | 96,7  | 94,6  | 93,8  | 99,5  | 93,8                                           |                                   | <50,<br>%  | 65,1  | 82,6  |
| Соотношение<br>соседних<br>ячеек              | max,        | 7,27  | 3,51  | 3,87  | 3,41  | 3,87  | 2,69                                           | Соотношение<br>соседних<br>ячеек  | max,       | 402   | 191   |
|                                               | <1,8,<br>%  | 88,7  | 98,0  | 94,9  | 96,7  | 88,9  | 99,1                                           |                                   | <1,8,<br>% | 73,7  | 70,4  |

Создание сеток лопаточных элементов проводилось с использованием программы NUMECA AutoGrid5 [5]. Сеточные модели лопастных венцов содержали по одному межлопаточному каналу. Этот метод позволяет получить структурированные гексагональные сетки для лопаточных элементов (ШНД, КНД, ПК, ШВД, ГТ, КВД) с размером первого элемента в 1 микрон. Показатели качества для этих базовых сеток приведены в табл. 1. Следует отметить, что наличие незначительного числа низкокачественных эле-

ментов в каждой сеточной модели не оказывают большого влияния на общую форму потока. Изучение сходимости решения по сеткам было выполнено с четырьмя группами сеточных моделей и моделей турбулентности (табл. 2).

Наилучшее совпадение CFD-результатов с экспериментальными данными было достигнуто с моделью турбулентности  $k-\omega$  и сеткой Mesh4. Рис. 2 показывает, что рассчитанное значение напора превышает экспериментальные данные на 6-7% для всех режимов. Внутренний КПД совпадает с точностью 2% на номинальном режиме и соответствует тенденции для неноминальных режимов.

Для более детального изучения кавитационных процессов на следующих этапах были выбраны модель турбулентности  $k-\omega$  и мелкая сетка (Mesh4).

Таблица 2. Группы сеток и моделей турбулентности для исследования сеточной сходимости

| Сетка     | Размер пристеночного элемента, мкм | $y^+$   | Модель турбулентности     | Количество узлов, $\times 10^6$ |
|-----------|------------------------------------|---------|---------------------------|---------------------------------|
| Mesh1     | 1                                  | 5...20  | $k-\varepsilon$           | 2,85                            |
| Mesh2     | 0,1                                | 0,1...5 | $k-\varepsilon, k-\omega$ | 2,86                            |
| Base Mesh | 1                                  | 5...20  | $k-\varepsilon$           | 5,38                            |
| Mesh3     | 1                                  | 5...20  | $k-\varepsilon, k-\omega$ | 11,02                           |
| Mesh4     | 0,1                                | 0,1...5 | $k-\omega$                | 11,28                           |

Входные данные для верификационного CFD-моделирования насоса на воде (по экспериментальным данным) были следующие:

- частота вращения основного ротора – 13300 об/мин;
- частота вращения преднасоса – начиная от постоянной скорости в 2700 об/мин к изменению скорости по алгоритму, изложенному далее;
- входные стационарные параметры: полное давление – 0,2 МПа, температура воды на входе – 293 К, интенсивность турбулентности – 5%;
- свойства воды – из стандартной библиотеки CFX;
- тип моделирования – стационарный;
- схема решения – High Resolution;
- тип интерфейса «ротор-статор» – «Mixing Plane» с осреднением скорости;
- нет шероховатости поверхности (гладкие стенки).

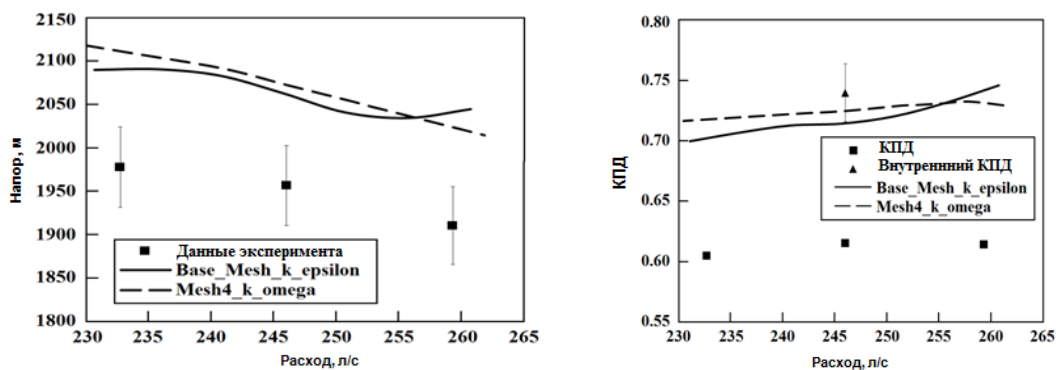


Рис. 2. Сравнение расчётных и экспериментальных результатов

В качестве граничного условия на выходе для первого решения был установлен массовый расход. Модель турбулентности  $k-\varepsilon$  использовалась для получения начального решения. Далее, после определения давления на выходе, расчёты проводились с граничным условием давления (*Opening Pressure*). Затем использовалась модель турбулентности  $k-\omega$  с соответствующей мелкой сеткой.

Был заранее создан дополнительный канал размером 1 калибр КВК на входе и дополнительный канал размером 10 калибров на выходе СВК, используя опыт моделирования насоса работы [3] (рис. 3).

Сходимость решения оценивалась как по критерию неизменно низкого уровня математических невязок (RMS), так и по критерию постоянства (неизменности при расчёте) следующих интегральных параметров:

- полный массовый расход;
- степень повышения давления;
- затраченная и эффективная мощность;
- крутящие моменты роторов;
- внутренний КПД.

Анализ параметров при решении (рис. 4) показал, что даже после большого количества итераций решаемая система сохраняет периодические колебания параметров на уровне до 2-3% от среднего значения. CFD-результаты совпали с данными эксперимента в пределах 6%.

В работе учитывались средние значения интегральных параметров для установившегося течения за последние 1000 итераций, а для достижения устойчивого состояния требовалось не менее 2000 итераций. На рис. 5 колебания прогнозируемого напора показаны шириной поля. Далее на диаграммах представлены усреднённые параметры. Такой приём рекомендуется для работ по CFD-моделированию.

**Подбор скорости вращения вала низкого давления** выполнялся с использованием алгоритма, учитывающего баланс гидравлических сил, действующих на ГТ с одной стороны и ШНД и КНД – с другой. Следует отметить, что когда лопаточные венцы-потребители энергии (насосные колёса) моделируются одновременно с лопаточными венцами-производителями энергии (турбинные элементы), всегда существует вероятность неопределённости частоты вращения ротора, поскольку кроме гидравлических сил в силовой системе ротора присутствуют силы, моделирование которых не проводилось. Существует три основных этапа решения этой задачи:

1. Игнорирование дисбаланса мощностей в работах, не имеющих целью исследования процессов, зависящих от частоты ротора малого давления. Моделирование выполняется с заранее заданной (например, взятой из экспериментальных данных) скоростью вращения ротора. При этом, очевидно, будет присутствовать мощностной дисбаланс, причиной которого является неполная идентичность моделей соответствующим физическим процессам. Например, в данной работе не учитывались надроторные перетекания и утечки жидкости через уплотнения, дисковое трение, механические потери ротора.

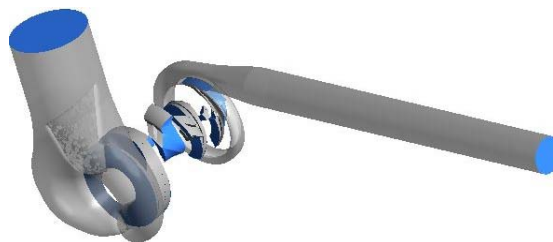


Рис. 3. CFD-модель исследуемого насоса

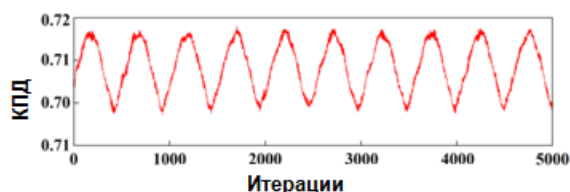


Рис. 4. Периодические колебания интегральных параметров сходимости на примере КПД

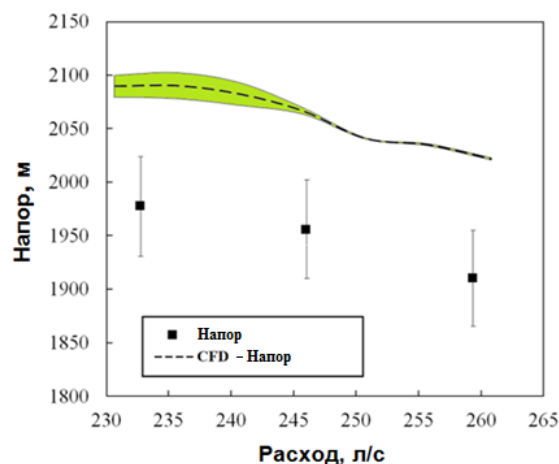


Рис. 5. Прогнозные значения расчётного напора

2. Повышение адекватности моделирования для уменьшения дисбаланса, т.е. добавление в модель тех особенностей, которые, вероятно, являются причиной дисбаланса. Например, учёт утечек на турбине даст уменьшение положительного момента на роторе, а учёт дискового трения насосных колёс даст увеличение отрицательного.

3. Когда адекватность моделей приемлема для данного исследования, осуществляется подбор новой скорости вращения: во время расчёта контролируется баланс мощностей ГТ и (ШНД+КНД) и при положительном балансе скорость вращения повышается, при отрицательном – снижается до обеспечения минимального приемлемого дисбаланса.

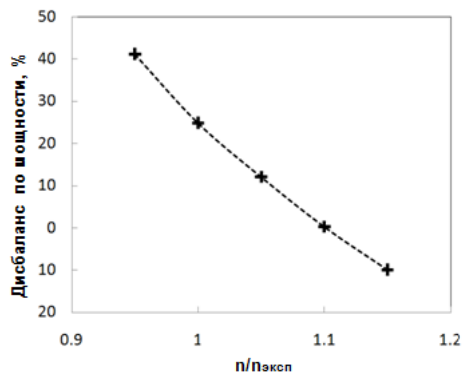


Рис. 6. Влияние частоты вращения преднасоса на дисбаланс мощностей ротора

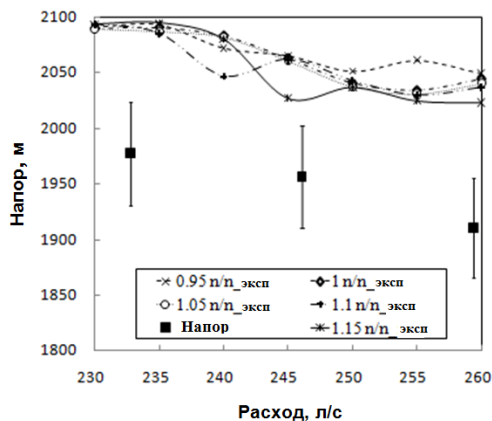


Рис. 7. Влияние частоты вращения преднасоса на напор насоса

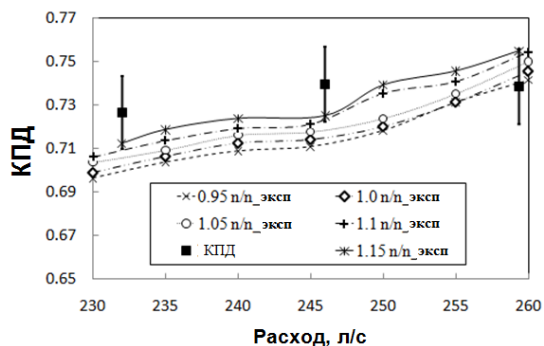


Рис. 8. Влияние частоты вращения преднасоса на эффективность насоса

При моделировании с фиксированной частотой вращения преднасоса 2700 об/мин (определена экспериментально при испытаниях насоса) было установлено, что мощность, вырабатываемая турбиной, на 26% больше, чем мощность, потребляемая насосом. Такая большая разница (даже с учётом того, что механический КПД насосов обычно находится на уровне 85-95% [7]) может объясняться неточностью моделирования (использованием грубой модели турбулентности с двумя уравнениями), отсутствием утечек или неопределённостью скорости вращения преднасоса. Было оценено влияние неопределённости частоты вращения преднасоса на производительность насоса путём серии расчётов с различной частотой вращения ступени низкого давления:  $0.95 n_{\text{эксп}}$ ,  $1.05 n_{\text{эксп}}$ ,  $1.1 n_{\text{эксп}}$ ,  $1.15 n_{\text{эксп}}$ . Значение дисбаланса мощности между насосом и турбиной при этом составило 41, 10, 0% и -10% соответственно (рис. 6-8).

Изменение частоты вращения преднасоса практически не повлияло на общий напор насоса: максимальное отклонение составило 1,5% (рис. 7). Это объясняется тем, что напор основного насоса в 30 раз больше, чем напор, получаемый в преднасосе. Влияние на КПД оказалось сильнее: максимальное отклонение составило 3,1% (рис. 8).

Это объясняется возникновением профильных потерь из-за деформации треугольников скоростей на входе лопаточных венцов (изменение углов потока при отклонении частоты вращения от расчётной).

Таким образом, для такого типа насосов влияние неопределённости частоты вращения преднасоса может быть проигнорировано, если напор второй ступени значи-

тельно превышает напор первой. Однако при необходимости исключения данных погрешностей из расчёта частота должна быть отрегулирована до полной балансировки мощностей ротора.

**Моделирование процессов кавитации** проводилось с целью проверки её отсутствия на неноминальных режимах. Особое внимание к данной проблеме было вызвано наличием нежёсткой (гидравлической) связи роторов исследуемого типа насосов. Для насосов с механической связью роторов проблема кавитации решается ещё на этапе проектирования выбором соотношения скоростей движения потока и лопаток на входе ШНД, обеспечивающего необходимый кавитационный запас. Но в случае использования гидротурбины несогласованные изменения расхода и частоты вращения ШНД на новом режиме могут привести к кавитации, даже если на номинальном режиме она отсутствует. Поэтому для насосов данного типа необходимо проводить CFD-моделирование кавитации для оценки предрасположенности потока жидкости к переходу в паровую фазу в областях резкого понижения местного давления (как правило, это кромки лопаток ШНД со стороны спинки).

Проблемам кавитирующего потока посвящено достаточно много работ, например [8-11], в том числе по тематике лопастных машин [12; 13]. Тем не менее, анализ опыта моделирования показывает, что современные методы позволяют прогнозировать появление кавитации с погрешностью 10-15%. Среди многообразия моделей выделяют [14] классы алгебраических и дифференциальных моделей. Алгебраические модели (реализована в Numeca FINE/Turbo [5]) используют однофазный подход и моделируют кавитацию через изменение плотности внутри расчётной области в соответствии с законом баротропной жидкости. Преимуществами такого подхода являются устойчивость решения и низкая стоимость вычислений из-за отсутствия каких-либо дополнительных уравнений. Основным недостатком является то, что эта модель не позволяет адекватно моделировать термодинамические эффекты, которые могут быть определяющими, например, для потоков криогенных жидкостей. В настоящее время исследования сосредоточены на дифференциальных моделях, в которых учитываются тепловые эффекты. Большинство из них, например [11; 13; 15], основаны на численном решении уравнения Рэлея-Плессета, полученного из уравнения равновесия процесса роста кавитационных пузырьков. В данном исследовании использовалась модель Рэлея-Плессета, реализованная в ANSYS CFX [6].

Для повышения стабильности и скорости решения задач кавитирующего потока в насосе моделирование происходит в два этапа: сначала проводится решение с выключенной моделью кавитации (при этом подбирается частота вращения ротора преднасоса), а затем проводится расчёт с использованием модели кавитации, в котором в качестве начальных условий используются результаты первого решения.

Анализ результатов первого этапа показал наличие областей с отрицательным абсолютным полным давлением на входных кромках лопастей шнека (рис. 10, а). Нефизическое явление показывает районы потенциальной кавитации.

На втором этапе моделирование осуществлялось с помощью настроек кавитационного межфазного перехода, а именно:

- два рабочих тела: первичная – жидкость, вторичная – пар;
- гомогенная модель многофазности в предположении идентичности полей скорости для жидкой и паровой фаз;
- кавитационная модель Рэлея-Плессета для массопереноса [6];
- средний диаметр кавитационных пузырьков – 2 микрона;
- давление насыщения – 3169 Па (при моделировании эксперимента на воде);
- объёмная доля фаз на входе: «1» – для жидкости, «0» – для пара.

Расчёты с моделированием кавитации отличаются меньшей стабильностью. Для получения решения необходимо дополнительно уменьшить масштаб времени, чтобы сделать расчёт более устойчивым. Анализ сошедшегося решения лучше всего выполнять в сравнении с результатами без кавитации.

Анализ результатов второго этапа (с учётом кавитации) не показал зон с отрицательным давлением. При этом прогнозируемые зоны кавитации появляются в тех же местах, как и в модели первого этапа, но имеют более вытянутую форму (рис. 10, б), которая чаще встречается в зонах кавитации на винтах [16].

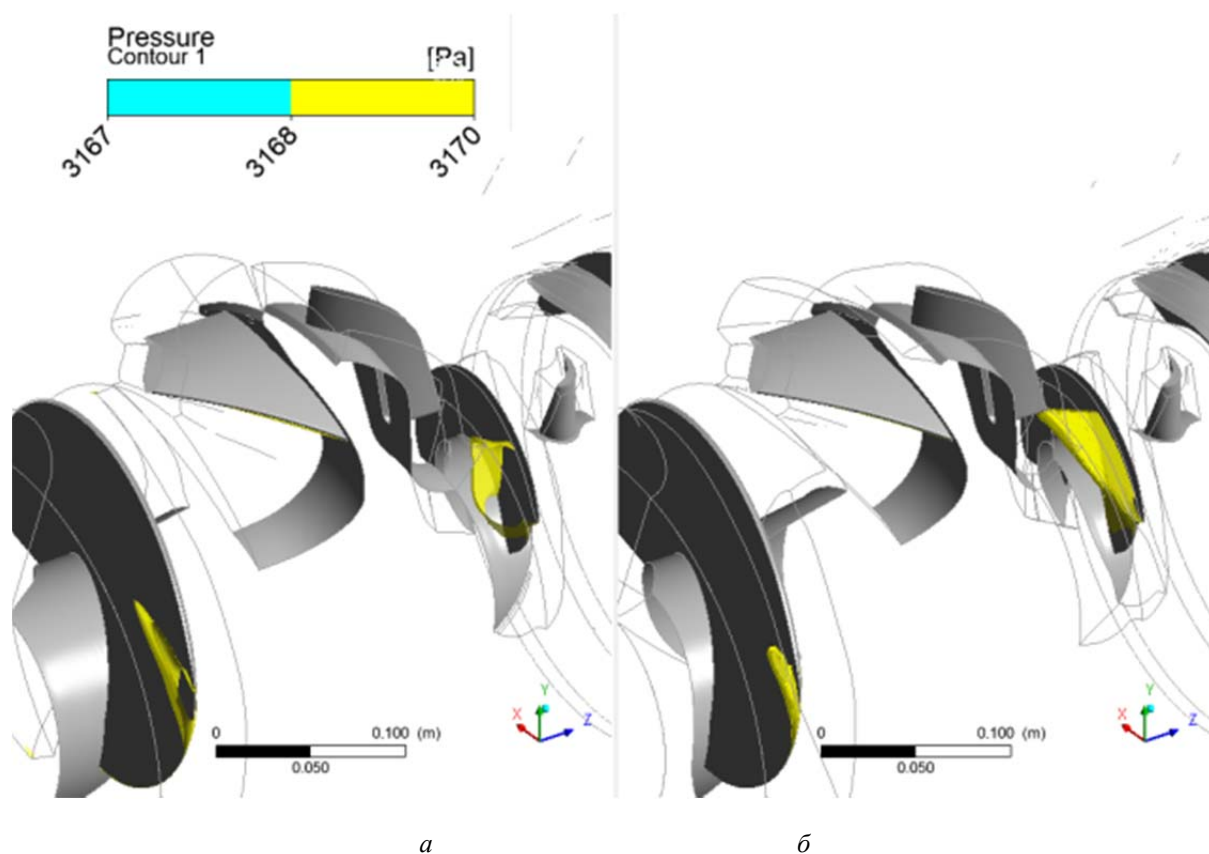


Рис. 10. Сравнение результатов расчёта: а – без кавитации, б – с кавитацией

Результаты сравнения интегральных характеристик преднасоса показаны на рис. 11. Из рисунка видно, что характеристики, полученные с помощью CFD-модели с учётом кавитации, лежат ниже, чем характеристики, описывающие течения жидкости без учёта фазового перехода. Это может свидетельствовать о том, что существуют локальные зоны кавитации, дросселирующие канал на всех режимах эксплуатации насоса. Таким образом, осуществляя моделирование с кавитацией, можно оценить степень влияния кавитационных процессов на общий КПД насоса. В случае значительного ухудшения параметров рабочего процесса следует обратить внимание на причины ухудшения способности насоса противостоять кавитации (слишком низкое давление на входе, слишком большая скорость вращения гидротурбины и др.).

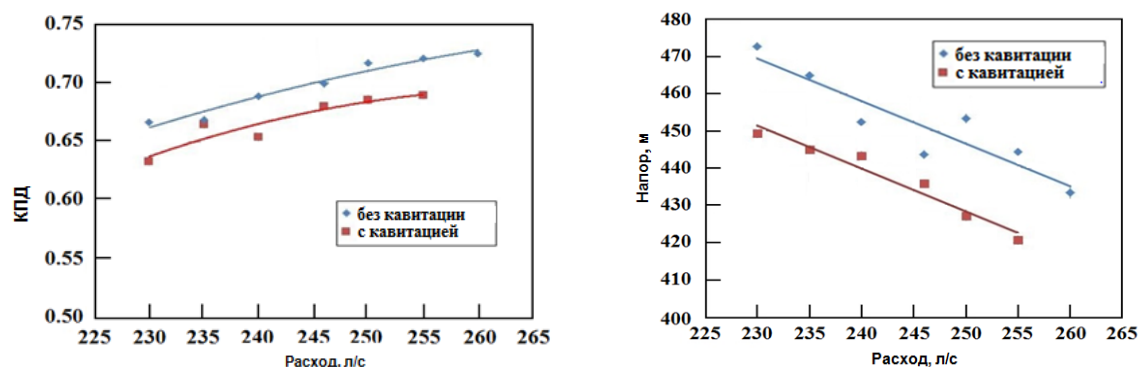


Рис. 11. Оценка влияния кавитации на интегральные характеристики преднасоса

### Заключение

Предложенная методика позволяет проводить моделирование насосов с гидроприводом ступени низкого давления с помощью CFD-инструментов.

Для прогнозирования характеристик насоса на неноминальных режимах необходимы мелкая сетка и низкорейнольдсовая модель турбулентности. Для получения первичного решения рекомендуются модели турбулентности  $k-\epsilon$  с граничным условием массового расхода на выходе. Для последующих этапов, использующих уточнённые начальные условия, расчёты целесообразно выполнять с граничным условием *Opening Pressure* и моделью турбулентности  $k-\omega$ . Влияние неопределённости скорости вращения гидропривода насоса может быть проигнорировано, когда напор основного насоса намного больше, чем напор преднасоса. В противном случае необходимо корректировать частоту вращения преднасоса до достижения баланса мощностей ротора низкого давления. Модель кавитационного перехода Рэля-Плессета, реализованная в ANSYS CFX, позволяет оценить степень влияния кавитации на внутренние КПД и напор насоса. На этапе анализа результатов должны быть учтены колебания интегральных параметров.

Данная методика может быть использована для создания адекватных CFD-моделей насосов с гидроприводом первой ступени при их проектировании и доработке.

Следует отметить, что данная методика основана на стационарном (условном) моделировании вращающихся элементов насоса и поэтому не может применяться для исследования ряда важных явлений, имеющих нестационарную природу (пульсации давления, шум, вибрации насосов), без дополнительной доработки.

Работа выполнена при финансовой поддержке со стороны Минобрнауки России в рамках базовой части государственного задания, а также при стипендиальной государственной поддержке молодых российских учёных Советом по Грантам Президента РФ.

### Библиографический список

1. Андронов А.Л. Особенности работы центробежных насосов и требования к их электроприводу // Ползуновский Альманах. 2004. № 1. С. 150-152.
2. Чванов В.К., Кашкаров А.М., Ромасенко Е.Н., Толстиков Л.А. Турбонасосные агрегаты ЖРД НПО «Энергомаш» // Конверсия в машиностроении. 2006. № 1 (74). С. 15-21.
3. Зубанов В.М., Шаблий Л.С. CFD-моделирование процессов в насосе высокого давления окислителя турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2014. № 5 (47), ч. 1. С. 148-153.
4. ANSYS ICEM CFD User Guide, 2011, ANSYS Inc.
5. Numeca FINE/Turbo User's Guide, 2012, Numeca Inc.
6. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2011, ANSYS Inc.
7. Benigni H., Jaberg H., Yeung H., Salisbury T., Berry O., Collins T. Numerical simulation of low specific speed American petroleum institute pumps in part-load operation and comparison with test rig results // Journal of Fluids Engineering. 2012. V. 134, Iss. 2. Article number 024501. DOI: 10.1115/1.4005769
8. Pinho J., Lema M., Rambaud P., Steelant J. Multiphase investigation of water hammer phenomenon using the full cavitation model // Journal of Propulsion and Power. 2014. V. 30, Iss. 1. P. 105-113. DOI: 10.2514/1.b34833
9. Saurel R., Petitpas F., Abgrall R. Modelling phase transition in metastable liquids: Application to cavitating and flashing flows // Journal of Fluid Mechanics. 2008. V. 607. P. 313-350. DOI: 10.1017/s0022112008002061
10. Porca P., Lema M., Rambaud P., Steelant J. Experimental and numerical multi-phase-front fluid hammer // Journal of Propulsion and Power. 2014. V. 30, Iss. 2. P. 368-376. DOI: 10.2514/1.b34832
11. Singhal A.K., Athavale M.M., Li H., Jiang Y. Mathematical basis and validation of the full cavitation model // Journal of Fluids Engineering. 2002. V. 124, Iss. 3. P. 617-624. DOI: 10.1115/1.1486223
12. Ding H., Visser F.C., Jiang Y., Furmanczyk M. Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications // Journal of Fluids Engineering. 2011. V. 133, Iss. 1. Article number 011101. DOI: 10.1115/1.4003196
13. Li H.Y., Singhal A.K., Athavale M.M., Jiang Y.U. Application of the full cavitation model to pumps and inducers // International Journal of Rotating Machinery. 2002. V. 8, Iss. 1. P. 45-56. DOI: 10.1080/10236210211852
14. Кулагин В.А., Пьяных Т.А. Исследование кавитационных течений средствами математического моделирования // Журнал Сибирского федерального университета. Серия: Техника и Технологии. 2012. Т. 5, № 1. С. 57-62.
15. Константинов С.Ю., Целищев Д.В. Исследование и совершенствование численных моделей кавитационного массопереноса // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2013. Т. 17, № 3 (56). С. 123-129.
16. Rhee S.H., Kawamura T., Li H. Propeller cavitation study using an unstructured grid based Navier-Stokes solver // Journal of Fluids Engineering. 2005. V. 127, Iss. 5. P. 986-994. DOI: 10.1115/1.1989370

## SIMULATION OF THE WORK PROCESS OF A TWO-STAGE PUMP WITH A FIRST-STAGE HYDRAULIC DRIVE

© 2016

- V. N. Matveev** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [valeriy2008@rambler.ru](mailto:valeriy2008@rambler.ru)
- L. S. Shabliy** Candidate of Science (Engineering), Associate professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [mlbp@yandex.ru](mailto:mlbp@yandex.ru)
- A. V. Krivtsov** Assistant Lecturer of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [a200009@rambler.ru](mailto:a200009@rambler.ru)
- V. M. Zubanov** Assistant Lecturer of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [waskes91@gmail.com](mailto:waskes91@gmail.com)
- A. I. Ivanov** Head of the Department of Rocket Engines, «KUZNETSOV» public company, Samara, Russian Federation, [alex\\_slavross@mail.ru](mailto:alex_slavross@mail.ru)
- I. P. Kositsin** Candidate of Science (Engineering), leading engineer, «KUZNETSOV» public company, Samara, Russian Federation
- N. V. Baturin** leading engineer, «KUZNETSOV» public company, Samara, Russian Federation, [nik-o-las@mail.ru](mailto:nik-o-las@mail.ru)

This article describes a method of CFD-modeling of a two-stage high-pressure pump. The main feature of the pump is the hydraulic drive of the low-pressure stage that takes energy from a high-pressure flow. The speed of the turbine is determined by the power balance of a low-pressure rotor. The modeling technique presented in this paper includes two major advantages over previous studies. The first feature is the determination of the speed of rotational velocity during the CFD-calculation by a special methodology. The second feature is cavitation simulation to assess its impact on the pre-pump workflow at a relatively low inlet pressure. Recommendations for the use of software (ANSYS CFX, NUMECA AutoGrid5, ANSYS ICEM CFD) are an important part of the simulation technology described. These recommendations concern the choice of the modeling area, mesh generation, choice of turbulence models, verification of convergence, post-processing of the results. The adequacy of the CFD-model was evaluated by comparing the calculated and experimental performance obtained on a test rig. The use of the resulting methodology of pump simulation improves the productivity and increases the efficiency of pumps with a hydro-drive of the low-pressure stage.

*Two-stage pump; CFD-modeling; hydro-drive; cavitation; stage matching.*

---

**Citation:** Matveev V.N., Shabliy L.S., Krivtsov A.V., Zubanov V.M., Ivanov A.I., Kositsin I.P., Baturin N.V. Simulation of the work process of a two-stage pump with a first-stage hydraulic drive. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 102-113. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-102-113

### References

1. Andronov A.L. Peculiarities of centrifugal pump operation and requirements for the pump electric drive. *Polzunovsky Almanac*. 2004. No. 1. P. 150-152. (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 Building of Russia*. 2006. No. 1 (74). P. 15-21. (In Russ.)
3. Zubanov V.M., Shabliy L.S. CFD-modeling of processes in a high-pressure oxidizer pump for the turbopump assembly of a liquid rocket engine. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No. 5 (47), part 1. P. 148-153. (In Russ.)
4. ANSYS ICEM CFD User Guide, 2011, ANSYS Inc.
5. Numeca FINE/Turbo User's Guide, 2012, Numeca Inc.
6. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2011, ANSYS Inc.

7. Benigni H., Jaberg H., Yeung H., Salisbury T., Berry O., Collins T. Numerical simulation of low specific speed American petroleum institute pumps in part-load operation and comparison with test rig results. *Journal of Fluids Engineering*. 2012. V. 134, Iss. 2. Article number 024501. DOI: 10.1115/1.4005769
8. Pinho J., Lema M., Rambaud P., Steelant J. Multiphase investigation of water hammer phenomenon using the full cavitation model. *Journal of Propulsion and Power*. 2014. V. 30, Iss. 1. P. 105-113. DOI: 10.2514/1.b34833
9. Saurel R., Petitpas F., Abgrall R. Modelling phase transition in metastable liquids: Application to cavitating and flashing flows. *Journal of Fluid Mechanics*. 2008. V. 607. P. 313-350. DOI: 10.1017/s0022112008002061
10. Porca P., Lema M., Rambaud P., Steelant J. Experimental and numerical multi-phase-front fluid hammer. *Journal of Propulsion and Power*. 2014. V. 30, Iss. 2. P. 368-376. DOI: 10.2514/1.b34832
11. Singhal A.K., Athavale M.M., Li H., Jiang Y. Mathematical basis and validation of the full cavitation model. *Journal of Fluids Engineering*. 2002. V. 124, Iss. 3. P. 617-624. DOI: 10.1115/1.1486223
12. Ding H., Visser F.C., Jiang Y., Furmanczyk M. Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications. *Journal of Fluids Engineering*. 2011. V. 133, Iss. 1. Article number 011101. DOI: 10.1115/1.4003196
13. Li H.Y., Singhal A.K., Athavale M.M., Jiang Y.U. Application of the full cavitation model to pumps and inducers. *International Journal of Rotating Machinery*. 2002. V. 8, Iss. 1. P. 45-56. DOI: 10.1080/10236210211852
14. Kulagin V.A., Pyanykh T.A. Research of Cavitating Flows by Methods of Mathematical Simulation. *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*. 2012. V. 5, no. 1. P. 57-62. (In Russ.)
15. Konstantinov S.Yu, Tselishev D.V. Research and enhancement of computational models of cavitation mass transfer. *Vestnik UGATU*. 2013. V. 17, no. 3 (56). P. 123-129. (In Russ.)
16. Rhee S.H., Kawamura T., Li H. Propeller cavitation study using an unstructured grid based Navier-Stokes solver. *Journal of Fluids Engineering*. 2005. V. 127, Iss. 5. P. 986-994. DOI: 10.1115/1.1989370

## ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ НА САМОВОСПЛАМЕНЯЮЩИХСЯ КОМПОНЕНТАХ ТОПЛИВА ТЯГОЙ МЕНЕЕ 1 Н

© 2016

**В. Е. Нигодюк** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [ke\\_src@ssau.ru](mailto:ke_src@ssau.ru)

**А. В. Сулинов** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [ke\\_src@ssau.ru](mailto:ke_src@ssau.ru)

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований особенностей рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги (ЖРДМТ) на самовоспламеняющихся компонентах топлива тягой менее 1 Н и пути повышения их эффективности, надёжности и стабильности параметров. Для изучения стабильности гидравлических характеристик капиллярных форсуночных элементов ЖРДМТ экспериментально исследованы гидродинамические характеристики капилляров при изотермическом течении жидкости и с подводом тепла и предложен метод их расчёта. С помощью предложенного метода расчёта проведено исследование изменения гидравлического сопротивления капилляров для смесительной головки ЖРДМТ и показано, что влияние тепловых факторов может приводить к существенным изменениям гидравлических характеристик форсуночных элементов двигателей тягой менее 1 Н и, как следствие этого, к неустойчивости его параметров двигателя и нерасчётной работе. Выполнено расчётно-теоретическое исследование по определению области полного жидкофазного смешения в зависимости от диаметра капилляров и тяги двигателя и показано, что основной причиной низкой экономичности ЖРДМТ тягой менее 1 Н является низкая эффективность жидкофазного смешения компонентов. Экспериментально исследовано изменение энергетических параметров ЖРДМТ тягой менее 1 Н со струйной схемой смесеобразования в зависимости от уровня тяги. В качестве возможного пути интенсификации внутрикамерного рабочего процесса предложено применение предкамерного устройства. Исследовано влияние предкамеры на энергетические параметры ЖРДМТ тягой менее 1 Н, показана возможность интенсификации внутрикамерного рабочего процесса с помощью предкамеры и даны рекомендации по выбору геометрии предкамеры.

*Жидкостные ракетные двигатели малой тяги; самовоспламеняющиеся компоненты топлива; гидродинамические характеристики капилляров; жидкофазное взаимодействие компонентов; предкамера.*

---

**Цитирование:** Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. Исследование особенностей рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги на самовоспламеняющихся компонентах топлива тягой менее 1 Н // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 114-125.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-114-125

Жидкостные ракетные двигатели малой тяги на самовоспламеняющихся компонентах топлива тягой от 0,1 до 1 Н представляют интерес для разработчиков систем ориентации и стабилизации космических аппаратов (КА) [1], поскольку данные исполнительные органы обеспечивают как высокую точность управления КА, так и вполне удовлетворительную динамику выполнения операций по управлению.

По сравнению с ЖРДМТ тягой от 10 до 400 Н данный класс двигателей имеет свои отличительные особенности, которые необходимо учитывать при их проектировании:

- наличие одного смесительного элемента;

- использование в качестве форсунок капилляров с внутренним диаметром 0,15-0,3 мм и с большими относительными длинами (более 20);
- проблемы с обеспечением стабильности гидравлических характеристик капиллярных смесительных элементов из-за возможной облитерации капиллярных каналов и значительных тепловых потоков в смесительную головку;
- сложности в эффективной организации жидкофазного смешения компонентов топлива;
- значительные потери удельного импульса тяги из-за неадиабатности рабочего процесса;
- особые условия организации тепловой защиты смесительной головки и стенок камеры сгорания.

Цель работы – теоретические и экспериментальные исследования особенностей рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива тягой от 0,1 до 1 Н и поиск путей повышения их эффективности, надёжности и стабильности параметров.

Для изучения стабильности гидравлических характеристик капиллярных смесительных элементов ЖРДМТ экспериментально исследованы гидродинамические характеристики капилляров при изотермическом течении жидкости и с подводом тепла. В результате исследования было показано [2; 3], что капиллярные круглые трубки по сравнению с обычными круглыми трубами имеют ряд особенностей как при изотермическом течении жидкости, так и при течении с подводом тепла. Поэтому для расчёта гидравлических характеристик и правильного выбора геометрических размеров капиллярных форсуночных элементов ЖРДМТ и их оптимизации, а также учёта влияния тепловых факторов на гидродинамическую картину течения жидкости и условия теплообмена был разработан метод расчёта их гидравлических характеристик при изотермическом течении жидкости и с подводом тепла. Предложенный метод расчёта капиллярных форсуночных элементов ЖРДМТ базируется на известных материалах расчёта гидравлических характеристик и теплообмена в круглых трубах с учётом особенностей, выявленных в процессе экспериментального исследования капиллярных трубок.

Подтверждена правомерность применения для расчёта линейного коэффициента гидравлического сопротивления капилляров соотношений, справедливых для обычных труб круглого сечения, причём не только при ламинарном, но и при турбулентном (до  $Re = 10^4$ ) режиме течения. Было показано, что капилляры, используемые в ЖРДМТ, соответствуют понятию гидродинамически гладких труб (шероховатость  $\sim 1$  мкм).

Необходимость рассмотрения гидродинамики течения в капиллярах с подводом тепла обусловлена характерными для них условиями работы – нагревом смесительной головки ЖРДМТ в процессе работы двигателя. Поэтому важно знать не только гидравлические характеристики капилляров, но и величины плотностей тепловых потоков к капиллярам, приводящим к реализации возможных режимов течения жидкости с подводом тепла либо для их учёта, либо для избежания возникновения данных режимов.

На основании полученных экспериментальных результатов по влиянию подвода тепла на гидросопротивление и теплообмен при однофазном и двухфазном течениях в капиллярах [2; 3] был предложен метод расчёта гидродинамики течения жидкости с подводом тепла. Исследовались области однофазного течения и неразвитого и развитого пузырькового кипения недогретой жидкости. Экспериментально определены границы указанных областей течения и показано, что нижние границы неразвитого и развитого при турбулентном течении пузырькового кипения можно описать зависимостями для плотностей теплового потока, характеризующих соответственно начало (возникновение) неразвитого и начало развитого пузырькового кипения. При ламинарном те-

чении область неразвитого пузырькового кипения, как показал эксперимент, чрезвычайно мала и её можно не учитывать.

Со снижением уровня тяги ЖРДМТ возрастает относительная доля тепла, отводимого от продуктов сгорания к стенке камеры двигателя. В частности, потери энергии из-за неадиабатности рабочего процесса в камере сгорания ЖРДМТ тягой менее 1 Н могут превышать (10...15)% [4]. Поэтому одной из возможных причин нестабильности параметров ЖРДМТ тягой менее 1 Н может быть изменение гидравлических характеристик капиллярных форсуночных элементов смесительной головки двигателя вследствие влияния тепловых факторов, обусловленных тепловыми потоками в смесительную головку.

Физическую картину течения жидкости в капиллярах смесительной головки ЖРДМТ, учитывающей все возможные стадии реализации течения с подводом тепла, можно представить в следующем виде (рис. 1) [5]. На входном участке (AB) реализуется изотермическое течение жидкости без подвода тепла; на последующих участках течения – с подводом тепла (BL), на которых можно выделить зоны жидкофазного течения (BC), течения кипящей недогретой жидкости (CL), состоящей из участков неразвитого (CD) и развитого (DK) пузырькового кипения, а также из участка плёночного кипения (KL).

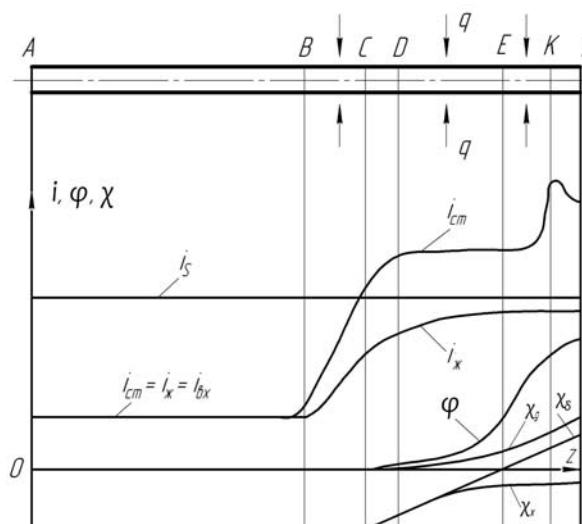


Рис. 1. Физическая картина течения жидкости в капилляре смесительной головки ЖРДМТ

На рис. 1 показаны изменения параметров компонента вдоль оси канала капилляра, где  $i_{вх}$ ,  $i_{жс}$ ,  $i_{см}$ ,  $i_s$  – энтальпия компонента соответственно на входе в капилляр, по длине канала, при температуре стенки и при температуре насыщенных паров;  $\phi$  – истинное объёмное паросодержание;  $x_{\delta}$  – относительная энтальпия, определяемая по тепловому балансу;  $x_{жс}$  – относительная энтальпия компонента, средняя по сечению;  $x_{\delta}$  – действительное массовое паросодержание;  $q$  – плотность теплового потока;  $z$  – координата вдоль оси канала капилляра.

На основании рассмотренной выше физической картины течения с учётом результатов исследований [2; 3] была предложена математическая модель расчёта теплообмена и гидравлического сопротивления компонентов топлива в капиллярах смесительной головки при следующих допущениях:

- стационарность течения и теплообмена;
- постоянство плотности теплового потока на участке теплоподвода к капилляру;
- капиллярные форсуночные элементы – гидродинамически гладкие трубы;
- тепловой поток вдоль оси капилляра пренебрежимо мал.

Изменение коэффициента гидравлического сопротивления при подводе тепла оценивалось с помощью относительного коэффициента гидравлического сопротивления

нения  $\bar{\xi}_i = \frac{\xi_i}{\xi_{oi}}$ , где  $\xi_{oi}$  – коэффициент гидравлического сопротивления при изотермическом течении компонента на  $i$ -м участке;  $\xi_i$  – коэффициент гидравлического сопротивления при подводе тепла к компоненту на  $i$ -м участке.

С помощью предложенной модели было проведено расчётное исследование изменения гидравлического сопротивления капилляров на примере двухкомпонентного ЖРДМТ номинальной тягой 0,4 Н на самовоспламеняющихся компонентах топлива: несимметричный диметилгидразин (НДМГ) и азотный тетраоксид (АТ) и, как следствие этого, изменений массового соотношения компонентов топлива и тяги двигателя. Длина и внутренний диаметр капиллярных форсуночных элементов смесительной головки ЖРДМТ, состоящей из одного капиллярного форсуночного элемента по каждой линии подачи компонентов, в расчётном исследовании принимались равными соответственно 52 и 0,2 мм. Длина выходного участка теплоподвода капилляра составляла 50 % от длины капилляра – 26 мм. Расчёты были проведены при номинальных параметрах двигателя: тяга 0,4 Н, давление в камере сгорания 0,5 МПа, температура компонентов на входе в двигатель 20 °С, массовое соотношение компонентов топлива 1,8. При этом в капилляре окислителя для двигателя тягой 0,4 Н была возможна реализация как ламинарного, так и турбулентного режима течения компонента, и поэтому рассматривались оба режима течения, а в капилляре горючего – только ламинарный режим течения компонента. Характер режимов течения был обусловлен значением числа Рейнольдса при возможных расходах компонентов в капиллярах.

В процессе расчётного исследования определялась зависимость изменения относительного коэффициента гидравлического сопротивления  $\bar{\xi}_\Sigma$  форсуночного элемента от значения теплового потока  $Q$ , подводимого к капилляру. Максимальное значение теплового потока в рассматриваемом исследовании ограничивалось значением 1,2% от кинетической энергии газовой струи на срезе сопла двигателя « $W$ » при её полном расширении. Данное значение теплового потока было достаточным, как показано ниже, для существенного влияния тепловых факторов на гидравлические характеристики форсуночного элемента. При расчётном исследовании на всех рассмотренных режимах предполагались равные значения тепловых потоков к капиллярам обоих компонентов: горючего и окислителя, постоянство перепада давления на смесительной головке и удельного импульса тяги двигателя.

На рис. 2 представлены результаты расчётного исследования в виде зависимостей суммарного относительного коэффициента гидравлического сопротивления  $\bar{\xi}_\Sigma$ , массового соотношения компонентов  $K_m$  и тяги  $P$  двигателя от значения подводимого к капилляру теплового потока  $Q$ . Зависимости тяги  $P$  и массового соотношения компонентов  $K_m$ , показанные на рисунке, рассчитаны для случая максимального отклонения гидравлического сопротивления – при ламинарном режиме течения окислителя и горючего. Из анализа полученных расчётных данных следует, что при жидкофазном течении компонентов топлива с подводом тепла уменьшение гидравлического сопротивления при ламинарном режиме течения компонентов составляет 30 % (1,0 % от « $W$ »,  $Q=12 \text{ Вт}$ ) и 15 % (0,4 % от « $W$ »,  $Q=5 \text{ Вт}$ ) соответственно в капиллярах горючего и окислителя, массовое соотношение компонентов

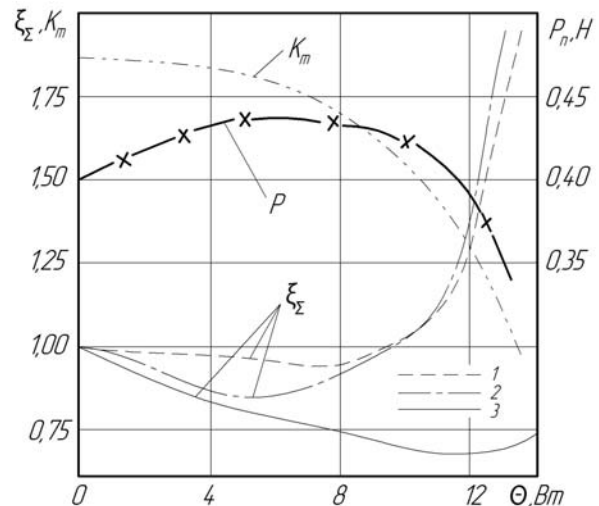


Рис. 2. Зависимости суммарного относительного коэффициента гидравлического сопротивления  $\bar{\xi}_\Sigma$ , массового соотношения компонентов  $K_m$  и тяги  $P$  двигателя от значения подводимого теплового потока:

1, 2 – окислитель; 3 – горючее; 1 – турбулентный режим течения; 2, 3 – ламинарный режим течения

топлива  $K_m$  меняется незначительно, а тяга  $P$  двигателя увеличивается на 9,4% от номинального значения. Возможность реализации турбулентного режима течения в капилляре окислителя для ЖРДМТ тягой 0,4 Н в сравнении с ламинарным повышает стабильность гидравлического сопротивления в области жидкофазного течения с подводом тепла ( $\bar{\xi}_\Sigma$  уменьшается лишь на 6%) и расширяет диапазон данной области по тепловому потоку до 0,7% от « $W$ » ( $Q = 8$  Вт).

Дальнейшее увеличение теплоподвода к капиллярам смесительной головки приводит к образованию паровой фазы, прежде всего в капилляре окислителя, т.к. АТ имеет более низкую температуру насыщенных паров, чем НДМГ, что ведёт к росту гидравлического сопротивления. В рассматриваемом диапазоне подводимого теплового потока гидравлическое сопротивление при достижении теплового потока 1,2% от « $W$ » по линии окислителя увеличивается в два раза, по линии горючего уменьшается на 25%. При этом массовое соотношение компонентов топлива и тяга двигателя падают соответственно на 40 и 10%. Однако коэффициент теплоотдачи в капилляре окислителя больше, чем в капилляре горючего, поэтому, по всей видимости, большая часть подводимого к смесительной головке теплового потока будет сниматься окислителем. Поскольку АТ более чувствителен к теплоподводу, то возрастает возможность возникновения кипения в капилляре окислителя. Последнее будет приводить к перераспределению теплового потока, что существенно увеличит гидравлическое сопротивление капилляра окислителя и приведёт к более значительному изменению параметров ЖРДМТ. Кроме того, в области развитого кипения градиент роста гидравлического сопротивления при изменении теплового потока достаточно большой, поэтому незначительные тепловые возмущения могут приводить к неустойчивости рабочего процесса как в капилляре окислителя, так и ЖРДМТ в целом. Поскольку массовое соотношение компонентов топлива изменяется значительно:  $K_m$  уменьшилось с 1,8 до 1,0, то будет существенно падать удельный импульс тяги двигателя и, как следствие этого, более значительно по сравнению с расчётным значением уменьшится тяга двигателя.

Проведённое расчётно-теоретическое исследование показало, что влияние тепловых факторов может приводить к существенным изменениям гидравлических характеристик форсуночных элементов ЖРДМТ тягой менее 1 Н и, как следствие этого, к нестабильности параметров двигателя и его нерасчётной работе. Из сказанного следует, что на стадии проектирования ЖРДМТ необходимо оценивать возможные тепловые потоки к форсуночным элементам смесительной головки, конструктивно обеспечивая их допустимые значения.

В качестве одного из возможных способов снижения тепловых потоков в смесительную головку можно рекомендовать предкамерное устройство как тепловой мост между камерой сгорания и смесительной головкой [6].

Уменьшение количества смесительных элементов в системе смесеобразования до одного – двухструйного, состоящего из капилляров, значительно усложняет проблему эффективной организации рабочего процесса в камере сгорания и может существенно снижать полноту преобразования топлива.

Ведущую роль в повышении эффективности внутрикамерного рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющемся топливе играет организация эффективного экзотермического жидкофазного взаимодействия компонентов топлива [7], которая будет решающим образом обеспечивать интенсификацию протекания последующих процессов преобразования топлива в высокотемпературные продукты сгорания и, как следствие, определять высокий уровень энергетических и динамических характеристик двигателя. Для обеспечения эффективного экзотермического жидкофазного взаимодействия компонентов топлива необходима реализация эффективного жидкофазного смешения компонентов до начала возникновения реакций в жидкой фазе.

На рис. 3 показана физическая картина жидкофазного смешения компонентов топлива на примере взаимодействия плёнок компонентов под углом друг к другу при двух основных вариантах её реализации: при полном и неполном смешении компонентов. При полном смешении компонентов в жидкой фазе (рис. 3, а) время  $\tau_{см}$ , затрачиваемое на смешение компонентов, не превышает время (период) индукции жидкофазных реакций самовоспламеняющихся компонентов топлива  $\tau_{жф}$ , т.е.  $\tau_{см} \leq \tau_{жф}$ . При этом толщина слоя смешения равна сумме толщин взаимодействующих плёнок компонентов:  $\delta_{см} = \delta_z + \delta_{ок}$ . При неполном смешении (рис. 3, б)  $\tau_{см} > \tau_{жф}$ ,  $\delta_{см} > \delta_z + \delta_{ок}$  часть компонентов не участвует в жидкофазных реакциях, в результате чего энергетический эффект от реализации жидкофазного смешения не будет использоваться в полном объёме в процессе последующего преобразования топлива. На рис. 3, кроме упомянутых выше параметров, показаны скорости компонентов  $W_1$ ,  $W_2$ , угол взаимодействия плёнок  $\alpha$ , эпюры распределения массового соотношения компонентов топлива: пунктирная линия – на входе в зону смешения  $K_{m_0}$ , сплошная линия – по истечении времени смешения  $\tau_{см}$ , штрихпунктирная линия – среднее значение по сечению  $K_{m_{ср}}$ .

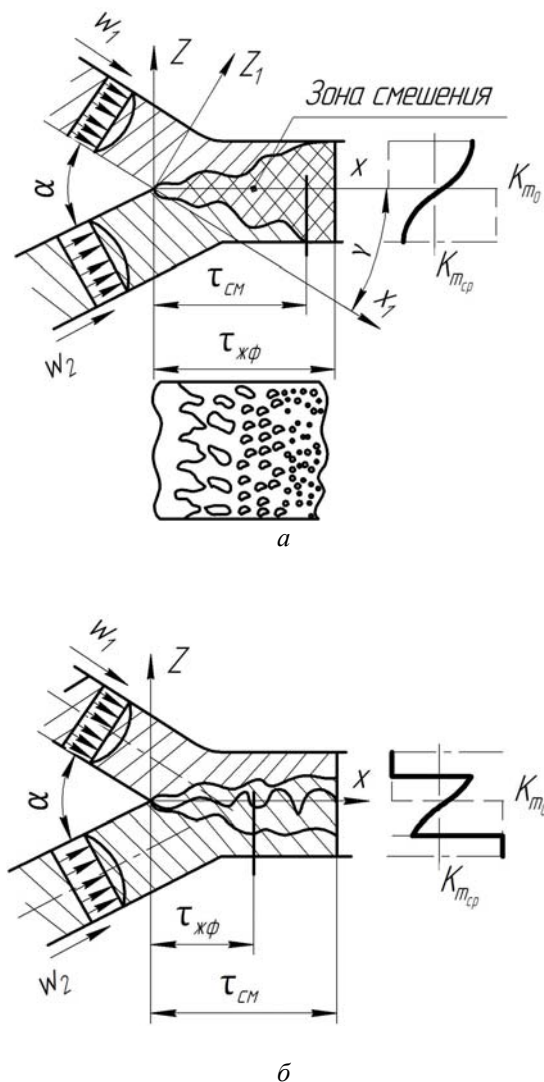


Рис. 3. Схема жидкофазного смешения при взаимодействии плёнок самовоспламеняющихся компонентов: а – полное смешение; б – неполное смешение

Анализ результатов исследований взаимодействия самовоспламеняющихся жидких компонентов топлива [7] показывает, что эффективным путём получения высокой полноты сгорания топлива является обеспечение полного жидкофазного смешения компонентов.

Процесс полного жидкофазного смешения в струйных схемах смесеобразования, характерных для ЖРДМТ тягой менее 1Н, будет лимитироваться следующими граничными условиями [8]:

- периодом индукции жидкофазных реакций самовоспламеняющихся компонентов;
- условием струйного истечения компонентов топлива;
- условием отсутствия гидродинамического распада плёнок компонентов топлива до и в процессе их смешения в жидкой фазе.

С использованием указанных граничных условий было проведено расчётно-теоретическое исследование по определению области полного жидкофазного смешения в зависимости от диаметра капилляров и тяги двигателя [8].

Результаты расчётно-теоретического исследования зависимости внутреннего диаметра капилляра, обеспечивающего полное жидкофазное смешение компонентов, от тяги для одной из возможных схем смесеобразования со сталкивающимися струями (углы наклона струй горючего и окислителя к оси камеры соответственно 49 и 26°) при коэффициенте избытка окислителя  $\alpha_{ок} = 0,6$  представлены на рис. 4.

На рис. 4 показаны рассмотренные выше граничные условия: 1 – ограничение периодом индукции жидкофазных реакций (период индукции жидкофазных реакций принимался равным  $\tau_{жф} = 1 \cdot 10^{-4}$  с); 2 – условие струйного истечения компонентов топлива; 3 – условие отсутствия гидродинамического распада плёнок компонентов топлива до и в процессе их смешения в жидкой фазе.

Анализ результатов расчётно-теоретического исследования показывает, что лишь капилляры с внутренним диаметром менее 0,1 мм позволяют обеспечить полное жидкофазное смешение компонентов в диапазоне тяг от 0,15 до 1,0 Н. При тяге двигателя менее 0,15 Н полное жидкофазное смешение компонентов обеспечить не удаётся даже при сколь угодно малом диаметре капилляров, что требует поиска других путей интенсификации смешения компонентов в жидкой фазе.

Для подтверждения расчётных данных был разработан и изготовлен образец двигателя, выполненного на основе рассмотренной струйной схемы смесеобразования, и проведено его экспериментальное исследование.

Экспериментальное исследование данного двигателя подтверждает расчётные данные (рис. 5, кривая 1 – двигатель без предкамеры): коэффициент камеры сгорания  $\varphi_k$  с уменьшением тяги ЖРДМТ в диапазоне от 1,0 до 0,1 Н существенно падает, поскольку при этом уменьшается доля смешиваемых в жидкой фазе компонентов топлива.

Тяга рассматриваемого двигателя в процессе эксперимента изменялась путём изменения давления компонентов на входе в двигатель с обеспечением постоянства коэффициента избытка окислителя:  $\alpha_{ок} = 0,55 \dots 0,65$ .

Реализация пути повышения энергетической эффективности ЖРДМТ за счёт использования капилляров менее 0,1 мм вызывает большие трудности как с технологической, так и с эксплуатационной точек зрения.

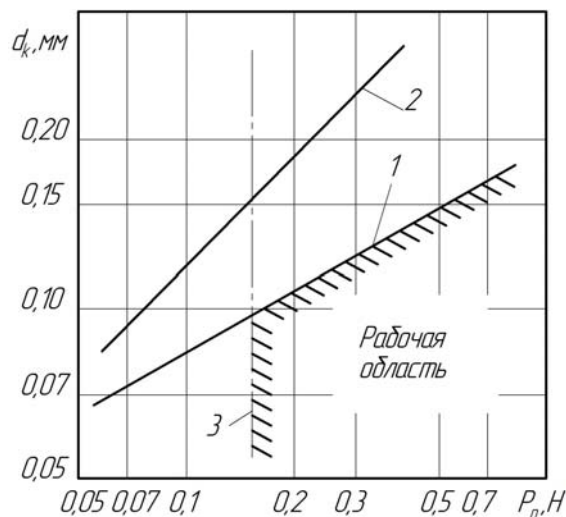


Рис. 4. Определение области (рабочей области) полного жидкофазного смешения компонентов топлива

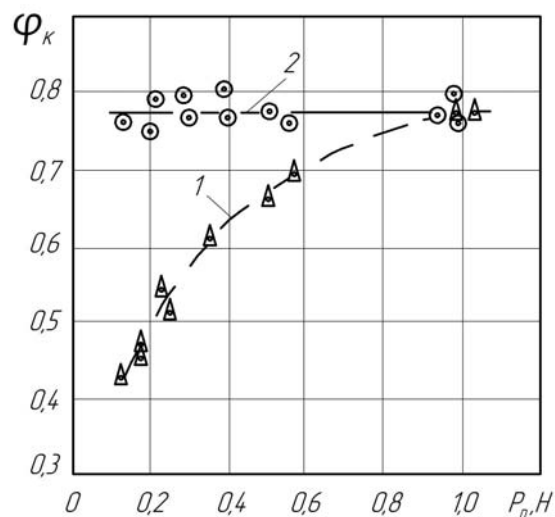


Рис. 5. Результаты экспериментального исследования двигателя без предкамеры (1) и с предкамерой (2)

Проведённые расчётно-теоретическое и экспериментальное исследования показали, что основной причиной низкой экономичности ЖРДМТ тягой  $0,1 \dots 1,0$  Н на двухкомпонентном самовоспламеняющемся жидкостном ракетном топливе со струйной схемой смесеобразования является низкая эффективность жидкофазного смешения компонентов.

В качестве перспективного пути интенсификации жидкофазного взаимодействия компонентов предложена схема смесеобразования на базе клинового смесительного элемента [9] и проведена апробация на экспериментальном образце двигателя.

Другим направлением повышения эффективности внутрикамерного рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива является применение в двигателях данного класса предкамерных устройств [6].

Достоинство предкамер с точки зрения интенсификации внутрикамерного рабочего процесса ЖРДМТ состоит в том, что они позволяют управлять рабочим процессом при ограниченном количестве смесительных элементов и влиять на эффективность протекания различных его стадий. Предкамера может интенсифицировать внутрикамерный рабочий процесс за счёт повышения эффективности следующих его стадий [6]:

- организации эффективного жидкофазного смешения компонентов топлива на стенке предкамеры;
- создания благоприятных условий для начального этапа образования и преобразования жидкофазных и газофазных промежуточных продуктов (ЖФПП и ГФПП);
- обеспечения заданного распределения ЖФПП и ГФПП по поперечному сечению камеры сгорания;
- организации эффективного дробления жидкофазных продуктов на выходе из предкамеры;
- интенсификации газофазного перемешивания ГФПП в камере сгорания.

Результаты экспериментального исследования ЖРДМТ с предкамерой (рис. 5, кривая 2 – двигатель с предкамерой), выполненной в виде плоского диффузорного щелевого канала, подтверждают возможность интенсификации внутрикамерного рабочего процесса с помощью предкамеры. В частности, при тяге двигателя  $0,2$  Н прирост значения коэффициента камеры сгорания ЖРДМТ с предкамерой по сравнению с исходным вариантом двигателя без предкамеры превысил 50%. Рассматриваемая конструкция предкамеры для данной схемы смесеобразования позволяет организовать взаимодействие самовоспламеняющихся компонентов топлива в жидкой фазе в завершающей стадии на плоской стенке предкамеры. При этом исполнение плоского канала предкамеры в виде диффузора не оказывает существенного влияния на рабочий процесс в камере сгорания.

Для исследования влияния на экономичность двигателя интенсификации процессов дробления капель и газофазного смешения в камере сгорания предкамера была выполнена в виде конфузорного устройства с различными её геометрическими параметрами: диаметром выходного сечения, длиной предкамеры и длиной выходного цилиндрического участка. Из анализа полученных экспериментальных данных по влиянию геометрии конфузорной предкамеры (рис. 6, 7, где  $\varphi_\beta$  – коэффициент полноты расходного комплекса) следует, что, во-первых, для достижения максимального значения энергетических параметров камеры сгорания существует оптимальное значение отношения площадей выходного сечения предкамеры и минимального сечения сопла.

Характер такого поведения удельных параметров для ЖРДМТ с конфузорной предкамерой можно объяснить тем, что с ростом скорости газового потока на выходе из предкамеры (с уменьшением площади выходного сечения предкамеры)

интенсифицируются процессы распада плёнок жидкофазных продуктов и вторичного дробления их капель. Однако с уменьшением площади выходного сечения предкамеры происходит перераспределение жидкофазных продуктов по сечению, возможно возрастание их концентрации на оси и интенсивное протекание процессов коагуляции капель. Поэтому, несмотря на рост скорости газового потока, вследствие неэффективности протекания процессов дробления капель может происходить вынос продуктов неполного сгорания через сопло камеры.

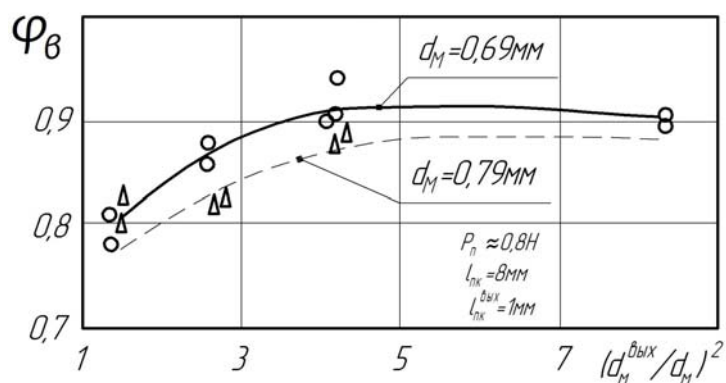


Рис. 6. Влияние отношения площадей выходного сечения предкамеры и минимального сечения сопла на коэффициент полноты расходного комплекса

Во-вторых, роль газодинамических факторов в ЖРДМТ с конфузорной предкамерой тягой менее 1,0 Н подчеркивают экспериментальные данные (рис. 7), полученные для двигателя с конфузорной предкамерой с развитым выходным цилиндрическим участком  $l_{нк}^{\text{вых}}$ . С помощью увеличения длины выходного участка предкамеры  $l_{нк}^{\text{вых}}$  удастся интенсифицировать процесс взаимодействия капель ЖФПП с газовым потоком, прежде всего процесс вторичного дробления капель, и увеличить удельные параметры двигателя существенно больше, чем за счёт увеличения длины предкамеры  $l_{нк}$ , т.е. времени пребывания и преобразования промежуточных продуктов в предкамере.

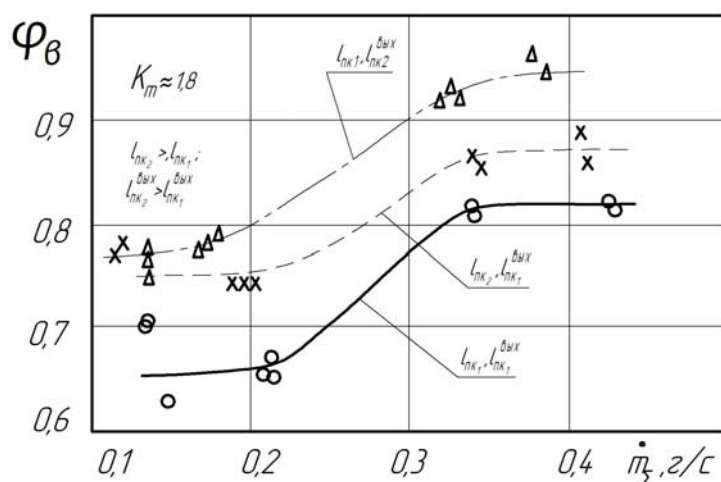


Рис. 7. Влияние выходного цилиндрического участка предкамеры на коэффициент полноты расходного комплекса

На основании проведённых исследований можно отметить следующее:

- выявлены и изучены особенности рабочего процесса ЖРДМТ на самовоспламеняющихся компонентах топлива тягой менее 1 Н;
- предложены пути совершенствования внутрикамерного рабочего процесса и повышения надёжности и стабильности параметров таких двигателей за счёт интенсификации жидкофазного взаимодействия компонентов, применения предкамерных устройств, учёта влияния тепловых факторов на гидравлические характеристики капиллярных форсуночных элементов;
- даны рекомендации по проектированию двигателей данного класса;
- разработаны экспериментальные образцы ЖРДМТ на базе перспективных схем смесеобразования и организации внутрикамерного рабочего процесса и проведена их апробация.

### Библиографический список

1. Шерстянников В.А. ЖРД орбитальных станций и космических аппаратов длительного функционирования // Двигатель. 2003. № 1. С. 32-33.
2. Годлевский В.Е., Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. Особенности расчёта гидросопротивления и теплообмена при однофазном и двухфазном течениях в капиллярных трубках // Инженерно-физический журнал. 1983. Т. 45, № 2. С. 327.
3. Годлевский В.Е., Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. Особенности расчёта гидравлических характеристик капиллярных форсуночных элементов ЖРДМТ // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2009. № 3 (19), ч. 2. С. 241-247.
4. Годлевский В.Е., Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. К вопросу о потерях в камере сгорания двигателей малой тяги // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 1983. № 1. С. 77-79.
5. Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. Влияние тепловых факторов на нестабильность гидравлических характеристик капиллярных форсуночных элементов РДМТ // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. Т. 15, № 6 (4). С. 901-904.
6. Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. Влияние конструктивных и режимных параметров предкамеры на рабочий процесс в камере сгорания ЖРДМТ на СЖРТ // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 3 (27), ч. 3. С. 269-276.
7. Дубинкин Ю.М., Нигодюк В.Е. Проблемы организации рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей малой тяги // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 1993. № 2. С. 71-74.
8. Нигодюк В.Е., Сулинов А.В. Повышение энергетической эффективности ЖРДМТ тягой (0,1-1,0) Н со струйной схемой смесеобразования // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 3 (27), ч. 3. С. 265-268.
9. 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.

## PECULIARITIES OF THE WORKING PROCESS OF LOW-THRUST HYPERGOLIC-PROPELLANT LIQUID ROCKET ENGINES WITH A THRUST OF LESS THAN 1 N

© 2016

- V. E. Nigodjuk** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [ke\\_src@ssau.ru](mailto:ke_src@ssau.ru)
- A. V. Sulinov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [ke\\_src@ssau.ru](mailto:ke_src@ssau.ru)

The article presents the results of theoretical and experimental studies of the peculiarities of the working process of low-thrust hypergolic- propellant liquid rocket engines (LTLRE) with the thrust of less than 1 N. We also discuss ways of improving their efficiency, reliability and stability of parameters. To study the stability of the hydraulic characteristics of LTLRE capillary nozzle elements we experimentally investigated the hydrodynamic characteristics of the capillaries under conditions of isothermal flow of water and heat supply and proposed a method of their calculation. Using the proposed calculation method we studied the changes of the capillary hydraulic resistance for the engine injector head and showed that the effect of thermal factors can lead to significant changes in the hydraulic characteristics of nozzle elements of engines with the thrust of less than 1 N and, consequently, to the instability of its parameters and off-design engine operation. A theoretical and simulation study was carried out to determine the region of total liquid-phase mixing depending on the capillary diameter and the thrust of the engine. It is shown that low efficiency of liquid-phase mixing of the components is the main reason for the low efficiency of LTLRE with the thrust of less than 1 N. We investigated experimentally the variation of energy parameters of a jet-mixing engine with the thrust of less than 1 N depending on the thrust level. We propose to use a precombustion chamber as a possible way of intensifying the intrachamber workflow. The influence of prechamber on the energy parameters of a LTLRE with the thrust of less than 1 N is analyzed. The possibility of intensifying the intrachamber workflow with the use of a prechamber is shown. Recommendations on the choice of the geometry of the prechamber are given.

*Low-thrust liquid rocket engine; hypergolic propellants; hydrodynamic characteristics of capillaries; liquid-phase interaction of components; prechamber.*

---

**Citation:** Nigodjuk V.E., Sulinov A.V. Peculiarities of the working process of low-thrust hypergolic-propellant liquid rocket engines with a thrust of less than 1 N. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 114-125. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-114-125

---

### References

1. Sherstyannikov V.A. Liquid propellant rocket engines orbital space stations and spacecraft prolonged operation // Engine. 2003. No. 1. P. 32-33. (In Russ.)
2. Godlevskiy V.E., Nigodyuk V.E., Sulinov A.V. Features of calculation of hydraulic resistance and heat transfer for single-phase and two-phase flows in capillary tube. *Journal of Engineering Physics*. 1983. V. 45, Iss. 2. P. 327. (In Russ.)
3. Godlevsky V.E., Nigodjuk V.E., Sulinov A.V. Features of calculation of hydraulic characteristics of capillary spray jets of is liquid-stnyh rocket engines of small pull-rod. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2009. No. 3 (19), part 2. P. 241-247. (In Russ.)
4. Godlevskii V.E., Nigodyuk V.E., Sulinov A.V. Combustion-chamber losses in low-thrust engines. *Soviet Aeronautics*. 1983. V. 26, Iss. 1. P. 82-85.
5. Nigodjuk V.E., Sulinov A.V. Effect of thermal instability factors on the hydraulic characteristics of the capillary injector element liquid rocket thrusters. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2013. V. 15, no. 6 (4). P. 901-904. (In Russ.)
6. Nigodjuk V.E., Sulinov A.V. Influence in a constructive and regime parameters ante-chamber by operation-in the combustion chamber liquid-propellant rocket engine thrusters on

hypergolic liquid propellants. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. № 3 (27), part 3. P. 269-276. (In Russ.)

7. Dubinkin Y.M., Nigodyuk V.E. Problems of working process organization for small-thrust liquid-fuel rocket engines. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenij. Aviatcionnaya Tekhnika*. 1993. Iss. 2. P. 71-74.

8. Nigodjuk V.E., Sulinov A.V. Increasing the energy efficiency of liquid rocket engine of small thrust (0,1-1,0) N with jet scheme of mixing. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No. 3 (27), part 3. P. 265-268. (In Russ.)

9. 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.)

## МЕТОД ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ В КОМПРЕССОРЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2016

- В. В. Посадов** ведущий специалист, научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск, [vladimir.posadov@gmail.com](mailto:vladimir.posadov@gmail.com)
- А. Е. Ремизов** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры авиационных двигателей, Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва, [ad@rsatu.ru](mailto:ad@rsatu.ru)

Исследовано влияние внешних факторов на возникновение опасных аэродинамических (вращающийся срыв) и аэроупругих (флаттер) колебаний в компрессоре авиационного газотурбинного двигателя (ГТД). Предложен метод диагностики опасных колебаний, основанный на анализе частотных характеристик. Новым в методе является внесение в него элементов прогнозирования. При этом о возникновении опасных колебаний судят по достижению амплитудой динамического сигнала соответствующего порогового уровня, прогнозируемого в зависимости от условий работы ГТД. В этом случае снижают режим его работы путём изменения расхода топлива и тем самым предотвращают развитие аварийной ситуации. Метод реализован при проведении стендовых испытаний авиационного ГТД.

*Газотурбинный двигатель; аэродинамические и аэроупругие колебания; диагностика.*

---

**Цитирование:** Посадов В.В., Ремизов А.Е. Метод вибрационной диагностики аэродинамических и аэроупругих колебаний в компрессоре газотурбинного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 126-132. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-126-132

подавляющее большинство поломок деталей ГТД, в том числе широкохордных лопаток вентилятора, имеют усталостный характер и связаны с переменными напряжениями, возникающими в них при колебаниях. На стадиях проектирования и доводки современных ГТД важно исключить возникновение опасных форм колебаний, характеризующихся резким ростом вибрационных напряжений одновременно во всех элементах рабочего колеса ГТД (лопатках, замках, дисках и др.) до опасных значений. К таким колебаниям относятся аэродинамические (вращающийся срыв) и аэроупругие колебания (флаттер).

Вращающийся срыв и флаттер возникают на частотах, не кратных частоте вращения ротора, при этом вращающийся срыв является чисто аэродинамическим явлением и может возникнуть даже на абсолютно жёстких лопатках. Природа этих колебаний и борьба с ними различны, но проявления во многом похожи, прежде всего в высокой энергетике колебаний. Поэтому актуальность исследований определяется необходимостью своевременной и надёжной диагностики аэродинамических и аэроупругих колебаний.

Несмотря на значительные успехи теории флаттера лопаток рабочих колес осевых компрессоров ГТД, экспериментальные исследования остаются основным источником достоверной информации о воздействии различных факторов и особенностей конструкции рабочего колеса на его аэроупругую устойчивость. Поэтому необходим эффективный и надёжный метод, для разработки которого необходимо было решить следующие задачи:

- выполнить сравнительный анализ существующих методов прогнозирования и диагностики флаттера;

- провести экспериментальные исследования аэродинамических и аэроупругих колебаний для ГТД различного класса тяги с целью выявления диагностических признаков;

- разработать методы, алгоритмы и программы для своевременной диагностики аэродинамических и аэроупругих колебаний.

В [1] представлена характеристика состояния проблемы диагностики аэродинамических и аэроупругих колебаний, происходящих в компрессоре низкого давления ГТД, проанализированы условия их возникновения и особенности проявления. Проведён сравнительный анализ, разработана классификация аналитических и экспериментальных методов прогнозирования аэродинамических и аэроупругих колебаний. Дано сравнение классических аналитических методов и расчётных исследований.

На рис. 1 для двух ГТД различного класса тяги представлен прогноз возникновения флаттера с использованием вероятностно-статистического метода (выделено заливкой) и результаты экспериментальной проверки (отмечено штриховкой). Результаты эксперимента не подтвердили прогноз по причине недостаточной наполненности базы экспериментальных данных.

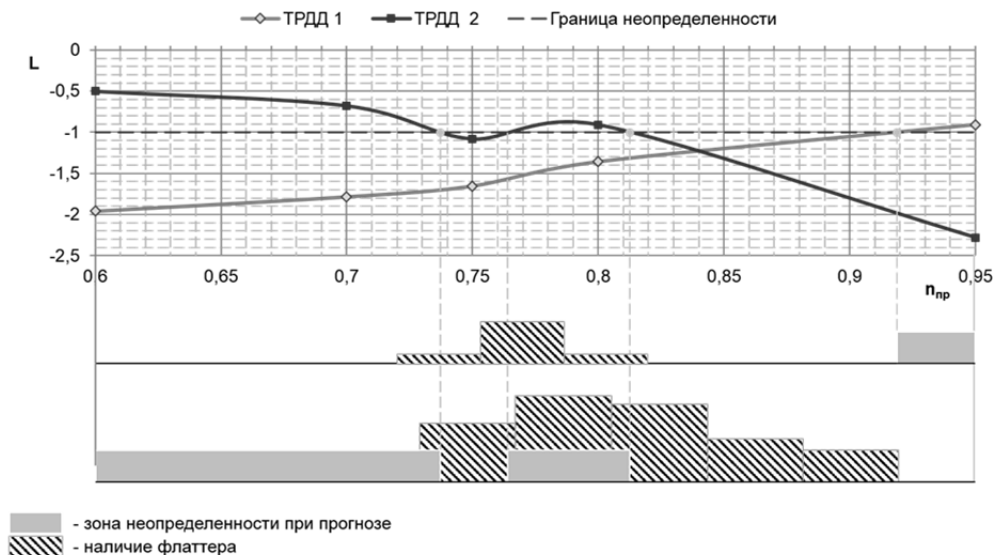


Рис. 1. Верификация результатов прогнозирования флаттера ( $L$  – функция правдоподобия [2])

Анализ существующих методов диагностики аэродинамических и аэроупругих колебаний показал необходимость их развития (усовершенствования и создания новых, более эффективных), в том числе с элементами прогнозирования, позволяющих определять дальнейшее развитие процесса.

Исследования влияния внешних факторов (бокового ветра и демпферов, установленных в замках лопаток) на уровень вибрационных напряжений в лопатках было проведено при испытаниях авиационного ГТД класса тяги 8 тонн, имеющего достаточно податливый диск по причине облегчения конструкции [3]. В процессе проведения эксперимента выполнено определение аэродинамических и прочностных характеристик одного из вариантов вентилятора на различных режимах работы двигателя путём изменения угла раскрытия регулируемого сопла вентилятора. При этом в качестве контролируемых параметров использовались газодинамические параметры по тракту двигателя как в первом, так и во втором контуре, а также определяемый по ним коэффициент газодинамической устойчивости ступени вентилятора. По результатам экспериментальных исследований для различных условий проведения испытаний построены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), показанные на рис. 2.

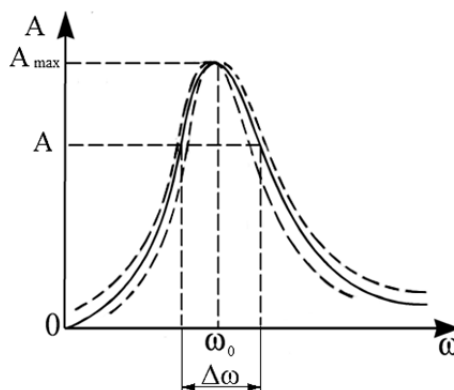


Рис. 2. Экспериментально полученные АЧХ в области диагностической частоты при аэродинамических и аэроупругих колебаниях

Выведены формулы, позволяющие по выбранным АЧХ и параметрам демпфирования определять пороговые уровни (амплитуды сигналов в точке  $A$ ):

$$A = \frac{A_{\max}}{\sqrt{1 + \frac{\Delta\omega^2}{\gamma^2 \omega_0^2}}}, \quad (1)$$

$$A = \frac{A_{\max}}{\sqrt{1 + \left( \frac{\pi \cdot \Delta\omega}{\delta \cdot \omega_0} \right)^2}}, \quad (2)$$

где  $A_{\max}$  – амплитуда максимальных колебаний по АЧХ;  $\gamma$  – коэффициент демпфирования;  $\Delta\omega$  – разность частот, соответствующих равным амплитудам  $A$  на обеих ветвях АЧХ;  $\omega_0$  – резонансная частота;  $\delta$  – логарифмический декремент колебаний.

Испытания, проведённые при различных условиях, позволили установить квази-пропорциональную зависимость между вибрационными напряжениями и уровнем вибрации на диагностической частоте флаттера, определяемой по известной формуле:

$$f_{\text{фл}} = f_m + m f_p, \quad (3)$$

где  $f_m$  – частота собственных колебаний лопаток на различных частотах вращения рабочего колеса;  $m$  – число узловых диметров;  $f_p$  – частота вращения рабочего колеса ГТД.

В процессе исследований установлено, что для диагностики целесообразно использовать частотные характеристики сигналов, полученные при различных условиях проведения испытаний.

Процесс диагностики представлен как прохождение сигнала через узкополосный следящий фильтр (рис. 3), настроенный на диагностическую частоту флаттера или вращающегося срыва. Выбор и настройка фильтра на диагностическую частоту производятся по АЧХ, построенным на основании предварительно проведённых экспериментальных исследований; пороговые уровни сигналов, при достижении которых производится снижение режима работы ГТД, определяются по АЧХ и параметрам демпфирования.

Входной сигнал  $F_{\text{вх}}(j\omega)$ , поступающий на фильтр, с учётом принципа суперпозиции представлен в виде суммы составляющих (на частоте вращения ротора и на диагностической частоте при флаттере или вращающемся срыве). Выходной сигнал  $F_{\text{вых}}(j\omega)$  представлен произведением входного сигнала на АЧХ фильтра  $H(j\omega)$  (модуль передаточной функции).

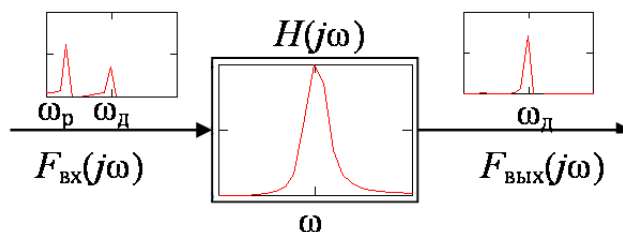


Рис. 3. Прохождение входного вибрационного сигнала через фильтр

В процессе исследований рассматривалась полосовая фильтрация динамического сигнала с использованием полосно-пропускающего фильтра Баттерворта четвёртого порядка, имеющего передаточную функцию:

$$H(s) = \frac{KCs^2}{Q^2 \left[ \frac{s(s^2 + \omega_0^2)}{E\omega_0} \left( D + \frac{1}{D} \right) + \left( D^2 + \frac{1}{D^2} + \frac{1}{E^2} \right) s^2 + \omega_0^2 + \frac{s^4}{\omega_0^2} \right]},$$

где  $K$  – общий коэффициент усиления фильтра четвёртого порядка;  $C, D, E$  – нормированные коэффициенты;  $Q = \frac{\omega_0}{\omega_{cp2} - \omega_{cp1}}$  – добротность фильтра, характеризующая его качество.

Передаточная функция позволяет выделить из динамического сигнала составляющую на диагностической частоте флаттера или вращающегося срыва и осуществить слежение за ней, т.е. осуществить диагностику этих процессов. Метод диагностики, основанный на анализе АЧХ [4], осуществляют следующим образом.

Определяют диагностическую частоту флаттера  $f_{\text{дАК}}$  по формуле (3) и диагностическую частоту вращающегося срыва  $f_{\text{дВС}}$  для ступеней компрессора, в которых возможно его возникновение, по формуле, учитывающей геометрические характеристики и параметры воздушного потока. При этом учитывают, что на всех режимах работы ГТД справедливо:  $f_{\text{дВС}} < f_p < f_{\text{дАК}}$ .

Для различных условий работы ГТД строят АЧХ на диагностических частотах флаттера  $f_{\text{дАК}}$  и вращающегося срыва  $f_{\text{дВС}}$  по заранее полученным данным экспериментальных исследований ГТД или, при их отсутствии, проводят необходимые исследования для их получения, при этом ГТД препарируют тензорезисторами и хотя бы одним вибропреобразователем.

Полученные для различных условий проведения испытаний АЧХ (рис. 4) заносят в память системы управления ГТД.

По АЧХ выбирают узкополосные следящие фильтры и настраивают их на диагностические частоты флаттера  $f_{\text{дАК}}$  и вращающегося срыва  $f_{\text{дВС}}$ . Количество фильтров для каждого вида диагностируемых колебаний может определяться количеством диагно-

стических частот по интересующим (как правило, наиболее опасным) формам колебаний.

АЧХ характеризуется добротностью  $Q$ , которая связана с логарифмическим декрементом колебаний  $\delta$ , характеризующим демпфирование колебательной системы.

Измеряют корпусную вибрацию вибропреобразователем, установленным на корпусе ГТД вблизи исследуемой ступени рабочего колеса. В качестве параметра вибрации используют «виброскорость».

В зависимости от условий работы ГТД выбирают предварительно построенные для флаттера и вращающегося срыва АЧХ, по которым определяют параметр демпфирования, в качестве которого используют, например, логарифмический декремент колебаний  $\delta$ . Кроме логарифмического декремента колебаний  $\delta$  в качестве параметра демпфирования может быть использован коэффициент демпфирования  $\gamma$ , определяемый как  $\gamma = \delta / \pi$ .

По выбранным АЧХ и значениям параметров демпфирования определяют пороговые уровни сигналов при флаттере и вращающемся срыве – амплитуды сигнала в точке  $A$  (рис. 4), например по формулам (1), (2). Для этого достаточно использовать одну восходящую ветвь АЧХ, полученную при наборе частоты вращения ГТД.

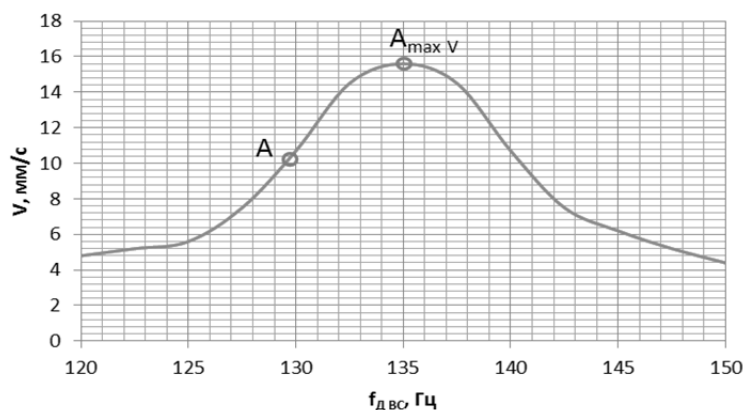


Рис. 4. АЧХ-зависимость амплитуды виброскорости от диагностической частоты сигнала, используемая при выборе и настройке фильтра

При достижении порогового уровня  $A$  амплитудой сигнала, попадающего в полосу пропускания фильтра, настроенного на диагностическую частоту флаттера  $f_{двс}$ , делают вывод о наличии флаттера.

При достижении порогового уровня  $A$  амплитудой сигнала, попадающего в полосу пропускания фильтра, настроенного на диагностическую частоту вращающегося срыва  $f_{двс}$ , делают вывод о наличии вращающегося срыва.

При диагностировании одного из видов колебаний изменяют режим работы ГТД с целью недопущения повреждения его деталей и узлов.

В разработанном методе реализованы элементы прогнозирования: предсказывая, каким будет следующее значение динамического сигнала на диагностической частоте при флаттере, можно значительно раньше начать изменение режима работы ГТД путём изменения расхода топлива, что позволяет предотвратить развитие аварийной ситуации при возникновении опасных колебаний.

Метод реализован при диагностике флаттера и вращающегося срыва осевого компрессора в процессе проведения стендовых испытаний авиационного ГТД. Для этого были разработаны алгоритмы диагностики [5], реализованные в виде программы, которые позволяют своевременно предупредить о возникновении опасной ситуации, свя-

занной с увеличением вибрационных напряжений в деталях компрессора до опасных значений. Метод исключает постановку ложного диагноза за счёт настройки фильтров на соответствующие диагностические частоты.

### Библиографический список

1. Ремизов А.Е., Посадов В.В. Методы прогнозирования флаттера рабочего колеса компрессора авиационного газотурбинного двигателя // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. 2012. № 2 (23). С. 85-91.
2. Михайлов В.М., Хориков А.А. К вопросу о вероятностно-статистическом прогнозировании флаттера бандажированных колес компрессоров // Труды ЦИАМ. 1981. № 953. С. 257-267.
3. Посадов В.В., Посадов В.В. Диагностика срывного флаттера рабочего колеса газотурбинного двигателя // Сб. докладов международной научно-технической конференции «Климовские чтения – 2014. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». СПб.: Скифия-принт, 2014. С. 208-216.
4. Посадов В.В., Посадов В.В. Метод диагностики флаттера компрессора авиационного газотурбинного двигателя // Сб. докладов международной научно-технической конференции «Климовские чтения – 2015. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». СПб.: Скифия-принт, 2015. С. 111-118.
5. Посадов В.В., Посадов В.В., Ремизов А.Е. Алгоритмы диагностики аэродинамических и аэроупругих колебаний компрессора авиационного газотурбинного двигателя // Контроль. Диагностика. 2016. № 3 (213). С. 34-38.  
DOI: 10.14489/td.2016.03.pp.034-038

## METHOD OF VIBRATION DIAGNOSTICS OF AERODYNAMIC AND AEROELASTIC OSCILLATIONS IN GAS TURBINE ENGINE COMPRESSOR

© 2016

- |                      |                                                                                                                                                                                                                                   |
|----------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>V. V. Posadov</b> | leading specialist, NPO «Saturn», Rybinsk, Russian Federation, <a href="mailto:vladimir.posadov@gmail.com">vladimir.posadov@gmail.com</a>                                                                                         |
| <b>A. E. Remizov</b> | Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Engines, Rybinsk State Aviation Technical University named after P.A. Solovev, Rybinsk, Russian Federation, <a href="mailto:ad@rsatu.ru">ad@rsatu.ru</a> |

The paper analyzes aeroelastic (flutter) and aerodynamic (rotating stall) oscillations in gas turbine engine compressors. We review the external factors that influence these oscillations. We propose a new method of diagnosing hazardous oscillations. The method is based on the analysis of frequency characteristics. The novelty of the method is elements of forecasting introduced in it. We infer the presence of dangerous oscillations by a certain threshold level of the amplitude of the dynamic signal. We forecast this threshold depending on the operation conditions of a gas turbine engine. If the amplitude of the signal reaches the threshold level the engine speed is decreased by changing the rate of fuel consumption. This measure prevents an emergency. The method was implemented during bench tests of an aircraft gas turbine engine.

*Gas turbine engine; aerodynamic and aeroelastic oscillations; diagnostics.*

---

**Citation:** Posadov V.V., Remizov A.E. Method of vibration diagnostics of aerodynamic and aeroelastic oscillations in gas turbine engine compressor. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 126-132. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-126-132

## References

1. Remizov A.E., Posadov V.V. Forecasting approach to GTE compressor impeller flutter. *Vestnik RGATU*. 2012. No. 2 (23). P. 85-91. (In Russ.)
2. Mikhaylov V.M., Khorikov A.A. On statistically distributed forecasting of flutter in compressor shrouded impellers. *Trudy TsIAM*. 1981. No. 953. P. 257-267. (In Russ.)
3. Posadov V.V., Posadov V.V. Diagnostika sryvnogo flattera rabocheho koleasa gazoturbinnogo dvigatelya. *Sb. докладов mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Klimovskie chteniya – 2014. Perspektivnye napravleniya razvitiya aviadvigatelestroeniya»*. SPb.: Skifiya-print Publ., 2014. P. 208-216. (In Russ.)
4. Posadov V.V., Posadov V.V. Metod diagnostiki flattera kompressora aviatsionnogo gazoturbinnogo dvigatelya. *Sb. докладов mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Klimovskie chteniya – 2015. Perspektivnye napravleniya razvitiya aviadvigatelestroeniya»*. St. Petersburg: Skifiya-print Publ., 2015. P. 111-118. (In Russ.)
5. Posadov V.V., Posadov V.V., Remizov A.E. Algorithms of aerodynamic and aeroelastic vibrations diagnostics in compressor of gas turbine engine. *Kontrol'. Diagnostika*. 2016. No. 3 (213). P. 34-38. (In Russ.) DOI: 10.14489/td.2016.03.pp.034-038

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВЫТЕСНИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ГОРЯЧЕМ ГАЗЕ

© 2016

**В. Л. Салич** кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник отдела перспективных разработок, Научно-исследовательский институт машиностроения, г. Нижняя Салда, [salich\\_vas@mail.ru](mailto:salich_vas@mail.ru); [mail@niimashspace.ru](mailto:mail@niimashspace.ru)

Рассматриваются вопросы улучшения массогабаритных характеристик двигательных установок с жидкостными ракетными двигателями малой тяги за счёт замены традиционных газобаллонных систем на системы с горячим газом, для выработки которого используется газогенератор, работающий на основных компонентах топлива. Обсуждаются возможные алгоритмы работы такой системы подачи. С целью расчётно-теоретических исследований разработана математическая модель рабочих процессов в рассматриваемой системе подачи. Каждый агрегат системы представлен как объём с сосредоточенными параметрами, для которого записаны уравнения изменения массы, внутренней энергии и концентрации продуктов сгорания и добавлено дифференциальное уравнение изменения температуры конструкции агрегата. Уравнения изменения массы и внутренней энергии преобразуются в уравнения изменения давления и температуры. Модель замыкается зависимостями, определяющими массовые расходы между агрегатами системы, зависимостями теплофизических параметров от температуры, концентрации продуктов сгорания и соотношения компонентов топлива в газогенераторе, зависимостями по теплообмену. В качестве начальных условий задаются температура, давление и концентрация продуктов сгорания в агрегатах системы, температура конструкции агрегатов. Результаты моделирования показали удовлетворительное согласование с экспериментальными данными, что позволяет использовать разработанную модель для расчётно-теоретических исследований вытеснительных систем подачи топлива на горячем газе.

*Двигательная установка; система подачи топлива; газогенератор; математическое моделирование.*

---

**Цитирование:** Салич В.Л. Моделирование рабочего процесса вытеснительной системы подачи топлива на горячем газе // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 133-142. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-133-142

---

В двигательных установках (ДУ) с жидкостными ракетными двигателями малой тяги (ЖРДМТ) используют, в основном, вытеснительные системы подачи топлива (ВСПТ), к преимуществам которых, в сравнении с турбонасосными системами, относятся простота конструкции, отсутствие вращающихся элементов, простота запуска и останова. Наибольшее распространение в созданных к настоящему времени ДУ получили ВСПТ на холодном газе (газобаллонные системы) [1; 2], наиболее легко обеспечивающие многочисленные циклы работы ДУ. Однако с уменьшением размерности ДУ возрастают относительные габариты и масса таких ВСПТ. Улучшить массогабаритные характеристики ДУ возможно за счёт применения ВСПТ на горячем газе.

В работе исследовалась возможность применения в ВСПТ ДУ ЖРДМТ восстановительного газогенератора на топливе АТ+НДМГ. Предполагается, что облик такой ВСПТ будет включать в себя аккумулятор давления, газогенератор, газоводы, соединяющие газогенератор с аккумулятором давления, и аккумулятор давления с топливными баками. Работа ВСПТ осуществляется следующим образом. Газ, находящийся в газовых объёмах (аккумулятор давления, газоводы, полости наддува топливных баков), обеспечивает подачу компонентов топлива на вход в ЖРДМТ. В процессе выработки топлива происходит падение давления газа. При достижении нижнего порога давления включается газогенератор. Отключение газогенератора может производиться либо при

достижении установленного верхнего порога давления газа, либо через заданное время работы (длительность команды на включение), гарантирующее исключение «передува». После падения давления газа в результате выработки топлива до нижнего предельного значения осуществляется следующее включение газогенератора. Циклы продолжают до полной выработки топлива. Стабильность выходных параметров ЖРДМТ в диапазоне входного давления может обеспечиваться, например, либо стабилизаторами расхода, входящими в состав ЖРДМТ [1; 2], либо другими элементами автоматики.

Система питания газогенератора может представлять собой, например, либо автономную ВСПТ на холодном газе, либо систему с вытеснением топлива продуктами сгорания газогенератора с использованием мультипликаторов (схема ДУ с мультипликатором представлена в [3]).

Экспериментальные исследования по возможности использования вышеописанной ВСПТ в ДУ с суммарным объёмом топливных баков 20 л проводилось в [4] на имитаторе системы наддува (ИСН), схема которого представлена на рис. 1. Поскольку объёмное соотношение компонентов топлива для ЖРДМТ составляет единицу, то суммарный объём полостей наддува баков горючего и окислителя имитировался одной вытеснительной ёмкостью. В процессе экспериментов была показана принципиальная возможность реализации ВСПТ на горячем газе.

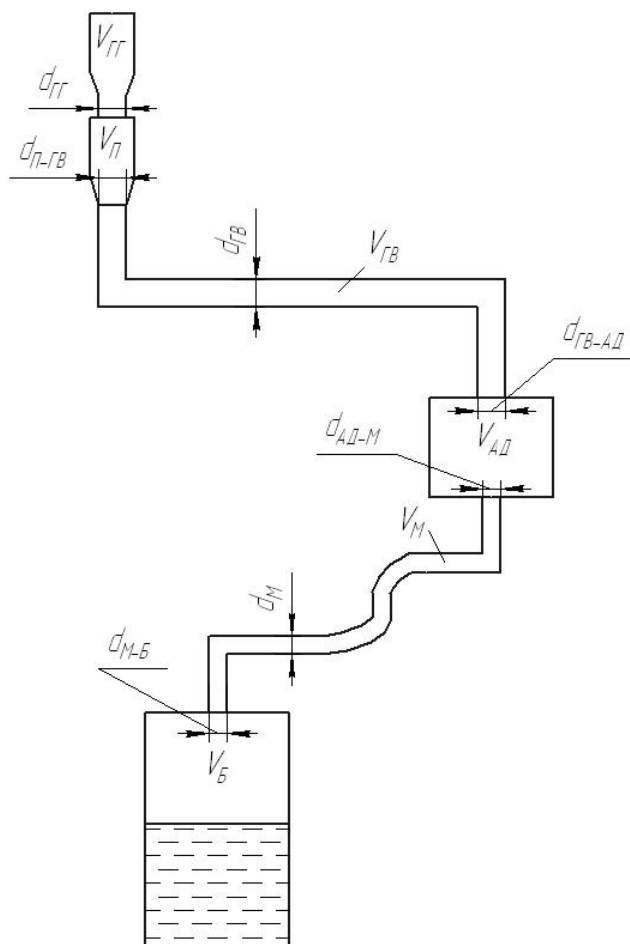


Рис. 1. Расчётная схема имитатора:  $V$  – объём,  $d$  – внутренний диаметр. Индексы: ГГ – газогенератор, ГВ – газопровод, П – переходник АД – аккумулятор давления, М – магистраль, Б – бак. Нижние индексы у внутренних диаметров в виде обозначений двух агрегатов через тире обозначают, что эти диаметры приняты при определении расходов рабочего тела между указанными агрегатами

Важным этапом является выбор оптимального алгоритма управления, обеспечивающего включение и выключение газогенератора. Значительно сократить материальные и временные затраты при создании такой ДУ должны результаты математического моделирования. Наиболее простыми являются модели с сосредоточенными параметрами («нульмерные» модели), широко применяющиеся для расчётно-теоретического исследования различных технических систем. С модели такого уровня целесообразно начать описание процессов в рассматриваемой системе наддува. Необходимость использования моделей более высокого уровня должна определиться по результатам верификации. Значительные отличия продольных и поперечных размеров газовада и магистрали, а также высокие скорости газа в данных агрегатах ставят под сомнение правомерность применения для них нульмерной модели. Однако в связи с тем, что объёмы аккумулятора давления и бака существенно превосходят объёмы газовада и магистрали, можно рассчитывать на получение результатов расчёта с приемлемой точностью.

Для описания рабочих процессов представим каждый из агрегатов имитатора как рабочий объём  $V$  (рис. 2).

При этом индексом «1» обозначим параметры в агрегате, расположенном «выше по течению» (направление течения считаем от газогенератора); индексом «2» – параметры в агрегате, расположенном «ниже по течению».  $G_1$  – расход рабочего

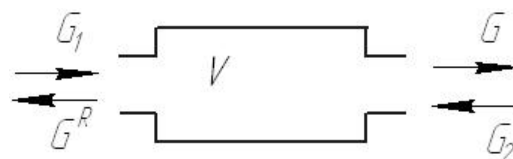


Рис 2. Схема к выводу дифференциальных уравнений

тела, поступающий в рассматриваемый объём из агрегата, расположенного «выше по течению»;  $G$  – расход рабочего тела из рассматриваемого объёма в агрегат, расположенный «ниже по течению»;  $G_2$  – расход рабочего тела из агрегата, расположенного «ниже по течению», в рассматриваемый объём (такой расход может быть обусловлен, например, падением давления в агрегате, расположенном «выше по течению», за счёт теплообмена с элементами конструкции при выключенном газогенераторе);  $G^R$  – расход из рассматриваемого объёма в объём «выше по течению».

Динамику теплофизических процессов в рассматриваемом объёме будем описывать уравнениями изменения массы  $M$  и внутренней энергии  $U$ .

Изменение массы:

$$\frac{dM}{dt} = G_1 - G^R - G + G_2. \quad (1)$$

Изменение внутренней энергии:

$$\frac{dU}{dt} = G_1 c_{p1} T_1 - G^R c_p T - G c_p T + G_2 c_{p2} T_2 + Q_H - Q_{mo} - E_{mp} - p \frac{dV}{dt}. \quad (2)$$

Здесь  $T$  – температура;  $Q_H$  – тепло, подводимое к рабочему телу за счёт химических реакций;  $Q_{mo}$  – тепловой поток, обусловленный теплообменом с элементами конструкции;  $E_{mp}$  – потери на трение;  $p \frac{dV}{dt}$  – работа расширения;  $c_p$  – изобарная теплоёмкость.

Внутренняя энергия определяется как

$$U = M c_v T, \quad (3)$$

где  $c_v$  – изохорная теплоёмкость.

Уравнение, описывающее изменение концентрации продуктов сгорания  $g_{\text{ПС}}$ , в исходном состоянии система подачи заправлена азотом и имеет вид

$$\frac{d(Mg_{\text{ПС}})}{dt} = g_{\text{ПС}1} G_1 - g_{\text{ПС}} G^R - g_{\text{ПС}} G + g_{\text{ПС}2} G_2. \quad (4)$$

Изменение температуры элементов конструкции  $T_w$  опишем уравнением

$$M_w c_w \frac{dT_w}{dt} = Q_{\text{мо}} - Q_{\text{нар}} + E_{\text{мп}}, \quad (5)$$

где  $c_w$  – теплоёмкость материала конструкции;  $M_w$  – масса конструкции;  $Q_{\text{нар}}$  – тепловой поток, обусловленный теплообменом с окружающей средой.

Для газогенератора и переходника добавим уравнения, описывающие накопление несгоревшего жидкого топлива  $M_{\text{жс}}^{\text{зз}}$ ,  $M_{\text{жс}}^{\text{н}}$  в соответствующих агрегатах:

$$\frac{dM_{\text{жс}}^{\text{зз}}}{dt} = (G_o + G_z)(1 - \varphi_{\text{зз}}) - G_{\text{зз}}^{\text{жс}}, \quad (6)$$

$$\frac{dM_{\text{жс}}^{\text{н}}}{dt} = G_{\text{зз}}^{\text{жс}}(1 - \varphi_{\text{н}}) - G_{\text{н}}^{\text{жс}}, \quad (7)$$

где  $\varphi_{\text{зз}}$  и  $\varphi_{\text{н}}$  – полнота преобразования компонентов топлива соответственно в газогенераторе и переходнике;  $G_o$  и  $G_z$  – расходы компонентов топлива;  $G_{\text{зз}}^{\text{жс}}$  и  $G_{\text{н}}^{\text{жс}}$  – расходы жидких фаз из газогенератора и переходника.

Для других агрегатов уравнения, аналогичные (6) – (7), отсутствуют, поскольку считаем, что все химические реакции завершаются в газовой фазе.

Принимая, что рабочее тело подчиняется уравнению состояния идеального газа  $pV = MRT$ , где  $p$  – давление,  $R$  – газовая постоянная, получим после преобразований следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} = \frac{RT}{c_v pV} & \left[ G_1 c_{p1} T_1 - G^R c_p T - G c_p T + G_2 c_{p2} T_2 + \right. \\ & \left. + Q_H - Q_{\text{мо}} - E_{\text{мп}} - p \frac{dV}{dt} - c_v T (G_1 - G^R - G + G_2) \right], \end{aligned} \quad (8)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \left[ G_1 - G^R - G + G_2 + \frac{pV}{RT^2} \frac{dT}{dt} - \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} \right], \quad (9)$$

$$\frac{dg_{\text{нс}}}{dt} = \frac{RT}{pV} \left[ G_1 g_{\text{нс}1} - G^R g_{\text{нс}} - G_{\text{нс}} g_{\text{нс}} + G_2 g_{\text{нс}2} + \frac{pV}{RT^2} \frac{dT}{dt} - \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} - \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} \right], \quad (10)$$

$$\frac{dM_{\text{жс}}^{\text{зз}}}{dt} = (G_o + G_z)(1 - \varphi_{\text{зз}}) - G_{\text{зз}}^{\text{жс}}, \quad (11)$$

$$\frac{dM_{\text{жс}}^n}{dt} = G_{\text{зз}}^{\text{жс}} (1 - \varphi_n) - G_n^{\text{жс}}, \quad (12)$$

$$\frac{dT_w}{dt} = \frac{1}{M_w c_w} (Q_{mo} - Q_{нар} + E_{mp}). \quad (13)$$

Применительно к газогенератору в уравнениях (8)-(10)

$$G_1 c_{p_1} T_1 = (G_o c_o + G_z c_z) T_{\text{кт}} \varphi_{\text{зз}}, \quad (14)$$

$$G_1 = (G_o + G_z) \varphi_{\text{зз}}, \quad (15)$$

где  $T_{\text{кт}}$  – температура компонентов топлива;  $c_o$ ,  $c_z$  – теплоёмкости компонентов топлива.

Для переходника имеем:

$$G_1 c_{p_1} T_1 = G_{\text{зз}} c_{p_{\text{зз}}} T_{\text{зз}} + G_{\text{зз}}^{\text{жс}} c_{p_{\text{кт}}} T_{\text{кт}} \varphi_{\text{зз}}, \quad (16)$$

$$G_1 = G_{\text{зз}} + G_{\text{зз}}^{\text{жс}} \varphi_n. \quad (17)$$

Для газовада имеем:

$$G_1 c_{p_1} T_1 = G_n c_{p_n} T_n + G_n^{\text{жс}} c_{p_{\text{кт}}} T_{\text{кт}}, \quad (18)$$

$$G_1 = G_{\text{зз}} + G_n^{\text{жс}}. \quad (19)$$

Выражение для массового секундного расхода газовой фазы имеет вид [5]:

$$G = \begin{cases} \mu_p F \frac{p_{\text{вх}}}{RT_{\text{вх}}} \left( \frac{p}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_{\text{вх}} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, & \frac{p}{p_{\text{вх}}} > \varepsilon^*, \\ \mu_p F \frac{p_{\text{вх}} A(k)}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}}, & \frac{p}{p_{\text{вх}}} < \varepsilon^*, \end{cases} \quad (20)$$

где  $R$  – газовая постоянная;  $F$  – площадь;  $k$  – показатель процесса расширения;  $\mu_p$  – коэффициент расхода;  $\varepsilon^* = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$ . Индекс «вх» обозначает параметры в объёмах, расположенных выше и ниже по течению.

Тепловой поток от рабочего тела к элементам конструкции определим как

$$Q_{mo} = F_{mo} \alpha (T - T_w). \quad (21)$$

Здесь  $F_{mo}$  – обогреваемая площадь;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{\text{Nu } \lambda}{d}, \quad (22)$$

где  $d$  – характерный размер;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $\text{Nu}$  – число Нуссельта, определяемое [6] как

$$\text{Nu} = \begin{cases} c Ra^n, & \text{Re} = 0; \\ 0,15 \text{Re}^{0,33} \text{Pr}^{0,43} Gr^{0,1} \varepsilon, & \text{Re} \leq 2300; \\ 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \varepsilon, & \text{Re} > 2300. \end{cases} \quad (23)$$

Применительно к баку и аккумулятору давления используем только первое выражение из (23):

$$Ra = Gr \text{Pr}, \quad (24)$$

$$Gr = \frac{9,8 d^3 \rho^2 (T - T_w)}{0,5 (T + T_w) \mu^2}, \quad (25)$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}. \quad (26)$$

Здесь  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, коэффициенты  $c$  и  $n$  в (23), а также поправочный коэффициент  $\varepsilon$  определяется согласно [6] в зависимости от условий течения.

Число Рейнольдса, входящее в (23), определяется как

$$\text{Re} = \frac{w d \rho}{\mu}, \quad (27)$$

где  $d$  – характерный размер;  $\rho$  – плотность.

Скорость в газовой и магистраль будем определять как

$$w = \frac{G_1 + G}{2 \rho F}, \quad (28)$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения.

Потери энергии на трение определим как

$$E_{\text{тр}} = \frac{d}{dt} (\Delta p_{\text{тр}} F L) = \Delta p_{\text{тр}} F w, \quad (29)$$

где  $L$  – длина канала;  $\Delta p_{\text{тр}}$  – потери давления из-за трения, определяемые согласно [5].

Примем допущение о пропорциональности расхода жидкой фазы расходу газовой фазы. Тогда

$$G_{\text{ж}} = \frac{g_{\text{ж}} G}{1 - g_{\text{ж}}}. \quad (30)$$

Здесь  $g_{ж}$  – массовая доля жидкой фазы:

$$g_{ж} = \frac{M_{ж}}{M_{ж} + M}, \quad (31)$$

где масса газа  $M$  в объёме  $V$  определяется из уравнения состояния.

Тепловой эффект химических реакций запишем в виде

$$Q_H = H G \varphi, \quad (32)$$

где  $H$  – удельная теплота химических реакций;  $\varphi$  – полнота преобразования компонентов топлива в продукты сгорания.

Зависимость удельной теплоты химических реакций от массового соотношения компонентов топлива  $k_m$ , полученная по результатам термодинамического расчёта и уравнению (8), записанному в стационарной постановке, представлена в [8].

Теплофизические свойства рабочего тела определяются следующим образом:

$$c_p = g_{nc} c_{p_{nc}} + (1 - g_{nc}) c_{p_{N_2}}, \quad (33)$$

$$R = g_{nc} R_{nc} + (1 - g_{nc}) R_{N_2}, \quad (34)$$

$$\mu = \frac{1}{\frac{g_{nc}}{\mu_{nc}} - \frac{1 - g_{nc}}{\mu_{N_2}}}, \quad (35)$$

$$\lambda = r_{nc} \lambda_{nc} + (1 - r_{nc}) \lambda_{N_2}, \quad (36)$$

$$r_{nc} = g_{nc} \frac{R_{nc}}{R}. \quad (37)$$

Выражение (35) взято из [9], выражение (36) – из [10].

Теплофизические параметры для диапазона  $285\text{K} < T < 1391\text{K}$  (для продуктов сгорания – результаты термодинамического расчёта при  $k_m = 0,25$ ; для азота значения взяты из [11]) и аппроксимированы полиномами, представленными в [8].

Расходы горючего и окислителя в газогенератор определяются как функции перепада давления, полученные по результатам гидравлических проливов.

В качестве начальных условий задаются температура, давление и концентрация продуктов сгорания в агрегатах системы; температура конструкции агрегатов.

Система уравнений (8)-(13) решается численно методом Рунге-Кутты 4-го порядка точности [12].

В качестве примера на рис. 3, 4 представлены сравнения результатов расчёта с экспериментальными данными. Совпадение расчётных и экспериментальных данных можно считать удовлетворительным. Это позволяет в процессе проектирования предложенную нульмерную математическую модель использовать для расчётно-теоретических исследований различных вариантов ДУ с ВСПТ на горячем газе.

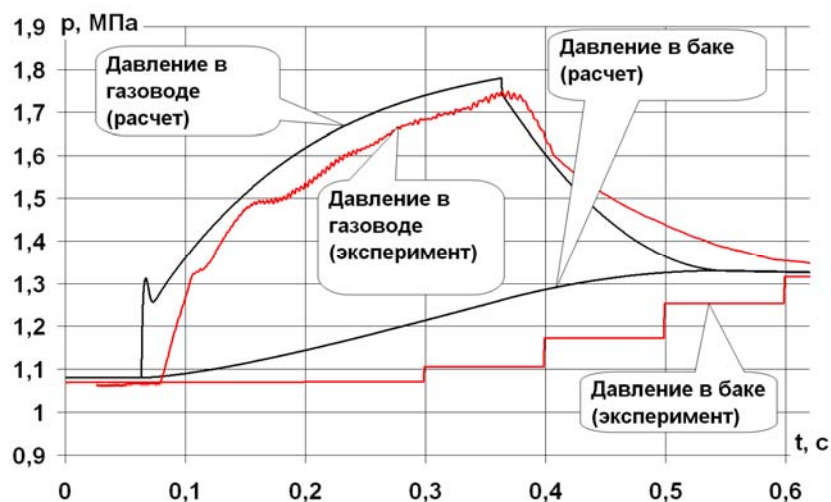


Рис. 3. Сравнение расчётных и экспериментальных данных: объём газовой подушки в баке 2 л, длительность команды на включение газогенератора 0,3 с

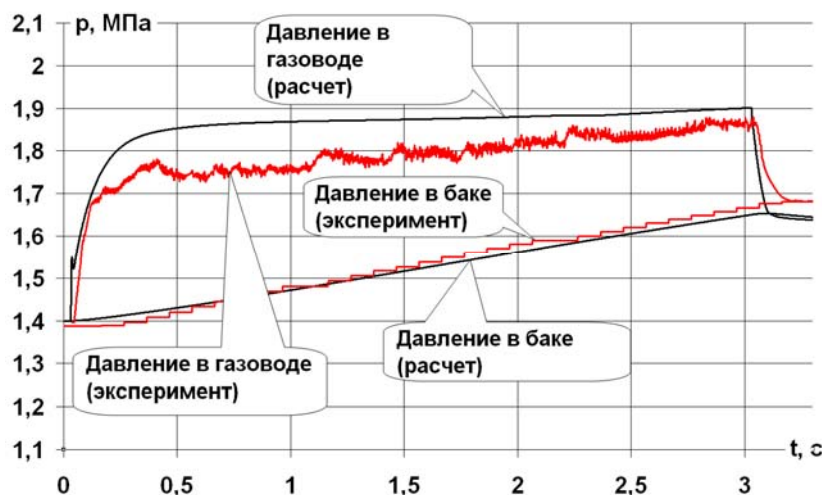


Рис. 4. Сравнение расчётных и экспериментальных данных: объём газовой подушки в баке 20 л, длительность команды на включение газогенератора 3 с

### Библиографический список

1. Архипов Ю.С., Кутуева Е.В., Кутуев Р.Х. Огненные колесницы космических орбит. Нижний Тагил: Репринт, 2014. 242 с.
2. Салич В.Л., Шамаков А.А., Ваулин С.Д. Жидкостные ракетные двигатели малой тяги: учеб. пособие. Челябинск: Южно-Уральский государственный университет, 2006. 52 с.
3. Валеева О.В., Ваулин С.Д., Ковин С.Г., Феофилактов В.И. Низкотемпературные твердотопливные газогенераторы: методы расчёта рабочих процессов, экспериментальные исследования. Миасс: ГРЦ «КБ имени академика В.П. Макеева», 1997. 268 с.
4. Бобров П.Н., Муркин В.А., Салич В.Л., Шульгин В.П. Экспериментальные исследования по созданию ДУ с вытеснительной системой подачи топлива на горячем

газе // Материалы XXXVI всероссийской конференции «Наука и технологии». Т. 3. М.: РАН, 2016. С. 44-48.

5. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1987. 440 с.

6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: учеб. для вузов. М.: Энергия, 1975. 488 с.

7. Беляев Е.Н., Чванов В.К., Черваков В.В. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей. М.: Московский авиационный институт, 1999. 228 с.

8. Салич В.Л. Математическая модель теплофизических процессов в системе наддува ДУ на горячем газе // Материалы XXXVI всероссийской конференции «Наука и технологии». Т. 3. М.: РАН, 2016. С. 35-43.

9. Малков М.П., Данилов И.Б., Зельдович А.Г., Фрадков А.Б. Справочник по физико-техническим основам криогеники. М.: Энергоатомиздат, 1985. 432 с.

10. Флореа О., Смигельский О. Расчёты по процессам и аппаратам химической технологии. М.: Химия, 1971. 447 с.

11. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 720 с.

12. Калиткин Н.Н. Численные методы. М.: Наука, 1978. 512 с.

## MATHEMATICAL MODELLING OF THE WORKING PROCESS OF A HOT GAS PRESSURE FEED SYSTEM

© 2016

**V. L. Salich**

Candidate of Science (Engineering), Leading Researcher of Advanced Design Department, Research & Development Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda, Russian Federation, [salich\\_vas@mail.ru](mailto:salich_vas@mail.ru), [mail@niimashspace.ru](mailto:mail@niimashspace.ru)

The paper discusses improving the weight and size characteristics of propulsion systems with liquid thrusters due to the replacement of conventional compressed-gas systems by hot gas systems where a gas generator operating on propellants is used for hot gas production. Possible algorithms of the operation of such feed systems are discussed. A mathematical model has been created for the purpose of computational and theoretical study of operating processes in the considered feed system. The model represents system units as lumped volumes. Differential equations of weight, internal energy, and combustion gases concentration are written for every lumped volume. The differential equation of unit structure temperature is also added. The differential equations of mass and internal energy are converted into equations of pressure and temperature. The model is expressed through mass flow ratios and heat exchanges between the system units, dependences of thermo-physical properties on the temperature, combustion gas concentrations and the ratio of fuel components in the gas generator. The temperature, pressure, concentration of combustion gases in the system units and the unit structure temperature are specified as input parameters. The simulation results showed satisfactory agreement with the experimental data, which makes it possible to use the developed model for computational and theoretical studies of the hot gas pressure feed systems.

*Propulsion system; propellant feed system; gas generator; mathematical modeling.*

---

Citation: Salich V.L. Mathematical modelling of the working process of a hot gas pressure feed system. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 133-142.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-133-142

## References

1. Arkhipov Yu.S., Kutueva E.V., Kutuev R.Kh. *Ognennye kolesnitsy kosmicheskikh orbit* [Fiery chariots of space orbits]. Nizhniy Tagil: Reprint Publ., 2014. 242 p.
2. Salich V.L., Shmakov A.A., Vaulin S.D. *Zhidkostnye raketnye dvigateli maloy tyagi* [Liquid rocket thrusters]. Chelyabinsk: South Ural State University Publ., 2006. 52 p.
3. Valeeva O.V., Vaulin S.D., Kovin S.G., Feofilaktov V.I. *Nizkotemperaturnye tverdotoplivnye gazogeneratory: metody rascheta rabochikh protsessov, eksperimental'nye issledovaniya* [Low-temperature solid-fuel gas generators: Methods of calculating working processes, experimental research]. Miass: Academician V.P. Makeyev State Rocket Centre Publ., 1997. 268 p.
4. Bobrov P.N., Murkin V.A., Salich V.L., Shul'gin V.P. Eksperimental'nye issledovaniya po sozdaniyu DU s vytesnitel'noy sistemoy podachi topliva na goryachem gaze. *Materialy XXXVI vserossiyskoy konferentsii «Nauka i tekhnologii»*. V. 3. Moscow: Russian Academy of Sciences Publ., 2016. P. 44-48. (In Russ.)
5. Emtsev B.T. *Tekhnicheskaya gidromekhanika: ucheb. dlya vuzov* [Engineering fluid dynamics: Textbook for higher schools]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1987. 440 p.
6. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha: uchebnik dlya vuzov* [Heat transfer: Textbook for higher schools]. Moscow: Energiya Publ., 1975. 488 p.
7. Belyaev E.N., Chvanov V.K., Chervakov V.V. *Matematicheskoe modelirovanie rabocheho protsessa zhidkostnykh raketnykh dvigateley* [Mathematical modeling of the working process in liquid rocket engines: Tutorial]. Moscow: Moscow Aviation Institute Publ., 1999. 228 p.
8. Salich V.L. Matematicheskaya model' teplofizicheskikh protsessov v sisteme nadduva DU na goryachem gaze. *Materialy XXXVI vserossiyskoy konferentsii «Nauka i tekhnologii»*. V. 3. Moscow: Russian Academy of Sciences Publ., 2016. P. 35-43. (In Russ.)
9. Malkov M.P., Danilov I.B., Zel'dovich A.G., Fradkov A.B. *Spravochnik po fiziko-tekhnicheskim osnovam kriogeniki* [Handbook on physico-technical fundamentals of cryogenics]. M.: Energoatomizdat Publ., 1985. 432 p.
10. Florea O., Smigel'skiy O. *Raschety po protsessam i apparatam khimicheskoy tekhnologii* [Calculations of the processes and apparatuses of chemical technology]. Moscow: Khimiya Publ., 1971. 448 p.
11. Vargaftik N.B. *Spravochnik po teplofizicheskim svoystvam gazov i zhidkostey* [Guide to the thermo-physical properties of gases and liquids]. Moscow: Nauka Publ., 1972. 720 p.
12. Kalitkin N.N. *Chislennye metody* [Numerical methods]. Moscow: Nauka Publ., 1978. 512 p.

## ХАРАКТЕРИСТИКИ ФАКЕЛА РАСПЫЛИВАНИЯ ЗА ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ ФОРСУНКАМИ ПРИ ПОВЫШЕННОМ ДАВЛЕНИИ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ

© 2016

**А. А. Свириденков** старший научный сотрудник, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва, [sviriden@ciam.ru](mailto:sviriden@ciam.ru)

**В. В. Третьяков** кандидат физико-математических наук, доцент, ведущий научный сотрудник, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва, [tretjak@ciam.ru](mailto:tretjak@ciam.ru)

Проведены численные расчёты факела распыливания за центробежной форсункой при различных давлениях в камере сгорания с использованием модели движения жидкой плёнки. В модели предполагается, что закрученное течение жидкости одномерно и стационарно. Жидкость считается несжимаемой с нулевым градиентом давления в направлении движения плёнки и в тангенциальном направлении. Влияние сил вязкости на движение жидкости пренебрегается, но учитывается вязкое взаимодействие на границе раздела газа и жидкости. Так как на практике толщина плёнки значительно меньше радиуса факела распыливания, то изменение скорости в окружном и нормальном направлении пренебрегается. Показано, что повышение давления в камере сгорания существенным образом изменяет характеристики факела распыливания по сравнению с наблюдаемыми при атмосферном давлении. Повышение давления увеличивает толщину плёнки топлива и уменьшает угол распыливания факела. Это приводит к увеличению среднего заутеровского диаметра в факеле распыленного топлива центробежной форсункой. Поток воздуха за завихрителем оказывает противоположное воздействие на размер капель при повышении давления в камере.

*Камера сгорания; давление; центробежная форсунка; плёнка; распыливание.*

---

**Цитирование:** Свириденков А.А., Третьяков В.В. Характеристики факела распыливания за центробежными форсунками при повышенном давлении в камере сгорания // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 143-149. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-143-149

---

### Введение

Топливные форсунки в двигателях работают при высоком давлении в камере сгорания. Большинство данных о факелах распыливания получено при атмосферном давлении. К сожалению, довольно трудно экстраполировать критерии распыления к условиям высокого противодавления. Выяснение различий между распыливанием при атмосферном давлении и при высоком противодавлении имеет важное как научное, так и практическое значение. Экспериментальные данные о факелах распыливания при высоком противодавлении весьма противоречивы. Проведённый в [1] анализ данных показал, что при распыливании пневматическими форсунками независимо от того, распыляется ли плёнка жидкости или струя, измеренные средние размеры капель SMD уменьшаются с увеличением противодавления. Для центробежных форсунок данные о размерах капель в факеле распыливания находятся в противоречии. Ряд авторов получили результаты, которые показали, что с увеличением воздушного противодавления (или плотности воздуха) SMD уменьшается. Однако авторы других работ пришли к заключению, что значения среднего диаметра увеличиваются при увеличении воздушного противодавления. Влияние высокого противодавления на характеристики факела при распыливании центробежными форсунками до сих пор не определено в полном объёме. Рассмотрим некоторые аспекты влияния большого давления в камере сгорания на размеры капель топлива, распылённого центробежными форсунками.

В [2] проведены расчёты коагуляции капель, образующихся за форсунками. Приведённые на рис.1 данные о влиянии давления окружающей среды на коагуляцию капель распылённого керосина показывают, что при изменении давления от 1 до 25 бар средний размер капель в результате коагуляции за время 0,01 с увеличивается приблизительно на 30%.

В [3] показано, что уменьшение угла распыливания топлива при одной и той же начальной концентрации капель и их размеров приводит к двойному эффекту. С одной стороны, коагуляция капель приводит к смещению максимума распределения концентрации топлива в сторону больших размеров, а с другой стороны, уменьшение угла раскрытия факела увеличивает значение численной концентрации топлива как в области больших капель, так и в области мелких капель.

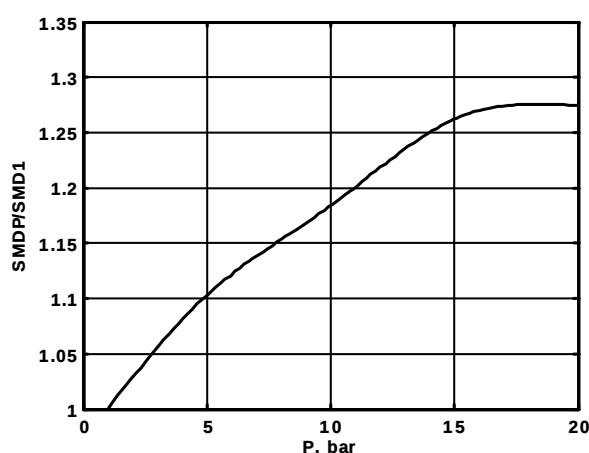


Рис. 1. Зависимость относительного размера капель в факеле распыливания от давления в камере сгорания

### Исследование

Для исследования влияния давления на толщину плёнки и угол раскрытия факела распыливания за центробежной форсункой использовалась математическая модель движения плёнки в криволинейной системе координат, связанных с поверхностью плёнки [4; 5]. В модели предполагается, что закрученное течение жидкости одномерно и стационарно. Жидкость считается несжимаемой с нулевым градиентом давления в направлении движения плёнки и в тангенциальном направлении. Значения перепада давления в нормальном к поверхности плёнки направлении определяется из условия равновесия сил давления и поверхностного натяжения. Влияние сил вязкости на движение жидкости пренебрегается, но учитывается вязкое взаимодействие на границе раздела газа и жидкости. Так как на практике толщина плёнки значительно меньше радиуса факела распыливания, то изменением скорости в окружном и нормальном направлении можно пренебречь. При таких предположениях можно записать уравнения сохранения массы и импульса с учётом гравитации, в которых все переменные являются функцией одной координаты, отсчитываемой вдоль поверхности плёнки. Эти уравнения можно проинтегрировать и получить зависимости толщины и скорости плёнки, а также угла раскрытия факела как функции расстояния от центробежной форсунки.

Расчёты характеристик факела распыливания проведены для центробежной форсунки с внешним диаметром сопла 22 мм. Расход топлива составлял 17 г/с. Толщина плёнки топлива на выходе из сопла равнялась 0,260 мм, корневой угол факела распыливания составлял  $147^\circ$ . В качестве горючего рассматривалось биотопливо. Эти пара-

метры, используемые в качестве начальных данных для системы уравнений, описывающих движение плёнки, получены по теории центробежных форсунок [6].

На рис. 2 приведена динамика изменения толщины плёнки за центробежной форсункой при различных давлениях в камере сгорания.

Расчёты приведены для топливной плёнки, которая подавалась в неподвижный воздух барокамеры при различных давлениях окружающей среды. Как видно из графиков, при давлении 48 бар толщина плёнки в несколько раз больше, чем при атмосферном давлении, а следовательно и размеры капель при этих условиях будут увеличиваться.

В [7] показано, что при повышенном давлении окружающей среды перепад давления в направлении, нормальном по отношению к жидкой плёнке, вниз по течению от выхода сопла форсунки увеличивается. Это препятствует расширению жидкости в радиальном направлении и, следовательно, уменьшает угол факела распыливания.

Для центробежной форсунки с увеличением противодействия воздуха угол распыливания уменьшается (рис. 3) и капли концентрируются в меньшем пространстве. Это увеличивает вероятности соударения капель и их агломерации [3]. На рис. 3 тип линий соответствует величинам давлений на рис. 2.

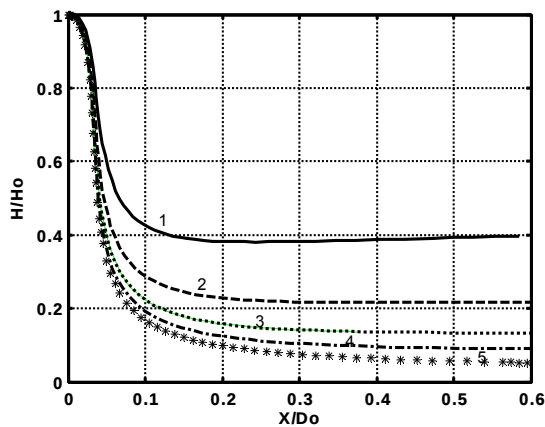


Рис. 2. Влияние противодействия в камере сгорания на изменение относительной толщины плёнки топлива в зависимости от расстояния до сопла форсунки:  
 $P = 48$  бар – кривая 1, 24 – 2, 12 – 3, 6 – 4, 1 – 5

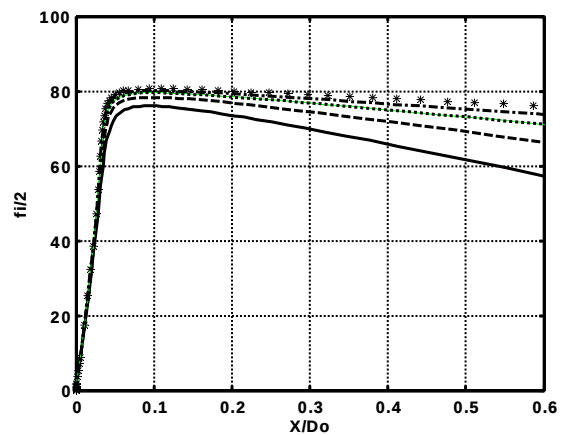


Рис. 3. Влияние противодействия в камере на изменение угла раскрытия факела топлива в зависимости от расстояния до сопла форсунки

На рис. 4, где представлено изменение угла факела распыливания на расстоянии  $X/D_0 = 0,5$  от сопла форсунки, кривая \* соответствует приведённым расчётам, прямая линия – интерполяционная зависимость  $f_i/2 = f_{i0}/2 - 0,31P$ . Отметим, что в [7] приведены результаты расчётов изменения угла распыливания в зависимости от давления для совершенно другой форсунки и там же проведено сравнение с экспериментальными данными, показавшее приемлемое совпадение расчётов и экспериментов. Несмотря на то, что расчёты проводились по другой модели, зависимость угла раскрытия факела от давления аналогична приведённой в данной работе.

Обычно плёнка топлива, образуемая в центробежной форсунке, попадает в поток воздуха за завихрителем. При этом радикальным образом меняется влияние давления на толщину плёнки топлива.

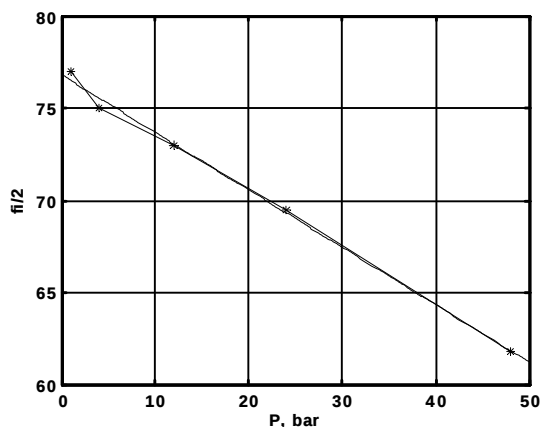


Рис. 4. Зависимость угла факела от давления в камере сгорания

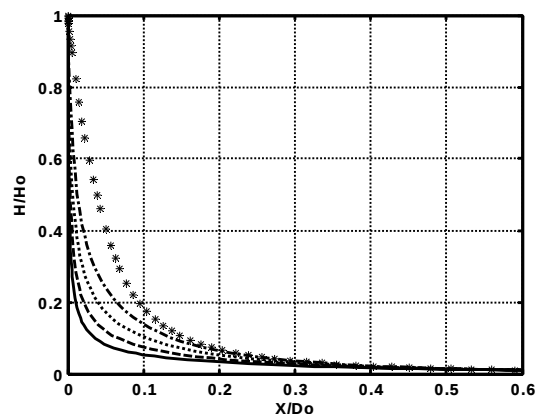


Рис. 5. Влияние противодавления в камере сгорания на изменение относительной толщины плёнки топлива при её движении в закрученном потоке воздуха в зависимости от расстояния от сопла форсунки

На рис. 5 приведены результаты расчётов при тех же условиях, что и на рис. 3, но при наличии потока воздуха за завихрителем (тип линий соответствует давлениям на рис. 2). Как видно из рисунка, на небольших расстояниях от форсунки происходит заметное уменьшение толщины плёнки. Это, в общем, очевидный факт, так как при повышении давления при постоянной скорости воздуха увеличивается аэродинамическое воздействие на плёнку жидкости.

Более интересным представляется влияние давления в камере на развитие факела распыливания при сохранении массового потока воздуха.

Результаты такого расчёта показаны на рис. 6. Отчётливо видно, что поток воздуха уменьшает расслоение кривых по сравнению с рис. 2 (отсутствие воздушного потока). Тем не менее, при больших давлениях на расстоянии  $X/D_0 = 0,5$  толщина топливной плёнки больше. Однако вблизи сопла форсунки не наблюдается выраженной зависимости толщины плёнки от давления за исключением давления 48 бар (рис. 7).

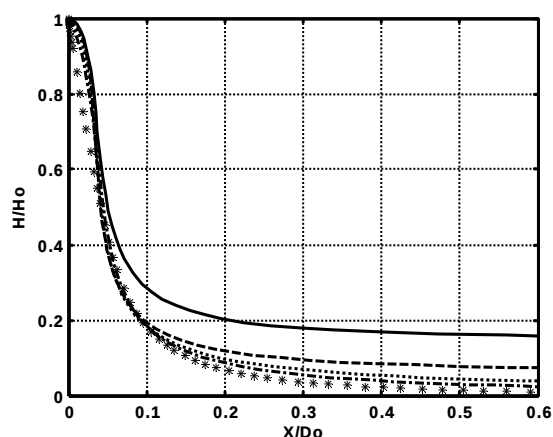


Рис. 6. Зависимость относительной толщины плёнки от давления при постоянном расходе воздуха

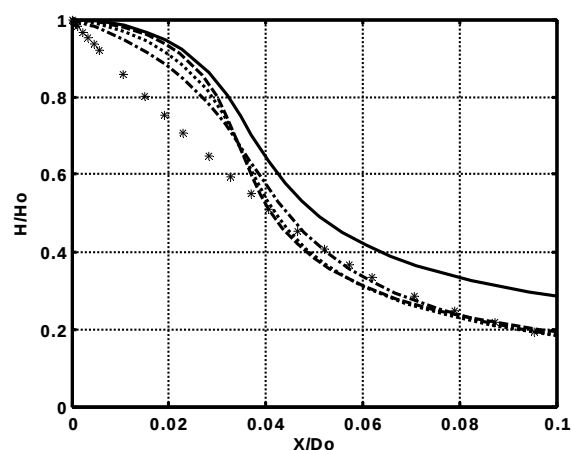


Рис. 7. Зависимость относительной толщины плёнки от давления при постоянном расходе воздуха

На расстоянии  $X/D_0 > 0,04$  и  $X/D_0 < 0,5$  толщина плёнки при повышенном давлении даже меньше, чем при атмосферном давлении. В непосредственной близости от форсунки наблюдается и немонотонная зависимость угла факела распыливания от давления в камере сгорания (рис. 8).

На рис. 9 представлено изменение угла факела распыливания на расстоянии  $X/D_0 = 0,5$  от сопла форсунки. В отличие от результатов расчётов угла раскрытия факела при отсутствии распыляющего воздуха зависимость угла факела от давления описывается кривой, имеющей максимум вблизи давления 10 бар.

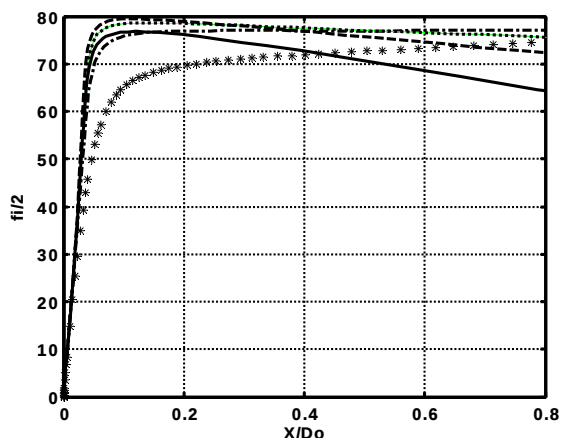


Рис. 8. Зависимость угла раскрытия факела распыливания от давления при постоянном расходе воздуха

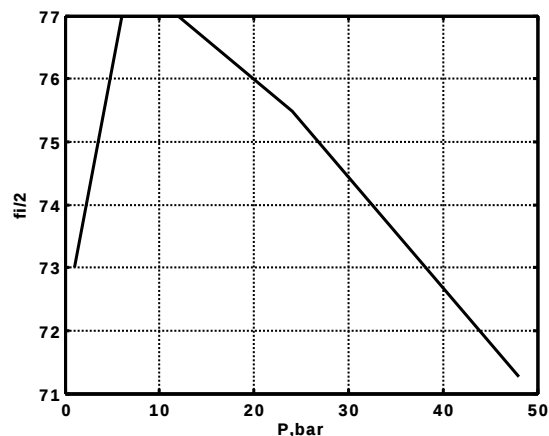


Рис. 9. Зависимость угла раскрытия факела топлива на расстоянии  $X/D_0 = 0,5$  до форсунки от давления в камере сгорания при постоянном расходе топлива

### Заключение

Проведённое исследование характеристик факела распыливания за центробежной форсункой показало, что толщина плёнки и угол факела распыливания, которые определяют размеры капель распылённого топлива, зависят от давления в камере сгорания. Эта зависимость является немонотонной и определяется параметрами течения жидкой плёнки и воздуха. На различных расстояниях от форсунки повышение давления может приводить как к увеличению размеров капель распылённого топлива, так и к их уменьшению. Этими факторами и объясняются противоречивые экспериментальные данные о влиянии давления на размеры капель, создаваемых центробежными форсунками.

Работа поддержана Российским фондом фундаментальных исследований, проекты № 14-01-00325 и № 15-08-06293.

### Библиографический список

1. Suo J., He L. Theoretical Study on the Spray Characteristics of Plain Jet Atomization Under High Back Pressure // 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. 2007. DOI: 10.2514/6.2007-5689
2. Свириденков А.А., Третьяков В.В. Влияние коагуляции капель на характеристики факела распыливания за форсунками // Вестник Самарского государственного

аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2009. № 3 (19), ч. 2. С. 157-161.

3. Свириденков А.А., Третьяков В.В. Моделирование коагуляции капель в закрученных нестационарных потоках применительно к камерам сгорания ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2013. № 3(41), ч. 1. С. 230-234.

4. Chuech S.G. Numerical Simulation of Nonswirling and Swirling Annular Liquid Jets // AIAA Journal. 1993. V. 31, Iss. 6. P. 1022-1027. DOI: 10.2514/3.11724

5. Васильев А.Ю., Майорова А.И., Свириденков А.А., Ягодкин В.И. Формирование жидкой пленки за форсункой и ее распад в газовой среде // Теплоэнергетика. 2010. № 2. С. 54-57.

6. Дитякин Ю.Ф., Клячко Л.А., Новиков Б.В., Ягодкин В.И. Распыливание жидкостей. М.: Машиностроение, 1977. 208 с.

7. Chen X., Yanga V. Effect of ambient pressure on liquid swirl injector flow dynamics // Physics of Fluids. 2014. V. 26, Iss. 10. DOI: 10.1063/1.4899261

## **CHARACTERISTICS OF A FUEL SPRAY DOWNSTREAM THE PRESSURE ATOMIZERS UNDER HIGH PRESSURE IN THE COMBUSTION CHAMBER**

© 2016

**A. A. Sviridenkov**

senior research scientist, Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation, [sviriden@ciam.ru](mailto:sviriden@ciam.ru)

**V. V. Tretyakov**

Candidate of Science (Physics and Mathematics), Associate Professor, leading research scientist, Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation, [tretjak@ciam.ru](mailto:tretjak@ciam.ru)

The paper presents numerical calculations of a fuel spray downstream a swirl-type fuel injector carried out for various pressures in the combustion chamber using the model of liquid film motion. The effect of the chamber pressure, or, to be more exact, the air density in the pressure chamber on the fuel spray characteristics is investigated. The mathematical model was constructed on the assumption of one-dimensional and steady swirling flow. The liquid is considered to be incompressible and have zero pressure gradient in the direction of the film motion and in the tangential direction. The influence of viscous forces on the motion of liquid is neglected, but the viscous interaction at the interface between liquid and gas is taken into account. The change of velocity in the circumferential and normal directions can be neglected, because in practice the film thickness is considerably smaller than the spray radius. It is shown that the pressure increase in the combustion chamber makes spray characteristics significantly different from those observed at atmospheric pressure. An increase of pressure results in increasing the thickness of the fuel film and decreasing the spray-cone angle. It leads to an increase in the average Sauter diameter in the spray of fuel atomized by the pressure atomizer. The air flow downstream the swirl nozzle has the opposite influence on the size of drops in case of increased pressure in the chamber.

*Combustion chamber; pressure; swirl atomizer; fuel film; spray.*

---

**Citation:** Sviridenkov A.A., Tretyakov V.V. Characteristics of a fuel spray downstream the pressure atomizers under high pressure in the combustion chamber. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 143-149. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-143-149

## References

1. Suo J., He L. Theoretical Study on the Spray Characteristics of Plain Jet Atomization Under High Back Pressure. *43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. 2007. DOI: 10.2514/6.2007-5689
2. Sviridenkov A.A., Tretiyakov V.V. Effect of coagulation of drops on fuel spray characteristics behind atomizers. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2009. No. 3 (19), part 2. P. 157-161. (In Russ.)
3. Sviridenkov A.A., Tretiyakov V.V. Simulation of drop coagulations in swirled time dependent streams with reference to gas turbine engine combustion chambers. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2013. No. 3 (41), part 1. P. 230-234. (In Russ.)
4. Chuech S.G. Numerical Simulation of Nonswirling and Swirling Annular Liquid Jets. *AIAA Journal*. 1993. V. 31, Iss. 6. P. 1022-1027. DOI: 10.2514/3.11724
5. Vasil'ev A.Yu., Maiorova A.I., Sviridenkov A.A., Yagodkin V.I. Formation of liquid film downstream of an atomizer and its disintegration in gaseous medium. *Thermal Engineering*. 2010. V. 57, Iss. 2. P. 151-154. DOI: 10.1134/s0040601510020114
6. Dityakin Yu.F., Klyachko L.A., Novikov B.V., Yagodkin V.I. *Raspylivanie zhidkostey* [Atomization of liquids]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977. 208 p.
7. Chen X., Yanga V. Effect of ambient pressure on liquid swirl injector flow dynamics. *Physics of Fluids*. 2014. V. 26, Iss. 10. DOI: 10.1063/1.4899261

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ИЗ МАЛОРАСХОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ФОРСУНОК ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ МАЛОЙ ТЯГИ

© 2016

**Е. В. Сёмкин** начальник группы конструкторского отдела, Научно-исследовательский институт машиностроения, г. Нижняя Салда, [sewa20-68@rambler.ru](mailto:sewa20-68@rambler.ru), [mail@niimashspace.ru](mailto:mail@niimashspace.ru)

Обосновывается возможность применения результатов гидравлических испытаний для прогнозирования коэффициента расходного комплекса камеры сгорания двигателя тягой 13,34 Н. Приводятся результаты моделирования течения жидкости (воды) в воздушную среду через гидравлический тракт одиночных форсунок и смесительного элемента, выполненного в виде установленных соосно двух центробежных форсунок. Моделирование проводится с помощью системы осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, описывающих турбулентное течение двухфазной несжимаемой жидкости. В моделировании используются односкоростная и двухскоростная модели течения. Моделирование турбулентности выполняется по модели изотропной турбулентности BSL на специально сконструированной расчётной сетке, имеющей блочную структуру. Расчётная сетка состоит, в основном, из HEXA элементов, ориентация которых совпадает с направлением течения в гидравлическом тракте форсунок, что повышает точность разрешения течения в пограничном слое у твёрдой стенки. Результаты расчётов сопоставлены с результатами гидравлических испытаний. Показано, что применение односкоростной модели течения в расчётной области одиночной форсунки и двухскоростной модели в расчётной области смесительного элемента даёт возможность получить результаты, удовлетворительно совпадающие с результатами измерений в гидравлических испытаниях.

*Жидкостный ракетный двигатель малой тяги; центробежная форсунка; жидкофазное смешение; моделирование течения.*

---

**Цитирование:** Сёмкин Е.В. Исследование процессов истечения жидкости из малорасходных центробежных форсунок жидкостного ракетного двигателя малой тяги // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 150-161. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-150-161

---

### Введение

В жидкостных ракетных двигателях малой тяги (ЖРДМТ), работающих на компонентах топлива АТ-НДМГ, в нашей стране наиболее часто в качестве смесительных элементов используются установленные соосно центробежные форсунки.

Применение самовоспламеняющихся компонентов топлива АТИН+НДМГ в этих двигателях накладывает ряд особенностей на организацию рабочего процесса преобразования топлива в продукты сгорания, включая процесс перемешивания и распыла. Важное значение в преобразовании компонентов топлива имеет перемешивание за время жидкофазной индукции.

По оценке, проведённой в [1], жидкофазное смешение в плёнках компонентов топлива суммарной толщиной  $t_{\Sigma}$  производится по поверхности в 3-6 раз меньшей по сравнению с перемешиванием в виде капель средним диаметром  $(0,5 - 1,0) t_{\Sigma}$ , что позволяет существенно упростить управление указанным процессом. Поверхность плёнок, по которой происходит взаимодействие, в случае центробежных форсунок имеет размеры  $(0,1 \dots 0,2) \times (0,5 \dots 3)$  мм.

На рис. 1 представлена схема рабочего процесса в камере сгорания ЖРДМТ, предложенная в [1] и построенная для условия полного жидкофазного смешения.

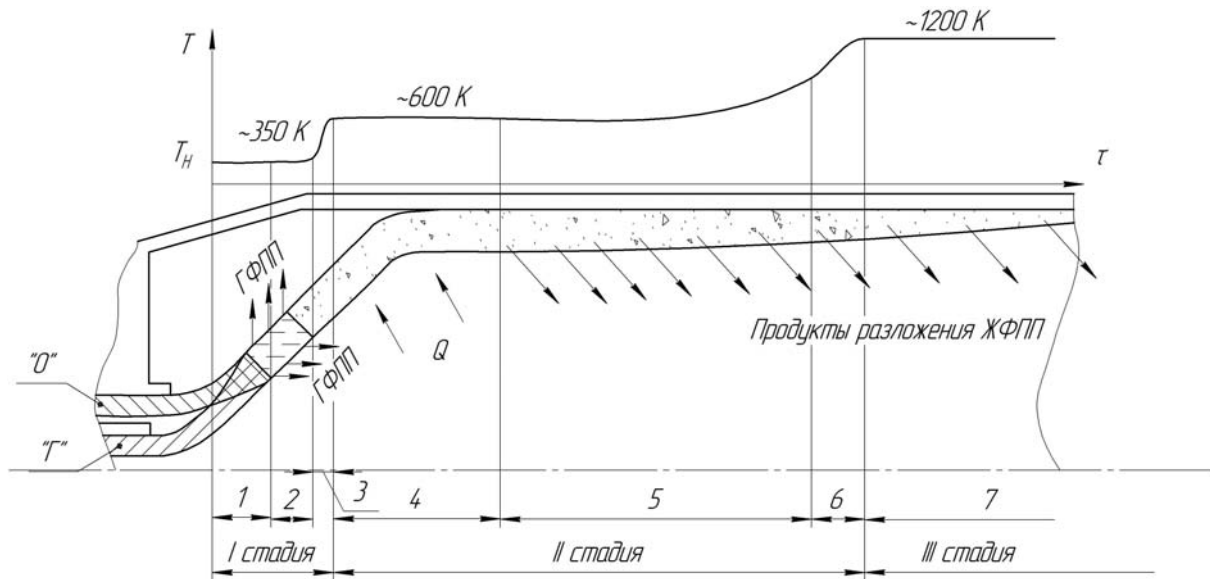


Рис. 1. Схема рабочего процесса в камере сгорания ЖРДМТ:

1 – период жидкофазного смешения; 2 – период выделения и увеличения концентрации ГФПП (газообразная фаза продуктов преобразования) в камере; 3 – период газовой реакции, появление очага пламени; 4 – подвод тепла от продуктов реакций подогрева ЖФПП (жидкофазная фаза продуктов преобразования); 5 – разложение ЖФПП, период накопления активных центров реакций; 6 – газовая реакция продуктов разложения ЖФПП; 7 – окончательное разложение ЖФПП

Процесс преобразования компонентов топлива идёт в три стадии. Начальная стадия протекает при температуре  $27^\circ\text{C}$  за время  $\tau_1 \approx 10^{-4}$  с. Вторая стадия – за время  $\tau_2 \approx 10^{-2}$  с при температуре от  $100$  до  $200^\circ\text{C}$ . Третья стадия становится заметной при температуре от  $250$  до  $420^\circ\text{C}$ .

Анализ причин низкой экономичности процессов преобразования компонентов топлива в продукты сгорания в камерах сгорания ЖРДМТ, проведённый рядом авторов [2-4], показывает, что одной из основных причин является несовершенство процессов перемешивания в период жидкофазного перемешивания.

В частности, в [2] расчёт потери удельного импульса тяги ЖРДМТ показывает, что несовершенство процессов перемешивания компонентов топлива в жидкой фазе приводит к неравномерному распределению соотношения компонентов топлива в поперечном сечении камеры сгорания. Из [3] следует, что потери расходного комплекса, обусловленные низкой эффективностью смешения компонентов топлива, составляют  $25-32\%$ . Эпюра соотношения компонентов в основном формируется у форсунок и слабо меняется вплоть до среза сопла [1; 4].

В [1] на основе сопоставления результатов испытаний на натурных компонентах топлива АТИН+НДМГ с результатами гидравлических испытаний составлена зависимость расходного комплекса камеры сгорания ЖРДМТ от гидравлических характеристик центробежно-струйной форсунки. Его максимальное значение, полученное при огневых испытаниях, соответствует определённому значению соотношения кинетических энергий компонентов топлива

$$\frac{\dot{m}_o V_o^2}{\dot{m}_r V_r^2} = 1,1-1,2 \text{ суммарному углу конуса распыла}$$

$2\alpha_\Sigma = 108-110^\circ$ , определённому в процессе гидравлических испытаний.

Учитывая большое влияние эффективности процессов перемешивания компонентов за время жидкофазной индукции на расходный комплекс камеры сгорания и выявленную зависимость расходного комплекса от параметров форсунок в гидравлических

испытаниях, можно сопоставить, например, эффективность перемешивания воды при гидравлических испытаниях форсунок с коэффициентом расходного комплекса камеры ЖРДМТ по результатам огневых испытаний. При этом эффективность перемешивания при гидравлическом испытании логично рассчитывать по коэффициенту перемешивания

$$K_{пер} = \frac{\delta_{см}}{\delta_{\Sigma}}, \quad (1)$$

где  $K_{пер}$  – коэффициент перемешивания;  $\delta_{см}$  – толщина слоя перемешанной жидкости (воды) в рассматриваемой точке при гидравлическом испытании;  $\delta_{\Sigma}$  – суммарная толщина плёнок жидкости (воды) в рассматриваемой точке при гидравлическом испытании.

Параметры  $\delta_{см}$  и  $\delta_{\Sigma}$  зависят от геометрических размеров гидравлического тракта форсунок окислителя и горючего, скоростей и толщин плёнок в выходном сечении сопел форсунок, а также скоростей, толщин и угла встречи плёнок жидкости в месте соприкосновения факелов распыла. Расчёт характеристик форсунок окислителя и горючего, а также коэффициента перемешивания, позволяющий определять параметры распыла, согласующиеся с результатами гидравлических испытаний, даст возможность ещё на этапе проектного расчёта выбирать параметры форсунок, соответствующие максимальной величине расходного комплекса камеры ЖРДМТ. Сравнение результатов гидравлических испытаний с расчётными параметрами позволит дать заключение о степени совпадения расчётного моделирования и испытаний.

В настоящее время расчётное определение гидравлических параметров центробежных форсунок и параметров их факела распыла, в том числе коэффициента перемешивания, возможно при применении численного моделирования, в котором гидравлический тракт форсунок совместно с частью свободного объёма, прилегающего к ним, представляется в виде расчётной области.

В процессе моделирования рассматривается течение воды от входа в тангенциальные каналы подвода к форсункам до выхода из сопла форсунок и от среза сопла форсунки до места разрушения конуса распыла на капли.

### Постановка задачи

Одним из возможных является подход, основанный на самых общих фундаментальных законах течения рабочего тела в расчётной области, например, на решении турбулентных уравнений Навье-Стокса, описывающих течение двухфазной несжимаемой жидкости с границей раздела между фазами.

Представляя по аналогии с [5] двухфазное течение как течение непрерывных и взаимодействующих между собой частей двухфазного потока, состоящих из жидкости (воды) и газа (воздуха), в процессе решения будем отслеживать положение границы раздела между жидкой и газообразной фазами течения, учитывать взаимодействие фаз и распад водяной плёнки на капли за пределами гидравлического тракта центробежной форсунки под действием сил тяжести, поверхностного натяжения и инерционных сил потока двухфазной жидкости в свободном объёме, прилегающем к форсунке. Расчётные области с геометрическими размерами форсунок приведены на рис. 2 – 4.

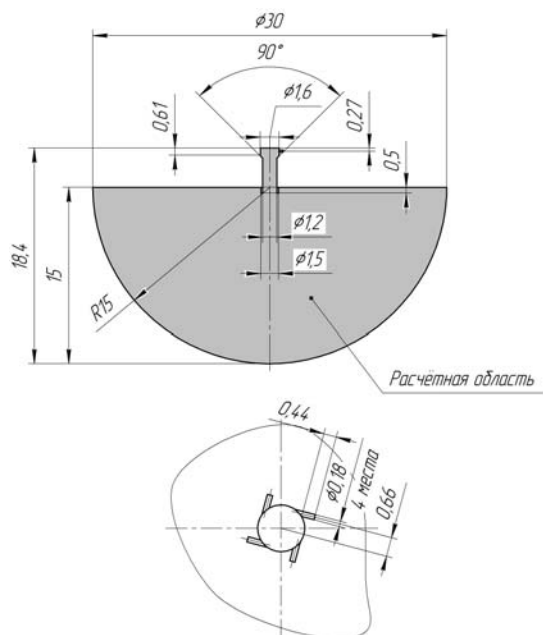


Рис. 2. Геометрия расчётной области форсунки «Г»

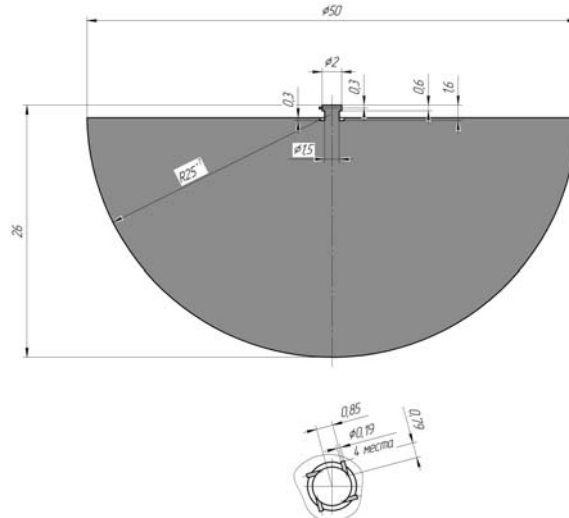


Рис. 3. Геометрия расчётной области форсунки «О»

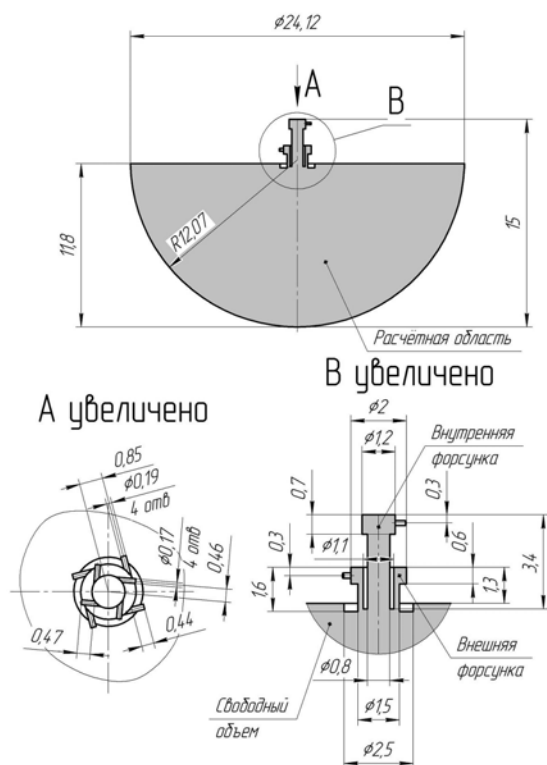


Рис. 4. Геометрия расчётной области смесительного элемента

В зависимости от допущений, принимаемых при расчёте двухфазного течения в форсунках, можно рассматривать различные системы уравнений сохранения [6].

Для случая, когда скорость и давление воды и воздуха считаются общими в расчётной области (односкоростная модель), система уравнений имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla \bullet (\rho U) = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U) + \nabla \bullet (\rho U \otimes U) - \nabla \bullet \left( \mu \left( \nabla U + (\nabla U)^T \right) \right) = S_{M\_buoy} + F_{\alpha\beta} - \nabla p, \quad (3)$$

$$\rho = \sum_{\alpha=1}^2 r_{\alpha} \rho_{\alpha}, \quad (4)$$

$$\mu = \sum_{\alpha=1}^2 r_{\alpha} \mu_{\alpha}, \quad (5)$$

$$\sum_{\alpha=1}^2 r_{\alpha} = 1, \quad (6)$$

$$p_{\alpha} = p \text{ для всех } \alpha = 1 \text{ или } 2. \quad (7)$$

Здесь  $\alpha$  – составляющие части двухфазного потока: вода (1) и воздух (2);  $r_{\alpha}$  – объёмная доля контрольного объёма расчётной области, занятая фазой  $\alpha$ ;

$S_{M\_buoy}$  – источник импульса силы тяжести в расчётной области:

$$S_{M\_buoy} = (\rho - \rho_{ref})g, \quad (8)$$

где  $\rho$  – текущая плотность в расчётной области;  $\rho_{ref}$  – плотность жидкости в расчётной области в начале расчёта, задаваемая пользователем;

$F_{\alpha\beta}$  – сила поверхностного натяжения, действующая на границе раздела фаз:

$$F_{\alpha\beta} = f_{\alpha\beta} \delta_{\alpha\beta}, \quad (9)$$

$$f_{\alpha\beta} = -\sigma k_{\alpha\beta} n_{\alpha\beta} + \nabla_s \sigma, \quad (10)$$

$$\delta_{\alpha\beta} = |\nabla r_{\alpha\beta}|, \quad (11)$$

где  $\sigma$  – сила поверхностного натяжения воды при контакте с воздухом на границе раздела фаз;  $n_{\alpha\beta}$  – вектор нормали на поверхности контакта фаз, направленный от первичной жидкости к вторичной;  $\nabla_s$  – оператор градиента по поверхности контакта фаз;  $k_{\alpha\beta}$  – поверхностное искривление поверхности раздела фаз:

$$k_{\alpha\beta} = \nabla \bullet n_{\alpha\beta}. \quad (12)$$

При проведении решения принимается, что обмен массами между фазами протекает равномерно.

Для случая, когда у воды и воздуха скорости в каждой рассматриваемой точке расчётной области не равны, а давление одно и то же, система уравнений имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \bullet (r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha) = 0; \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha) + \nabla \bullet (r_\alpha (\rho_\alpha U_\alpha \otimes U_\alpha)) = S_{M\_buoy} + F_{\alpha\beta} - r_\alpha \nabla p_\alpha + \bullet (r_\alpha \mu_\alpha (\nabla U_\alpha + (\nabla U_\alpha)^T)) + M_\alpha; \quad (14)$$

$$\rho = \sum_{\alpha=1}^2 r_\alpha \rho_\alpha; \quad (15)$$

$$\mu = \sum_{\alpha=1}^2 r_\alpha \mu_\alpha; \quad (16)$$

$$\sum_{\alpha=1}^2 r_\alpha = 1; \quad (17)$$

$$p_\alpha = p \text{ для всех } \alpha = 1 \text{ или } 2. \quad (18)$$

Дополнительно к уже рассмотренным компонентам в уравнении (14) появился дополнительный член  $M_\alpha$ , который описывает передачу импульса в процессе взаимодействия фаз потока на границе их раздела. При расчёте  $M_\alpha$  представляется как

$$M_\alpha = M_{\alpha\beta}^D. \quad (19)$$

Здесь  $M_{\alpha\beta}^D$  – учитывает силу сопротивления при взаимодействии двух фаз:

$$M_{\alpha\beta}^D = C_D \rho_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} |U_\beta - U_\alpha| (U_\beta - U_\alpha), \quad (20)$$

где  $C_D$  – коэффициент сопротивления принят в расчёте равным 0,47;  $\rho_{\alpha\beta}$  – плотность на границе раздела фаз, определяемая из выражения

$$\rho_{\alpha\beta} = r_\alpha \rho_\alpha + r_\beta \rho_\beta, \quad (21)$$

$$A_{\alpha\beta} = |\nabla r_\alpha|. \quad (22)$$

В системах уравнений (2)-(12) и (13)-(22) вязкость представляется по уравнению

$$\mu = \mu_K + \mu_T, \quad (23)$$

где турбулентная вязкость определяется по изотропной модели турбулентности BSL. В расчёте турбулентность считалась гомогенной.

Расчётная область делится на части центральными секторами с осью, совпадающей с осью форсунки, составляющими одну четвёртую часть всей моделируемой области, показанной на рис. 2 – 4. В качестве упрощения принимается, что течение рабочего тела внутри одного такого центрального сектора периодически повторяет течение внутри остальных секторов.

Сектор расчётной области показан на рис. 5. На этом же рисунке даны типы граничных условий на отдельных поверхностях расчётных областей.

В табл. 1 суммируются граничные условия для каждой выделенной поверхности расчётной области.

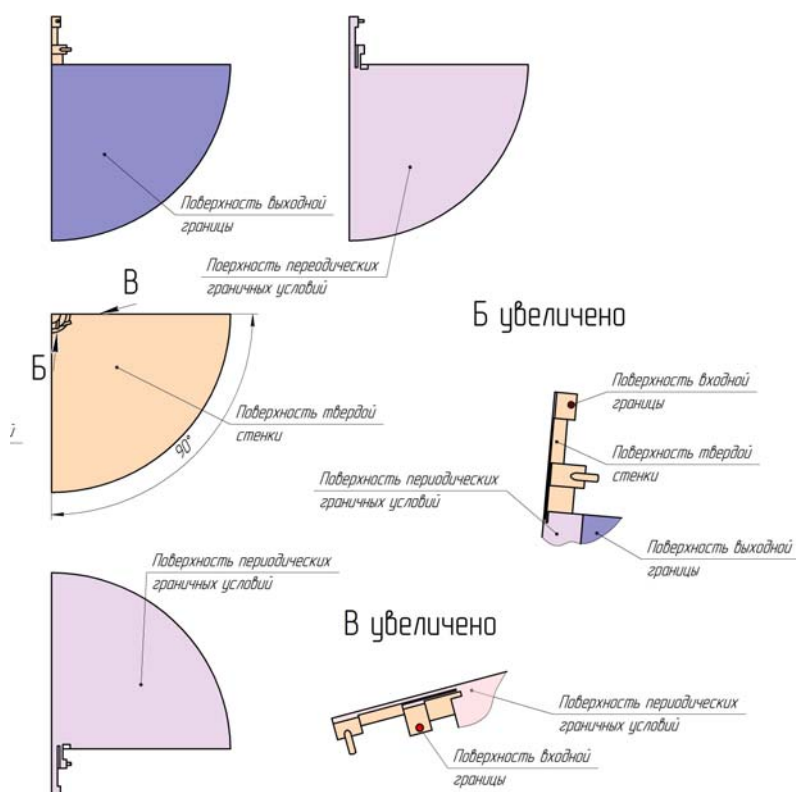


Рис. 5. Расчётная область с граничными условиями

Таблица 1. Граничные условия расчётной области

| Тип выделенной поверхности                                                       | Граничное условие                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |
|----------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Поверхность входной границы                                                      | Избыточное полное давление на входе в тангенциальные каналы<br>$P_{\text{вх}}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$<br>соответствует давлению на входе в форсунки при гидравлических испытаниях. Объёмная доля воды на входе в расчётную область составляет 1,0; объёмная доля воздуха – 0                                                     |
| Поверхность твёрдой стенки                                                       | Гладкая или шероховатая твёрдая стенка с условием непротекания на ней. Угол смачивания стенки водой равен $40^\circ$ . Заданная в расчётах шероховатость стенки составляет 0,4 мкм                                                                                                                                                        |
| Периодические граничные условия                                                  | Условия непрерывности течения через границу периодических граничных условий:<br>для скорости $V_{\text{внутр}} = V_{\text{нар}}$ ,<br>для давления $P_{\text{внутр}} = P_{\text{нар}}$ ,<br>для объёмной доли $\varphi_{\text{внутр}}^\alpha = \varphi_{\text{нар}}^\alpha$ , $\varphi_{\text{внутр}}^\beta = \varphi_{\text{нар}}^\beta$ |
| Выходная граница                                                                 | Избыточное давление<br>$P_{\text{вых}} = 0,0 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ .<br>Объёмная доля воздуха на выходной границе расчётной области (извне в расчётную область) – 1,0. Объёмная доля воды на выходной границе расчётной области (извне в расчётную область) – 0                                                                 |
| Гидравлический тракт форсунки и присоединённый свободный объём на начало расчёта | Давление окружающей среды<br>$P_{\text{окр}} = 1,0 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ .<br>Температура окружающей среды и воды поступающей в расчётную область неизменна на протяжении всего расчёта и равна $T = 20^\circ\text{C}$                                                                                                          |

### Расчётная сетка

Для проведения расчёта была сконструирована специальная расчётная сетка, которая строилась с помощью программного средства ANSYS CFD. Результат приведён на рис. 6.

Сетка имеет блочную структуру и состоит, в основном, из HEXA элементов. Структура блоков позволяет проводить сгущение узлов там, где находится конус распыла в гидравлическом тракте форсунок и свободном объёме, и отслеживать место положения поверхности раздела фаз.

Структура расчётной сетки показана на рис. 7.

Её элементы в расчётной области сориентированы, как правило, вдоль линий тока воды, что повышает точность расчёта и уменьшает количество узлов, необходимое для точного разрешения рассчитываемых величин.

Ориентация узлов расчётной сетки вдоль линий тока обеспечивается выбором угла  $\alpha$  корневого угла конуса распыла из результатов предварительных гидравлических испытаний или расчётов на сетке без ориентации расчётных узлов. В расчётах количество узлов сетки изменялось от 5000000 до 15000000.

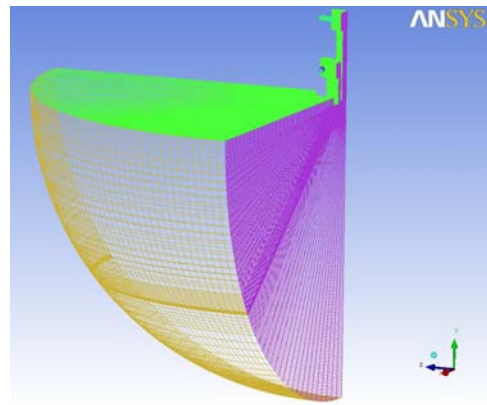


Рис. 6. Расчётная сетка

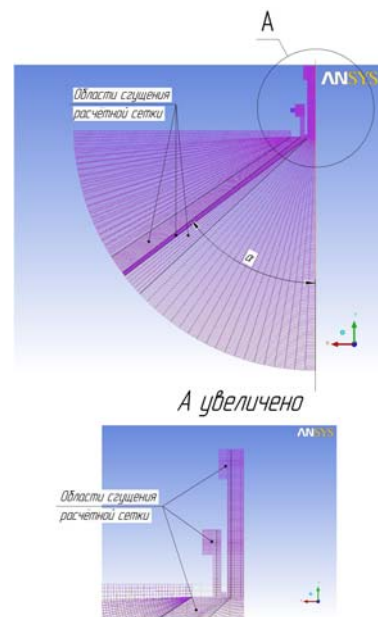


Рис. 7. Структура расчётной сетки

### Результаты расчёта

На рис. 8 – 10 приведены факелы распыла объёмной фракции воды в ходе моделирования течений в расчётных областях (рис. 2 – 4). При этом использовалась односкоростная модель описания течения в форсунках «Г» и «О» (рис. 2, 3) и двухскоростная модель описания течения в смесительном элементе (рис. 4). Для сравнения на рис. 8 – 10 показаны результаты фотографирования факелов распыла этих форсунок в процессе гидравлических испытаний.

В табл. 2 приведены секундные массовые расходы воды через входные границы расчётной области и результаты их измерений при гидравлических испытаниях.

На рис. 11 – 13 показаны результаты моделирования течения в гидравлических трактах форсунок смесительного элемента (рис. 2 – 4).

На рис. 11 – 13 также обозначены размеры радиусов выходных сечений сопел форсунок и толщин пелён воды в выходных сечениях сопел форсунок и смесителя. Расчёт толщины пелены воды в выходных сечениях сопел форсунок «Г» и «О» по методике [7] даёт величину 0,038 мм.

Таблица 2. Секундные массовые расходы

|             | Форсунка «Г»<br>(рис. 2) | Форсунка «О»<br>(рис. 3) | Смеситель                                        |
|-------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------------------------------|
| Расчёт      | 2,0 г/с                  | 2,63 г/с                 | Полость «О» – 2,46 г/с<br>Полость «Г» – 1,91 г/с |
| Эксперимент | 1,85 г/с                 | 2,54 г/с                 | Не измерялось                                    |

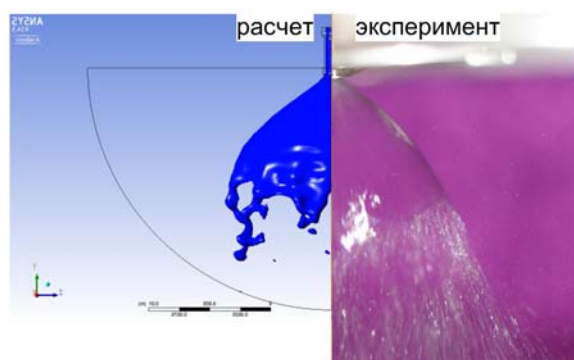


Рис. 8. Сравнение моделирования факела распыла форсунки «Г» в виде изоповерхности для объёмной доли воды 0,007 (рис. 2) с результатами фотографирования при гидравлических испытаниях

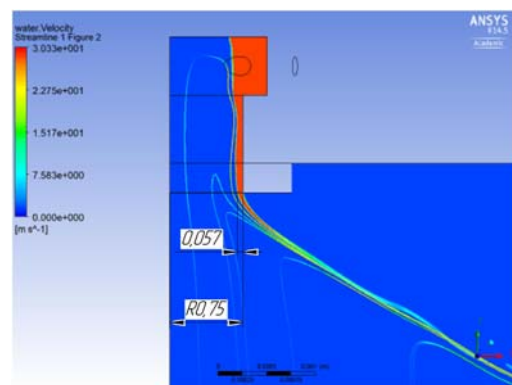


Рис. 11. Результаты моделирования течения воды в гидравлическом тракте форсунки «О»

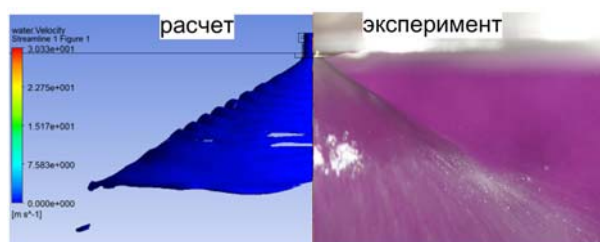


Рис. 9. Сравнение моделирования факела распыла форсунки «О» в виде изоповерхности для объёмной доли воды 0,007 (рис. 3) с результатами фотографирования при гидравлических испытаниях

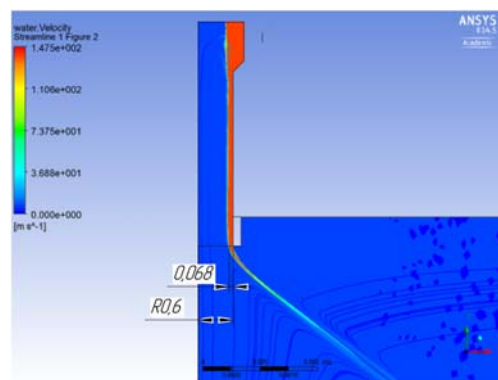


Рис. 12. Результаты моделирования течения воды в гидравлическом тракте форсунки «Г»

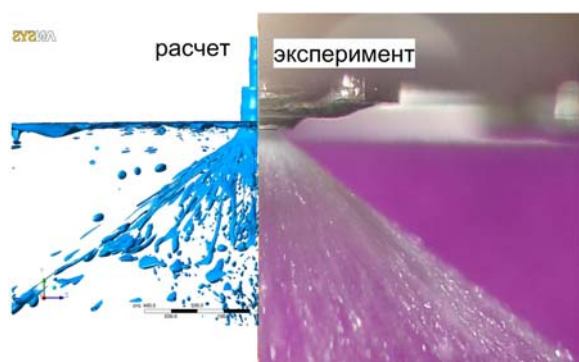


Рис. 10. Сравнение моделирования факела распыла форсунки в виде изоповерхности для объёмной доли воды 0,2 с результатами фотографирования при гидравлических испытаниях

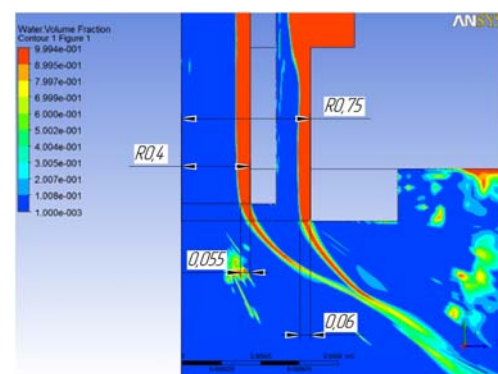


Рис. 13. Результаты моделирования течения воды в гидравлическом тракте смесителя

### Анализ результатов

Результаты моделирования свободного факела распыла форсунок, показанные на рис. 8, 9, свидетельствуют о том, что с помощью односкоростной модели описания течений двухфазной среды в форсунках «О» и «Г» можно получать параметры распыла моделируемых форсунок с удовлетворительной точностью. Результаты расчёта корневого угла распыла этих форсунок и формы свободного факела распыла хорошо согласуются с результатами гидравлических испытаний. Массовые расходы через форсунки в расчёте, по сравнению с результатами гидравлических испытаний, отличаются на 8% для форсунки «Г» и на 3,5% для форсунки «О». В расчёте с удовлетворительной точностью определяется место распада пелены факела распыла и перехода к течению воды в виде капель в воздухе. Расчёт течения в выходном сечении сопла форсунки позволяет определить толщину пелены воды с учётом гидравлических потерь. Расчётные толщины пелены воды в 1,5...1,8 раза больше тех, что были получены по теории течения в идеальной форсунке Г.Н. Абрамовича [7], что свидетельствует о большом влиянии гидравлических потерь в форсунке на её параметры. Вместе с тем, размер капель после перехода от плёночного течения к капельному в форсунках моделируется с большой погрешностью. Сравнение результатов расчёта с результатами гидравлических испытаний показывает, что для форсунки «Г» расчётные размеры капель значительно превышают размеры капель в реальном распыле. В случае форсунки «О» капельный распыл вообще не моделируется. Вместо этого ниже по течению от поверхности пелены, где происходит распад плёнки на капли, снова формируется сплошная пелена жидкости. Одной из возможных причин низкой точности является недостаточная разрешающая способность расчётной сетки в местах распада плёнки воды на капли.

Моделирование течения в гидравлическом тракте смесителя двигателя тягой 13Н с помощью двухскоростной модели расчёта позволяет с высокой точностью определять суммарный корневой угол факела распыла и характер капельного течения после столкновения плёнок. Кроме того, можно рассчитать место и угол встречи плёнок внешней и внутренней форсунок и, тем самым, найти параметры перемешивания плёнок жидкости (воды) форсунок окислителя и горючего.

Таким образом, имеет место удовлетворительная точность расчёта параметров перемешивания воды по формуле (1). Сравнивая данные огневых и гидравлических испытаний и также расчёты при одних и тех же параметрах форсунок, можно сопоставлять коэффициенты расходного комплекса и перемешивания  $K_{пер}$  (1), разрабатывая рекомендации по увеличению эффективности преобразования компонентов топлива в продукты сгорания в ЖРДМТ тягой 13Н уже на этапе проектного расчёта.

### Заключение

Результаты проведённой работы свидетельствуют о возможности создания методики определения параметров центробежных форсунок на основе численных методов однородной модели турбулентности BSL и односкоростной (для одиночной форсунки) или двухскоростной (для смесителя двигателя тягой 13,34 Н) системы уравнений движения двухфазной среды в виде осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, которая с удовлетворительной точностью позволяет рассчитать параметры распыла форсунок.

По разработанной методике можно подбирать размеры гидравлического тракта центробежных форсунок, обеспечивающие заданный коэффициент перемешивания  $K_{пер}$  в смесителе ЖРДМТ тягой 13,34 Н и повышение эффективности преобразования компонентов топлива в продукты сгорания в камере двигателя уже на этапе проектных расчётов.

### Библиографический список

1. Андреев Ю.З. Исследование зависимостей характеристик ЖРДМТ тягой 50...400 Н на топливе АТ+НДМГ от основных параметров двухкомпонентной соосной центробежной форсунки и струйных форсунок завесы: дис. ... канд. техн. наук. Нижняя Салда, 2004. 181 с.
2. Градов В.Н. Исследование внутрикамерных рабочих процессов в ЖРДМТ с целью повышения их экономичности: дис. ... канд. техн. наук. Куйбышев, 1974.
3. Царапкин В.С. Особенности процесса преобразования жидкого ракетного топлива НДМГ+N<sub>2</sub>O<sub>4</sub> в камерах ЖРДМТ: Автореферат дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1982. 18 с.
4. Неустойчивость горения в ЖРД / под ред. Д.Т. Харрье, Ф.Г. Рирдона. М.: Мир, 1975. 816 с.
5. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергоатомиздат, 1981. 472 с.
6. ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Theory. ANSYS Europe Ltd, 2005. 266 p.
7. Абрамович Г.Н. Теория центробежной форсунки // В сб.: «Промышленная аэрогидродинамика». Вып. 3. М.: БНИ ЦАГИ, 1944. С. 84-88.

### RESEARCH OF LIQUID OUTFLOW FROM LOW-EMISSION SWIRL INJECTORS OF A LOW-THRUST LIQUID ROCKET ENGINE

© 2016

**Ye. V. Semkin**

Head of Group, Design Engineering Department, Research & Development Institute of Mechanical Engineering, Nizhnyaya Salda, Russian Federation, [sewa20-68@rambler.ru](mailto:sewa20-68@rambler.ru)

The paper justifies the possibility of using cold-flow test data to predict the combustion efficiency for a 13.34 N thruster combustion chamber. The results of modeling working liquid (water) flowing through hydraulic passages of single injection elements and coaxial swirl injectors are presented. We performed the simulation using the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations that describe a turbulent flow of a two-phase non-compressible liquid. We used both one-velocity and two-velocity flow models. We modeled the turbulence by the BSL isotopic turbulence model on a computational block-structure grid. The computational grid consisted mostly of HEXA elements. The orientation of the elements coincided with the flow direction in the injector hydraulic channels, which improved the flow resolution accuracy in the boundary layer near the solid wall. We compared the results of calculation with the cold-flow test data. The use of the one-velocity flow model in the design area of a single injector and the two-velocity model in the design area of the mixing element yielded the results that agreed satisfactorily with the cold-flow data.

*Liquid-phase mixing; swirl injector; flow modeling.*

---

**Citation:** Semkin Ye.V. Research of liquid outflow from low-emission swirl injectors of a low-thrust liquid rocket engine. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 150-161. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-150-161

### References

1. Andreev Yu.Z. *Issledovanie zavisimostey kharakteristik ZhRDMT tyagoy 50...400 N na toplive AT+NDMG ot osnovnykh parametrov dvukhkomponentnoy soosnoy tsentrobezhnoy forsunki i struynykh forsunok zavesy. Dis. kand. tekhn. nauk* [Dependence of 50...400 N NTO+UDMH liquid rocket engine characteristics on the basic parameters of a bipropellant coaxial swirl injector and jet injectors of the cooling film. Cand. Sci. (Eng.) Dissertation]. Nizhnyaya Salda, 2004. 181 p.

2. Gradov V.N. *Issledovanie vnutrikamernykh rabochikh protsessov v zhidkostnom raketnom dvigatele maloy tyagi s tsel'u povysheniya ikh ekonomichnosti. Diss. cand. techn. nauk* [Research of chamber processes of liquid rocket thrusters with the aim of increasing their cost efficiency. Cand. Sci. (Eng.) Dissertation]. Kuybyshev, 1974.
3. Tsarapkin V.S. *Osobennosti protsessa preobrazovaniya zhidkogo raketnogo topliva NDMG+N<sub>2</sub>O<sub>4</sub> v kamerakh zhidkostnykh raketnykh dvigatelei maloy tyagi. Avtoreferat. diss. cand. techn. nauk* [Peculiarities of UDMH+N<sub>2</sub>O<sub>4</sub> liquid propellant conversion in combustion chambers of liquid rocket thrusters. Extended abstract of Cand. Sci. (Eng.) Dissertation]. Leningrad, 1982. 18 p.
4. Harje D.T., Reardon F.G. Liquid propellant rocket combustion instability. Washington: National Aeronautics and Space Administration, 1972. 1314 p.
5. Deich M.E., Philippov G.A. *Gazodinamika dvukhfaznykh sred* [Two-phase fluid gas dynamics]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1981. 472 p.
6. ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Theory. ANSYS Europe Ltd, 2005. 266 p.
7. Abramovich G.N. *Teoriya tsentrobeznoy forsunki. V sb.: «Promyshlennaya aerogidrodinamika»*. Vypusk 3. Moscow: BNI TSAGI Publ., 1944. P. 84-88. (In Russ.)

## НЕСТАЦИОНАРНЫЙ ТЕПЛОМАСООБМЕН И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОПЛИВА В ТЕЧЕНИЯХ ЗА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИМ СТАБИЛИЗАТОРОМ

© 2016

**В. В. Третьяков**кандидат физико-математических наук, доцент, ведущий научный сотрудник, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва, [tretjak@ciam.ru](mailto:tretjak@ciam.ru)**А. А. Свириденков**старший научный сотрудник, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва, [sviriden@ciam.ru](mailto:sviriden@ciam.ru)

Разработана модель нестационарного теплообмена топливных капель с закрученным воздушным потоком, включающая определение структуры течения воздуха, нахождение конфигураций вытекающих в воздушный поток жидких струй, расчёт характеристик их распада на капли с учётом процессов дробления и коагуляции капель, расчёт распределения концентраций капель и топливных паров в рабочем объёме. Исследование выполнено применительно к камере сгорания с фронтальным газодинамическим стабилизатором. Найдено оптимальное сочетание основных газодинамических параметров, определяющих режим работы рассматриваемого устройства: величины закрутки воздушного потока и интенсивности поперечной подачи воздуха через стабилизатор. Для этого сочетания определена структура течения и распределения концентраций капельно-жидкого и парообразного топлива за стабилизатором. Проведено сравнение результатов расчётов с экспериментальными данными.

*Газотурбинный двигатель; камера сгорания; численное моделирование; распыливание; топливовоздушная смесь.*

**Цитирование:** Третьяков В.В., Свириденков А.А. Нестационарный теплообмен и распределение топлива в течениях за газодинамическим стабилизатором // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 162-173. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-162-173

### Введение

Рассматриваются нестационарные закрученные течения в камерах сгорания газотурбинного двигателя (ГТД). Работа носит расчётно-экспериментальный характер.

Модель нестационарного теплообмена между топливными каплями и воздушным потоком включает определение структуры течения воздуха, нахождение конфигураций вытекающих в воздушный поток жидких струй, расчёт характеристик их распада на капли с учётом процессов дробления и коагуляции капель и расчёты распределения концентраций капель и топливных паров в рабочем объёме камеры.

Проведённое исследование выполнено применительно к перспективным камерам сгорания ГТД с фронтальным газодинамическим стабилизатором, схема которого представлена на рис. 1.

Отметим, что идея использования газодинамических стабилизаторов в основных камерах сгорания связана с возможностью управления рабочим процессом в них с помощью регулирования размеров зон обратных токов за стабилизатором в зависимости от режима работы камеры. Это регулирование осуществляется поперечным вдувом воздушных струй в основной закрученный поток.

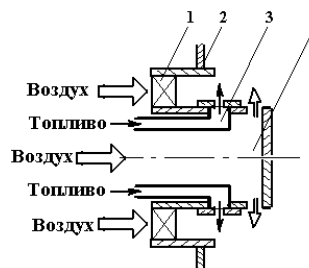


Рис. 1. Схема газодинамического стабилизатора с поперечной подачей топлива:

1 – осевой завихритель; 2 – фронтальная плита;  
3 – канал подачи жидкого топлива;  
4 – канал подачи поперечных воздушных струй

### Постановка задачи

В расчётах моделирование нестационарности течений производится следующим образом. При эффективных числах Рейнольдса входящего в камеру воздушного потока порядка 300 и выше, как показывают эксперименты и расчёты, течение в камерах сгорания является неустойчивым. На различных этапах итерационного процесса расчётов в таком течении имеют место повторяющиеся структуры полей скорости. Случайные выборки этих структур принимаются в качестве мгновенных полей скорости газового потока, а рассматриваемая совокупность этих мгновенных полей представляет собой модель нестационарного течения. В данной работе задача расчёта полей скорости решается в стационарной постановке путём интегрирования полной системы уравнений Рейнольдса, записанных в переменных Эйлера и замыкаемых по двухпараметрической модели турбулентности, с моделированием нестационарности описанным выше способом. Предполагается, что течение является изотермическим и осесимметричным. Система уравнений Рейнольдса, записанная в консервативной форме, имеет следующий вид:

$$\operatorname{div}(\rho \mathbf{u} \Phi - \Gamma_{\Phi} \operatorname{grad} \Phi) = S_{\Phi}. \quad (1)$$

Здесь  $\mathbf{u}$  – вектор скорости;  $\Phi$  – зависимая переменная;  $\Gamma_{\Phi}$  – коэффициент диффузионного переноса;  $\rho$  – плотность;  $S_{\Phi}$  – источниковый член.

Представленная в виде (1) система уравнений неразрывности ( $\Phi \equiv 1$ ,  $\Gamma_{\Phi} \equiv 0$ ,  $S_{\Phi} \equiv 0$ ) и движения ( $\Phi = u_i$ ,  $i = 1, 2, 3$ ) решается конечно-разностным итерационным методом. При этом для  $\Phi = u_i$  коэффициент  $\Gamma_{\Phi} = \nu_e$ ,  $\nu_e = \nu + \nu_t$ , а для нахождения величины коэффициента турбулентной кинематической вязкости газа  $\nu_t$  используются соотношение Колмогорова – Прандтля и двухпараметрическая модель турбулентности  $k$ - $\varepsilon$ . В качестве граничных условий на входе (во входных сечениях) задаются профили трёх компонентов скорости, которые считаются параметрами задачи, на твёрдых границах используется так называемый закон стенки, записанный для полной скорости, а в выходном сечении – мягкие граничные условия ( $\partial \Phi / \partial x = 0$ ). Соответствующие граничные условия принимаются и для характеристик турбулентности. Профили всех компонентов скорости для простоты приняты равномерными. В целом методика расчётов соответствует изложенной в [1].

Моделирование процесса распада жидких струй в воздушном потоке состоит из определения формы струи, решения задачи о первичном распаде струи в воздушном потоке на фрагменты, вторичном распаде фрагментов на капли и дробления капель. Это моделирование проводится в рамках линейной теории устойчивости. В результате решения перечисленных задач определяются начальные координаты и скорости капель, которые в дальнейшем используются в качестве начальных данных при расчётах распределений концентраций капельно-жидкого и парообразного топлива. При этом начальное распределение капель по размерам, в соответствии с многочисленными экспериментальными данными, считается розен-раммлеровским. Расчёты состоят в интегрировании системы обыкновенных дифференциальных уравнений движения, нагрева и испарения отдельных капель, записанных в переменных Лагранжа, в результате которых находятся распределения в рабочем объёме концентраций капельножидкого и парообразного топлива [2].

В данной работе при решении перечисленных выше задач в условиях нестационарности воздушного потока вначале проводятся расчёты распределений топлива в мгновенных полях скоростей, которые впоследствии (поля концентраций) осредняются. Считается, что полученные при этом поля концентраций представляют собой осреднённые распределения соответственно капельно-жидкой и паровой топливных

фаз. Степень приближения осреднённых таким образом полей концентраций к реальности устанавливается путём сравнения результатов расчётов с экспериментальными данными.

### Результаты расчётов полей скорости

Расчёты, проведённые по описанным моделям, показали, что регулирование рабочего процесса в камерах сгорания с газодинамическим стабилизатором может быть осуществлено лишь в определённых диапазонах и сочетаниях входных параметров рассматриваемого устройства, главные из которых – закрутка потока  $S_w$  и скорости вдува поперечных воздушных струй  $U_j$ . Установлено, что наиболее приемлемой величиной закрутки воздушного потока является  $S_w \approx 0,6(30^\circ)$ . При такой закрутке и изменении параметра интенсивности поперечной подачи воздуха через стабилизатор  $U_j$  в диапазоне  $U_j = 0,4 \dots 1,2$  имеет место заметное влияние этого параметра на структуру течения в рассмотренной камере сгорания. Здесь  $S_w = U_\phi / U_0$ ,  $U_j = U_r / U_0$ ;  $U_\phi$  – вращательный компонент скорости воздуха на выходе из осевого завихрителя,  $U_r$  – радиальный компонент скорости вдува воздушной струи,  $U_0$  – среднерасходная скорость течения через завихритель. На рис. 2 представлены результаты расчётов течений в продольном сечении стабилизатора для двух сочетаний величин  $U_j$  и  $S_w$  (вариант №1:  $S_w = 1,0$ ,  $U_j = 1,0$ ; вариант №2:  $S_w = 0,6$ ,  $U_j = 0,6$ ), а на рис. 3 – пример мгновенных распределений скорости для варианта №1. Расчёты соответствуют случаю истечения воздуха в открытое пространство.

Сопоставление результатов расчётов с данными экспериментов [3] показало, что между ними имеется приемлемое для практики согласование.

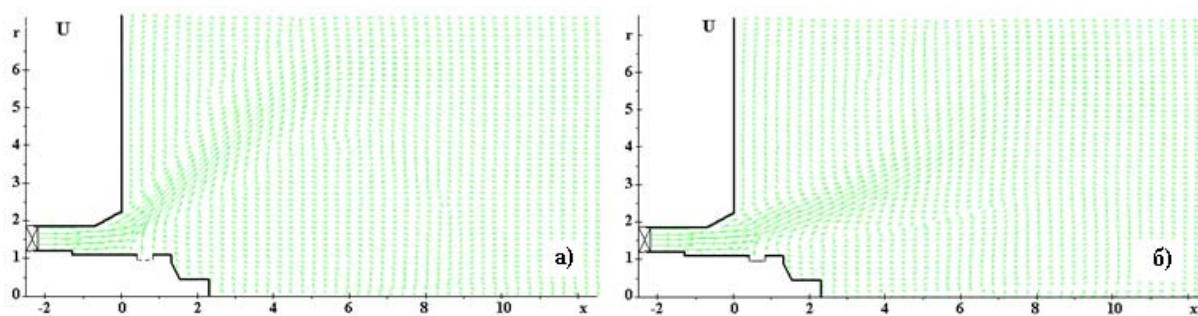


Рис. 2. Осреднённые распределения скоростей в открытом пространстве:

а – вариант №1:  $S_w = 1,0$ ,  $U_j = 1,0$ ; б – вариант №2:  $S_w = 0,6$ ,  $U_j = 0,6$

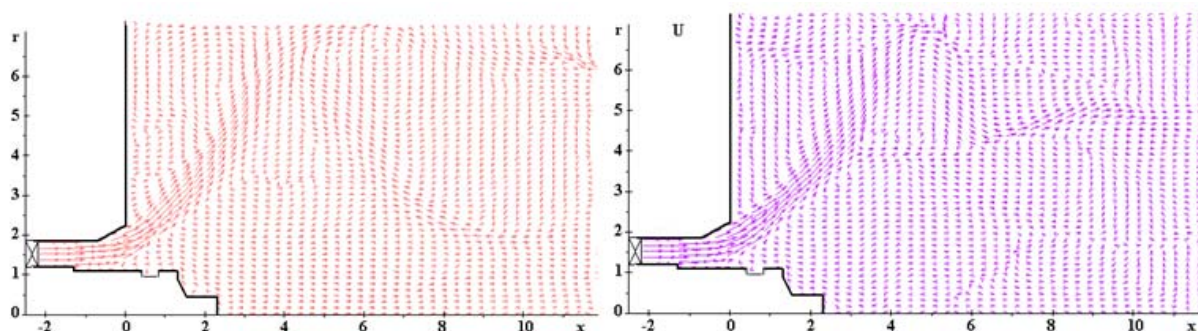


Рис. 3. Примеры мгновенных распределений скоростей

в открытом пространстве:  $S_w = 1,0$ ,  $U_j = 1,0$

### Расчёт движения и распада топливных струй

Движение впрыскиваемых в сносящий воздушный поток топливных струй происходит по криволинейным траекториям. Во время этого движения на поверхностях струй образуются волны, амплитуда которых постепенно увеличивается, и при достижении этой амплитудой некоторого критического значения струи распадаются. Этот процесс распада носит каскадный характер, то есть вначале происходит распад струй на фрагменты и капли, затем происходит распад самих фрагментов на капли и, наконец, дробление капель. При этом имеет место также и процесс коагуляции капель. Методика расчётов этих процессов изложена в работе [4].

В данном исследовании конфигурация жидкой струи определяется по упрощённой модели, согласно которой предполагается, что площадь поперечного сечения струи и её форма (круглая) остаются постоянными вдоль струи и что силами поверхностного натяжения струи можно пренебречь по сравнению с аэродинамическими силами, так что на элемент жидкости воздействует только аэродинамическая сила.

Результаты расчётов, проведённых в этих предположениях, представлены на рис. 4 для двух вариантов сочетания параметров закрутки потока  $S_w$  и скорости вдува поперечных воздушных струй  $U_j$ . На рисунке кривая 1 соответствует варианту № 1 ( $S_w = 1,0, U_j = 1,0$ ), кривая 2 – варианту № 2 ( $S_w = 0,6, U_j = 0,6$ ); символом \* показаны координаты, соответствующие началу распада струи.

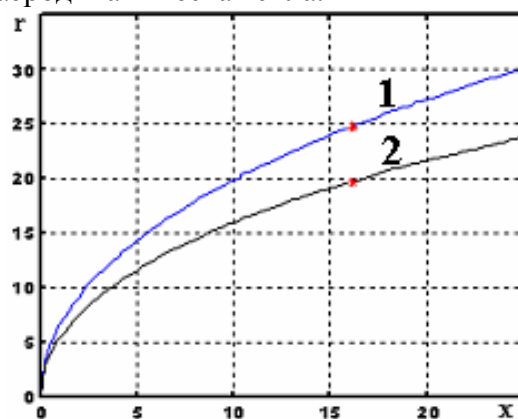


Рис. 4. Траектория топливной струи

Из приведённых графиков видно, что углы наклона струй к оси стабилизатора приблизительно одинаковы и составляют  $\psi_m \approx 30^\circ$ , одинаковыми являются и продольные безразмерные координаты  $x^*$  начала распада струй:  $x^* = 16$ . Однако радиальные координаты распада  $r^*$  различаются:  $r_1^* = 25, r_2^* = 20$ . Здесь обезразмеривание проведено на величину радиуса сопла форсунки (0,2 мм). Отметим, что согласно [5] получающиеся в результате распада струи фрагменты имеют размеры около 44 мкм. Получающиеся в эксперименте размеры капель существенно меньше этого значения, что указывает на вторичный распад капель при движении в потоке воздуха.

В данной работе использована волновая модель распада капель, основанная на анализе неустойчивости волн на их поверхности. Эмпирические константы в этой модели взяты из работ [6], [7]. Учёт влияния процесса коагуляции капель на формирование топливного факела осуществлён согласно [5]. Основные предположения, относящиеся к процессу коагуляции частиц, состоят в следующем. Число частиц достаточно велико, так что можно ввести функцию распределения частиц по массам в каждой точке пространства. Рассматриваются только парные столкновения частиц, частицы коагулируют всякий раз, как сталкиваются, и при этом сохраняются их суммарные масса и объём. Каждая образующаяся при коагуляции частица формируется из целого числа так называемых «базовых» частиц (мономеров). Плотность числа этих частиц как функция времени является решением уравнения баланса Смолуховского. Предполагается, что броуновской диффузией частиц можно пренебречь и считать, что основным механизмом, вызывающим увеличение размеров капель, является турбулентная коагуляция.

Результаты расчётов, проведённых для первого варианта ( $S_w = 1,0, U_j = 1,0$ ), показали, что среднезауэровские диаметры капель в рассматриваемом режиме (перепад давления на фронтальном устройстве 5,4 кПа, скорость течения топлива 7,8 м/с и скорость поперечных воздушных струй 66 м/с) равны  $D_m = 30$  мкм, что хорошо согласуется с экспериментальным значением 30 – 35 мкм. Отметим, что в соответствии с использованной моделью распада капель изменение их размеров по мере удаления от места первичного распада струи одинаково для обоих вариантов расчётов. Однако как показали эксперименты, для второго варианта ( $S_w = 0,6, U_j = 0,6$ ) среднезауэровские диаметры капель имеют более высокие значения:  $D_m = 45$  мкм, что связано с процессом коагуляции капель.

Расчёты показали, что при углах раскрытия факела  $2\varphi = 60^\circ$  и  $30^\circ$  максимальные значения численной концентрации капель в 15 и 35 раз больше соответствующего значения для  $2\varphi = 90^\circ$  при среднегеометрических начальных размерах капель  $D = 10$  мкм. При этом увеличение начального размера капель приводит к возрастанию максимального значения относительной объёмной концентрации капель и смещению этого максимума в область крупных капель. В данном случае расчёты показали, что при углах закрутки потока  $30^\circ$  в распределении концентраций капель по размерам в области крупных капель появляется второй максимум, который отсутствует при углах закрутки  $45^\circ$ . Это объясняет полученное в экспериментах увеличение размеров капель.

#### **Распределение концентраций капельно-жидкого топлива в следе за стабилизатором**

Расчёт распределения концентраций капельно-жидкого топлива в найденных полях скорости в данной работе основан на расчёте движения отдельных капель, при которых пренебрегается влияние на их движение турбулентных пульсаций скорости воздушного потока и изменение формы капель в потоке при движении. Считается также, что закон сопротивления капель такой же, как закон сопротивления твёрдых частиц сферической формы. Принятая методика расчёта распределения топлива аналогична изложенной в [8; 9]. Адекватность этих методик реальности установлена сопоставлением результатов расчётов и экспериментов [10]. В расчётах предполагается, что распределение капель по размерам подчиняется закону Розина-Раммлера с показателем  $n = 3$ :  $\Omega = 1 - \exp\left[-(D/D_m)^n\right]$ , а распределение капель в окружном (по углу  $\varphi$ ) и продольном (по углу  $\psi$ ) направлениях – нормальному закону. Здесь  $\Omega$  – относительная доля капель, диаметр которых меньше  $D$ ;  $D_m$  – среднемедианный диаметр капель. Начальные скорости вылета капель  $V_0$  задаются модулем скорости  $V_0$  и значениями продольного и окружного углов:  $\psi_K$  и  $\varphi_K$ . Начальные координаты вылета капель определяются из решения изложенной выше задачи о распаде топливной струи, впрыскиваемой в сносящий воздушный поток. Среднемедианные размеры капель  $D_m$  в соответствии с результатами расчётов и опытов приняты равными 30 и 45 мкм для 1 и 2 вариантов, соответственно. Начальные скорости вылета капель из форсунки приняты равными 10 м/с, углы вылета капель:  $\psi_K = 30^\circ \pm 25^\circ$ ,  $\varphi_K = 0^\circ \pm 25^\circ$ , начальная температура капель равнялась 300 К, топливом считался керосин ТС-1.

Расчёт распределений концентраций капельно-жидкой и паровой топливной фазы состоит в интегрировании системы обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих движение, нагрев и испарение капель, записанных в переменных Лагранжа,

в результате чего находятся траектории отдельных капель, изменение параметров этих капель вдоль траекторий и поля концентраций топлива.

В данной работе, в отличие от методик [8; 9], при решении задач в условиях нестационарности воздушного потока вначале проводятся расчёты распределений топлива в мгновенных полях скоростей, которые впоследствии осредняются. Считается, что полученные при этом поля концентраций представляют собой осреднённые распределения соответствующих величин. Степень приближения осреднённых таким образом полей концентраций к реальности можно установить лишь путём сравнения с экспериментальными данными. Такие сравнения для двух вариантов сочетаний величин  $U_j$  и  $S_w$  представлены на рис. 5.

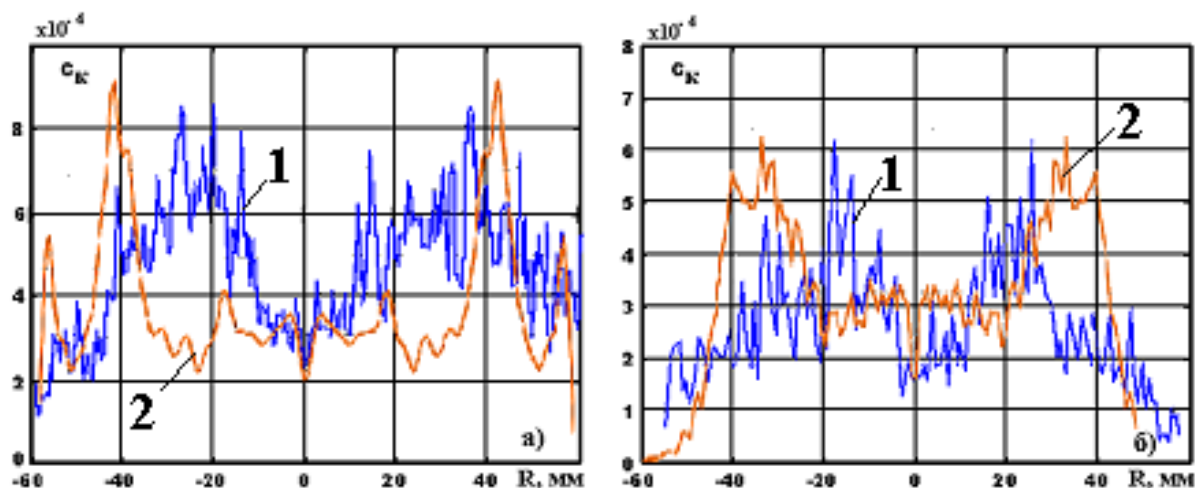


Рис. 5. Распределения концентраций капель топлива в следе за стабилизатором на расстоянии  $X = 10$  мм: а –  $S_w = 1,0$ ,  $U_j = 1,0$ ; б –  $S_w = 0,6$ ,  $U_j = 0,6$   
(1 – эксперимент, 2 – расчёт)

На рисунках  $C_k$  – относительная объёмная концентрация капель. Видно, что между результатами расчётов и данными опытов имеется согласование с приемлемой для практики точностью. Приведённое совпадение результатов указывает на адекватность принятой методики расчётов реальности и объясняет отсутствие капельно-жидкого топлива в приосевой области следа за стабилизатором. Некоторое несовпадение кривых концентраций частично связано с тем, что расчёты проведены в осесимметричной постановке. Кроме того, несовпадение расчётных и экспериментальных результатов по полям концентраций может быть связано с неточностями в задании начальных характеристик факела распыливания. В данном случае обработка результатов расчётов проведена по методике, аналогичной методике обработки экспериментальных данных. Необходимо отметить, что при расчётах распределений концентраций, проведённых в осреднённых полях скоростей, не удалось получить такого согласования расчётных и экспериментальных результатов. Это свидетельствует о существенной нестационарности рассматриваемого течения. В целом распределения концентраций жидкого топлива полностью соответствуют гидродинамической структуре течения.

### Тепломассообмен и распределение парообразного топлива

При расчётах тепломассообмена между топливными каплями и воздушным потоком в данной работе делаются следующие основные предположения. Течение газа вблизи капли имеет локально стационарный характер. Пренебрегается влияние скоро-

сти газового потока на движение капель турбулентных пульсаций. Процесс прогрева капли происходит мгновенно, так что температура капли равна температуре её поверхности. Не учитывается турбулентная диффузия капель. Локально тепломассообмен между газовым потоком и каплей описывается законами стационарного испарения, а влияние на эти процессы движения капли относительно газовой среды описывается введением в выражение для числа Нуссельта специального экспериментального множителя. Зависимости коэффициентов, характеризующих газовую фазу и капли, от температуры – линейные. Пренебрегается влияние на процесс испарения давления насыщающих топливных паров вблизи поверхности капли. Число Льюиса  $L_w = 1$ , то есть  $\rho_g D_g = \lambda_g / C_{p_g}$ .

Для описания процессов нагрева и испарения капли использованы следующие соотношения [11]:

$$\frac{dT_d}{dt} = 6\lambda_g \left( 2 + 0,6 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3} \right) \frac{T_d - T_g}{\rho_g D^2 C_{j_g}}, \quad (2)$$

$$\frac{dD}{dt} = \frac{4\lambda_g}{D\rho_{j_g} C_p} \ln \left( 1 + \frac{C_p}{L} (T_d - T_g) \right) \left( 2 + 0,6 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3} \right). \quad (3)$$

Здесь  $\rho_g$  – плотность;  $D_g$  – коэффициент диффузии;  $\lambda_g$  – коэффициент теплопроводности;  $C_{p_g}$  – коэффициент удельной теплоёмкости газа при постоянном давлении;  $C_{j_g}$  – коэффициент удельной теплоёмкости жидкости;  $L$  – скрытая теплота парообразования;  $T_g$  – температура газа;  $T_d$  – температура жидкости капли диаметра  $D$ ;  $\text{Re} = \rho_g DW / \mu_g$  – число Рейнольдса капли;  $\text{Pr}$  – число Прандтля;  $W$  – скорость капли относительно газа;  $\rho_g$  – плотность газа;  $\rho_{j_g}$  – плотность жидкости;  $\mu_g$  – коэффициент динамической вязкости газа.

В результате интегрирования уравнения (3) находятся распределения концентраций капель  $C_K$ , начальные распределения концентраций топливного пара  $C_V$  и распределения интенсивностей образования пара  $dC_V / dt$  в рабочем объёме. Нахождение распределений парообразного топлива в расчётной области осуществляется по уравнению переноса концентраций пассивной примеси:

$$\frac{\partial C_g}{\partial t} + \text{div}(\mathbf{U}C_g - \Gamma_c \text{grad} C_g) = S_g. \quad (4)$$

Здесь  $C_g$  – концентрация пара;  $\Gamma_c = \nu / \sigma_c$ ,  $\sigma_c$  – число Прандтля-Шмидта;  $S_g = -\partial C_K / \partial t = \partial C_V / \partial t$  – источниковый член для газа,  $C_K$  – концентрация капель,  $C_V$  – концентрация пара. Граничные условия для этого уравнения аналогичны описанным выше.

В данном случае изотермического течения при моделировании нестационарного характера движения парообразного топлива предполагается, что поля концентраций пара получаются в результате осреднения их мгновенных полей, рассчитанных по уравнению (4) для каждого из мгновенных полей скорости. Результаты такого расчёта представлены на рис. 6, 7 для двух характерных режимов работы камеры сгорания:  $T_a = 750 \text{ K}$ ,  $P_K = 12 \cdot 10^5 \text{ Па}$  (режим 1) и  $T_a = 850 \text{ K}$ ,  $P_K = 35 \cdot 10^5 \text{ Па}$  (режим 2). Здесь  $T_K$  и  $P_K$  – температура и давление в камере сгорания.

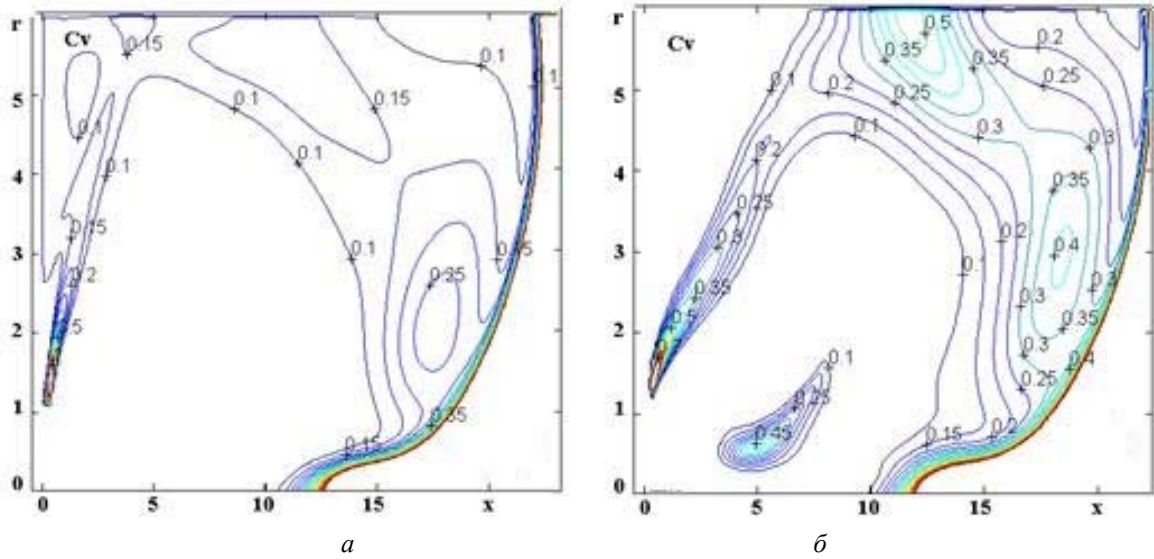


Рис. 6. Распределения концентраций парообразного топлива в модельной камере сгорания (режим 1):  
а –  $S_w = 1,0, U_j = 1,0$ ; б –  $S_w = 0,6, U_j = 0,6$

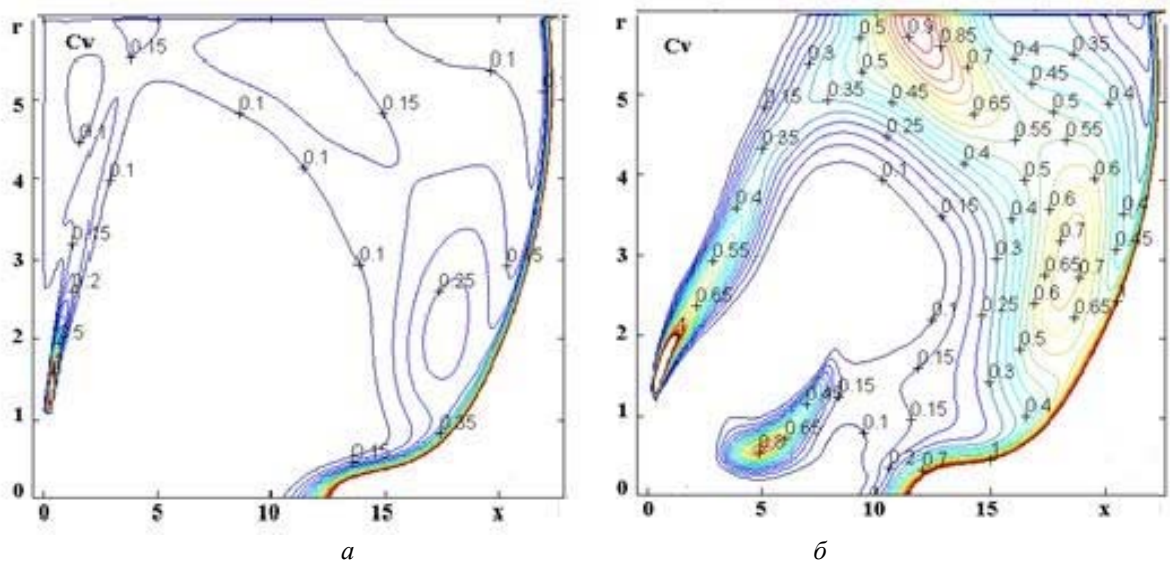


Рис. 7. Распределения концентраций парообразного топлива в модельной камере сгорания (режим 2):  
а –  $S_w = 1,0, U_j = 1,0$ ; б –  $S_w = 0,6, U_j = 0,6$

Из рисунков видно, что в область за стабилизатором парообразное топливо попадает за счёт наличия в приосевой области возвратно-циркуляционного течения.

Ранее было отмечено, что наиболее приемлемой величиной закрутки воздушного потока является  $S_w \approx 0,6 (30^\circ)$ . При такой закрутке и изменении параметра интенсивности поперечной подачи воздуха через стабилизатор  $U_j$  в диапазоне  $U_j = 0,4 \dots 1,2$  имеет место заметное влияние этого параметра на структуру течения и распределения капельно-жидкого топлива в камере сгорания. При этом, однако, несколько ухудшается распыливание топлива. На рис. 8, 9 приведены графики распределения мелкости капель и их концентраций вдоль факела распыливания.

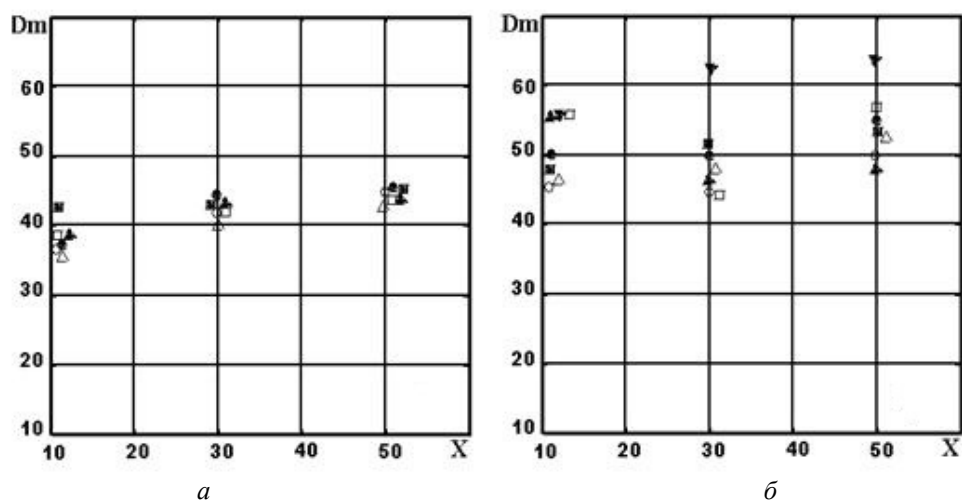


Рис. 8. Изменение средних размеров капель по длине факела распыливания:  
 $a - S_w = 1,0$ ;  $b - S_w = 0,6$

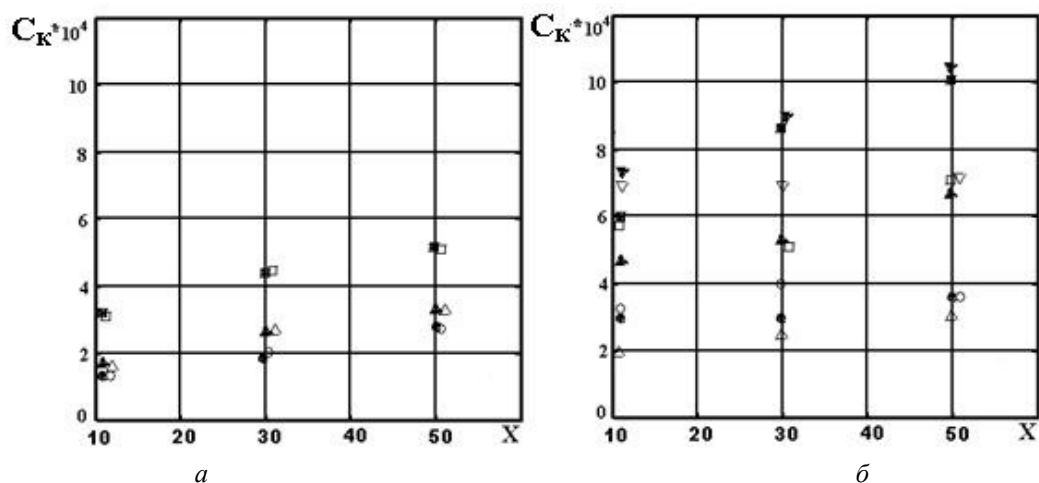


Рис. 9. Изменение средней относительной концентрации капель по длине факела распыливания:  
 $a - S_w = 1,0$ ;  $b - S_w = 0,6$

Представленные распределения  $D_m$  и  $C_k$  на рис. 8, 9 соответствуют различным режимам работы камеры:  $\circ \bullet$  –  $G_T = 2,5$  г/с,  $\Delta P_a = 3$  кПа;  $\triangle \blacktriangle$  –  $G_T = 2,5$  г/с,  $\Delta P_a = 5$  кПа;  $\blacktriangledown$  –  $G_T = 5$  г/с,  $\Delta P_a = 2,5$  кПа;  $\square \blacksquare$  –  $G_T = 5$  г/с,  $\Delta P_a = 5$  кПа. Здесь  $G_T$  – расход топлива;  $\Delta P_a$  – перепад давления на фронтном устройстве. Заштрихованные маркеры соответствуют закрытым отверстиям вдува воздушных струй, незаштрихованные – открытым.

### Заключение

Разработанная модель нестационарного теплообмена топливных капель с закрученным воздушным потоком включает в себя определение структуры течения воздуха, нахождение конфигураций вытекающих в воздушный поток жидких струй,

расчёт характеристик их распада на капли с учётом процессов дробления и коагуляции капель, расчёт распределения концентраций капель и топливных паров в рабочем объёме.

Для камеры сгорания с фронтовым газодинамическим стабилизатором установлено, что наиболее приемлемой величиной закрутки воздушного потока является  $S_w \approx 0,6(30^\circ)$ . При такой закрутке и изменении параметра интенсивности поперечной подачи воздуха через стабилизатор  $U_j$  в диапазоне  $U_j = 0,4 \dots 1,2$  имеет место заметное влияние этого параметра на структуру течения за стабилизатором, а также на распределения концентраций капельно-жидкого и парообразного топлива.

Проведённое сравнение результатов расчётов для двух сочетаний величин  $U_j$  и  $S_w$ :  $S_w = 1,0, U_j = 1,0$  и  $S_w = 0,6, U_j = 0,6$  показало, что между результатами расчётов и данными опытов имеется согласование с приемлемой для практики точностью по размерам образующихся в потоке капель и распределениям их концентраций. Оказалось, что средние размеры образующихся капель в первом варианте составляют  $D_m \approx 29$  мкм, во втором –  $D_m \approx 45$  мкм. Таким образом, снижение закрутки воздушно-го потока до величины, обеспечивающей возможность регулирования рабочего процесса в камере, приводит к ухудшению распыливающих свойств рассматриваемого течения.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ Проекты № 14-01-00325.

### Библиографический список

1. Третьяков В.В., Свириденков А.А. Эффективность смешения капельно-жидкого топлива с воздухом в завихрительных фронтовых устройствах // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2009. № 3 (19), ч. 2. С. 162-170.
2. Третьяков В.В., Свириденков А.А. Разработка обобщённой модели тепломассообмена между топливными каплями и газовым потоком применительно к камерам сгорания ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2013. № 3 (41), ч. 1. С. 248-254.
3. Свириденков А.А., Третьяков В.В. Расчётно-экспериментальное исследование распыливания топлива и смесеобразования в потоке за газодинамическим стабилизатором // Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. М.: Издательский дом МЭИ, 2014.
4. Свириденков А.А., Третьяков В.В. Моделирование коагуляции капель в закрученных нестационарных потоках применительно к камерам сгорания ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2013. № 3(41), ч. 1. С. 230-234.
5. Sallam K.A., Aalburg C., Faeth G.M. Breakup of Round Nonturbulent Liquid Jets in Gaseous Crossflow // AIAA Journal. 2004. V. 42, Iss. 2. P. 2529-2540. DOI: 10.2514/1.3749
6. Reitz R.D. Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays // Atomization and Spray Technology. 1987. Iss. 3. P. 309-337.
7. O'Rourke P.J., Amsden A.A. The TAB method for numerical calculation of spray droplet breakup // SAE Technical Paper Series. 1987. DOI: 10.4271/872089

8. Третьяков В.В. Расчёт распределений топлива во фронтальном устройстве камеры сгорания с трёхъярусным завихрителем // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2007. № 4. С. 34-38.

9. Третьяков В.В. Расчёт распределения капельно-жидкого и парообразного топлива в трёхъярусном модуле камеры сгорания // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва. 2006. № 2 (10), ч. 2. С. 136-142.

10. Tret'yakov V.V., Mironov A.K., Maslov V.P. Experimental Verification of the Methods of Calculation of a Flow and Mixing of a Gaseous Fuel behind a Swirling Frontal Module // Heat Transfer Research. 2010. V. 41, Iss. 4. P. 425-444.  
DOI: 10.1615/heattransres.v41.i4.60

11. Boysan F., Ayers W.H., Swithenbank F., Pan Z. Three-dimensional Model of Spray Combustion in Gas Turbine Combustors // 19th Aerospace Sciences Meeting. 1981.  
DOI: 10.2514/6.1981-324

## UNSTADY HEAT- MASS- TRANSFER AND FUEL DISTRIBUTIONS IN FLOWS DOWNSTREAM THE GAS-DYNAMIC FLAME HOLDER

© 2016

**V. V. Tretyakov**

Candidate of Science (Physics and Mathematics), Associate Professor, leading research scientist, Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation, [tretjak@ciam.ru](mailto:tretjak@ciam.ru)

**A. A. Sviridenkov**

senior research scientist, Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation, [sviriden@ciam.ru](mailto:sviriden@ciam.ru)

A model of non-stationary heat and mass transfer of fuel droplets with a swirling air flow is developed. The model includes the definition of the air flow structure, identification of configurations of liquid jets flowing into the air flow, the calculation of characteristics of their breakup taking into account the processes of drop breaking and coalescence, the calculation of droplet and fuel vapor concentration distribution in the work volume. The study was performed as applied to a combustion chamber with a front gas-dynamic flame holder. The optimal combination of major gas-dynamic parameters that determine the mode of operation of the device in question – the value of the air flow swirl and the intensity of the air traverse feed through the flame holder – is determined. The flow structure and the distribution of liquid-droplet and vaporous fuel concentrations downstream the flame holder are specified for this combination. The calculation results are compared with the experimental data.

*Combustion chamber; numerical simulation; swirl atomization; air-fuel mixture.*

---

Citation: Tretyakov V.V., Sviridenkov A.A. Unsteady heat- mass- transfer and fuel distributions in flows downstream the gas-dynamic flame holder. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 162-173. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-162-173

## References

1. Tretyakov V.V., Sviridenkov A.A. The mixing efficiency of liquid droplet fuel and air flow in the frontal swirl devices. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2009. No. 3(19), part 2. P. 162-170. (In Russ.)
2. Tretyakov V.V., Sviridenkov A.A. Development of a generalized model of heat-mass transfer between fuel drops and gas stream with reference to gas turbine engine combustion chambers. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2013. No. 3 (41), part 1. P. 248-254. (In Russ.)

3. Sviridenkov A.A., Tretyakov V.V. Raschetno-eksperimental'noe issledovanie raspylivaniya topliva i smeseobrazovaniya v potoke za gazodinamicheskim stabilizatorom. *Trudy Shestoy Rossiyskoy natsional'noy konferentsii po teploobmenu*. Moscow: Izdatel'skiy Dom MEI Publ., 2014.
4. Sviridenkov A.A., Tretyakov V.V. Simulation of drop coagulations in swirled time dependent streams with reference to gas turbine engine combustion chambers. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2013. No. 3(41), part 1. P. 230-234. (In Russ.)
5. Sallam K.A., Aalburg C., Faeth G.M. Breakup of Round Nonturbulent Liquid Jets in Gaseous Crossflow. *AIAA Journal*. 2004. V. 42, Iss. 2. P. 2529-2540. DOI: 10.2514/1.3749
6. Reitz R.D. Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays. *Atomization and Spray Technology*. 1987. Iss. 3. P. 309-337.
7. O'Rourke P.J., Amsden A.A. The TAB method for numerical calculation of spray droplet breakup. *SAE Technical Paper Series*. 1987. DOI: 10.4271/872089
8. Tretyakov V.V. Calculation of fuel distribution in the combustion chamber front device equipped with a three-stage swirler. *Russian Aeronautics*. 2007. V. 50, Iss. 4. P. 395-401. DOI: 10.3103/S1068799807040095
9. Tretyakov V.V. Distribution calculation of dropwise-liquid and vaporous fuel combustion chamber spray-type component. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2006. No. 2 (10), part 2. P. 136-142. (In Russ.)
10. Tretyakov V.V., Mironov A.K., Maslov V.P. Experimental Verification of the Methods of Calculation of a Flow and Mixing of a Gaseous Fuel behind a Swirling Frontal Module. *Heat Transfer Research*. 2010. V. 41, Iss. 4. P. 425-444. DOI: 10.1615/heattransres.v41.i4.60
11. Boysan F., Ayers W.H., Swithenbank F., Pan Z. Three-dimensional Model of Spray Combustion in Gas Turbine Combustors. 19th Aerospace Sciences Meeting. 1981. DOI: 10.2514/6.1981-324

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЁЖНОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ СТРУКТУРНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ОТКАЗОВ

© 2016

**А. И. Черняев** старший преподаватель кафедры «Безопасность жизнедеятельности», Пермский национальный исследовательский политехнический университет, [aichernyaev@yandex.ru](mailto:aichernyaev@yandex.ru)

**В. А. Трефилов** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности», Пермский национальный исследовательский политехнический университет, [bg@pstu.ru](mailto:bg@pstu.ru)

Целью представленной работы являлась разработка расчётной методики оценки надёжности, основанной на физических характеристиках исследуемого элемента. Для этого была использована структурно-энергетическая теория отказов, которая позволяет определить вероятность безотказной работы изделия при заданной нагрузке, а также оценить количество часов его наработки до разрушения, основываясь на информации о внутренних повреждениях в материале. Объектами исследования были приняты рабочие лопатки газотурбинного двигателя 1, 2 и 3 ступеней турбины, а также новые и ремонтные рабочие лопатки пятой ступени компрессора высокого давления. Для проведения неразрушающих испытаний был использован промышленный компьютерный томограф ХТН 450 LC. Разрушающие испытания были выполнены на электродинамических стендах типа ВЭДС-400 и ВЭДС-1500. По результатам проведённых разрушающих испытаний была рассчитана вероятность отказа для каждой отдельной исследуемой лопатки. Так же вероятность отказа была рассчитана с использованием результатов неразрушающего контроля и спрогнозирована долговечность лопаток при заданной нагрузке и вероятности безотказной работы 99,99%. Рассчитанные вероятности отказа на основе содержания внутренних дефектов в материале соответствуют значениям показателей надёжности, которые были получены в ходе разрушающих экспериментов. В свою очередь, сравнение полученных значений с уже существующими показателями надёжности, которые основаны на сборе статистической информации, показало значительное увеличение расчётной вероятности отказа. Более того, показатели надёжности, определённые с помощью статистических методик, задаются на отказ всех лопаток турбины или компрессора, а не на отдельные, как в случае с рассчитанными с помощью структурно-энергетической теории отказов. В результате проведённых исследований была создана компьютерная программа, основанная на статистической методике оценки показателя надёжности авиационного двигателя, учитывающая рассчитанные с помощью структурно-энергетической теории отказов показатели надёжности рабочих лопаток.

*Газотурбинный двигатель; надёжность; вероятность отказа; долговечность; структурно-энергетическая теория отказов.*

---

**Цитирование:** Черняев А.И., Трефилов В.А. Определение показателей надёжности рабочих лопаток авиационного двигателя с помощью структурно-энергетической теории отказов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 174-183.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-174-183

В современных условиях при разработке, проектировании, создании, модернизации и обслуживании авиационных двигателей для оценки надёжности используются статистические методики расчёта. Для определения показателя надёжности производится сбор информации об отказных состояниях системы, после чего она структурируется и на основе интенсивностей отказов определяется показатель надёжности. Соответственно оценка надёжности отдельных механизмов и деталей также производится с использованием полученной ранее статистики.

Безусловно, использование статистических методик позволяет с некоторой точностью оценивать надёжность уже использующихся конструкций авиационных двигателей, однако для вновь разрабатываемых двигателей, для которых отсутствует эксплуа-

тационная наработка, такая оценка не будет достоверной. В случаях создания, доработки и модернизации авиационных двигателей применяется оценка надёжности с помощью аналогов, уже используемых на предыдущих версиях конструкции. Однако полученные таким образом статистические данные относятся к различным генеральным совокупностям и, строго говоря, не могут использоваться для расчётов вследствие изменения внутренней структуры материалов элементов, режимов их работы, характера нагружения и недостаточной экспериментальной наработки.

Более того, при статистической оценке надёжности конструктором задаются запасы прочности, то есть возможное отказное состояние системы определяется исходя из соображений одного или группы экспертов, внося возможную ошибку вследствие наличия человеческого фактора.

При использовании статистических методик расчета надёжности во многих случаях невозможно объяснить причины отказов, особенно в начальный период эксплуатации. Очевидно, что в этих случаях всё же необходимо принимать во внимание физические процессы, протекающие в материале элементов.

Таким образом, для более точной оценки надёжности авиационных двигателей необходима разработка методики, которая бы позволяла, основываясь на физических факторах, прогнозировать вероятность отказа и долговечность отдельных элементов и механизмов конструкции.

Главным негативным фактором, снижающим долговечность элементов, являются внутренние дефекты материала, основная часть которых возникает вследствие несовершенства технологии производства. В этой связи необходимо в первую очередь оценивать существующие дефекты материала до начала эксплуатации.

Так как абсолютно идеальных характеристик, таких как однородность материала, качество литья и отсутствие примесей на производстве, добиться исключительно трудно и поэтому изготовление бездефектных материалов нецелесообразно из соотношения цена – качество, то существуют определённые допуски на размеры и содержание внутренних дефектов и повреждений. Внутренние трещины, поры, дислокации и несплошности не только увеличивают износ материала, но и при некотором стечении обстоятельств могут привести к отказу конструкции, разрушению или аварии.

По скорости развития эксплуатационные дефекты делят на две категории: быстро развивающиеся, которые вызывают внезапные отказы, и медленно развивающиеся. К первой категории относятся труднопрогнозируемые отказы, которые являются следствием производственных технологических дефектов или разрушения под действием мгновенно возникающей нагрузки, превышающей предел прочности элементов. Ко второй категории относятся неисправности, возникновение и развитие которых может быть зарегистрировано, спрогнозировано и проконтролировано до их критического уровня [1]. В свою очередь, отрицательные последствия от механических повреждений не ограничиваются повреждениями деталей. Любое повреждение приведёт к потере мощности и нарушениям в работе других механизмов. В случае, если бы производитель мог точно оценить состояние деталей на момент производства и на этой основе ресурс их работы, то стало бы возможным уменьшить количество отказов как первой, так и второй категории, тем самым увеличивая долговечность двигателя, а после ремонта продлить его работу на более длительный срок.

В газотурбинных двигателях наиболее сильному износу подвержены лопатки компрессоров, турбинные лопатки, статорные детали и т. д. В настоящее время назначаемый производителем ресурс работы до ремонта двигателя, основанный на сборе статистической информации о происходящих отказах, определяется от 25 тысяч часов, после чего, оценивая его техническое состояние, двигатель может работать до 50 тысяч часов [2].

В случае более точной оценки удалось бы прогнозировать износ деталей и планировать их ремонт, что в большинстве случаев является более выгодным, чем производство и замена новыми.

Авиационный двигатель состоит из нескольких ступеней компрессорных и турбинных лопаток, которые отличаются друг от друга по размеру, сечению, материалу, наличию или отсутствию охлаждающих каналов, а следовательно и по воспринимаемым нагрузкам. Но в случае использования статистических методик при определении надёжности нижним уровнем является отказ всех рабочих или направляющих лопаток одного из компрессоров или турбины. В соответствии с теорией вероятности использование интенсивностей отказов возможно только в случае однородности выборки. Этот факт демонстрирует ошибку при использовании интенсивностей отказов при оценке надёжности компрессорных и турбинных лопаток.

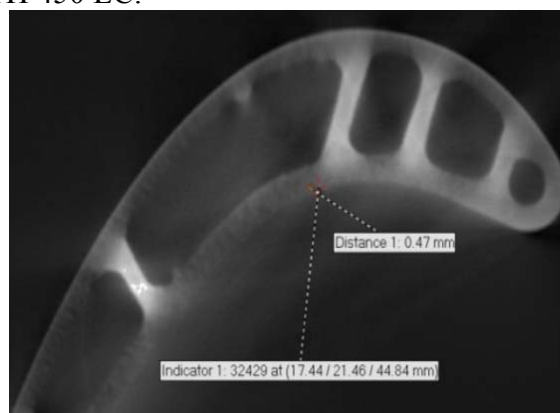
Поэтому была поставлена задача рассчитать надёжность деталей с помощью вероятности отказа, основываясь на наличии в элементах внутренних повреждений. Для выполнения поставленной задачи была использована структурно-энергетическая теория отказов, которая позволяет оценивать долговечность материала по результатам неразрушающего контроля. Методика основана на обнаружении и подсчёте внутренних пор, микровключений, дислокаций и т. д. материала и последующем расчёте его долговечности.

Использование структурно-энергетической теории отказов следует проводить в первую очередь для расчета надёжности рабочих турбинных лопаток, а также рабочих лопаток компрессоров высокого давления (КВД) и компрессоров низкого давления (КНД). Несмотря на возможность разрушения вследствие дефекта сопловых турбинных лопаток и статорных в компрессорах, использование структурно-энергетической теории отказов в их отношении нецелесообразно, так как предельные нагрузки, воспринимаемые ими, связаны в большей степени с температурным воздействием, чем с механическими напряжениями. В этой связи для проведения экспериментов и расчётов были выбраны исключительно рабочие турбинные и компрессорные лопатки. Были подготовлены рабочие лопатки газотурбинного двигателя первой (сплав ЖС-26-ВИ), второй (сплав ЖС32-ВИ) и третьей (сплав ЧС70-ВИ) ступеней турбин, а также новые (материал ВТ-8) и ремонтные рабочие лопатки, восстановленные с помощью лазерной наплавки титановым порошком ВТ-6, пятой ступени компрессора высокого давления. Конструкция рабочих турбинных лопаток первой и второй ступеней предусматривает наличие охлаждающих каналов. Неразрушающие исследования были выполнены на промышленном компьютерном томографе XTH 450 LC.

Они показали наличие более крупных, чем это допускается, внутренних дефектов.

Во всех исследуемых лопатках, имеющих систему охлаждения, были определены отклонения в размерах охлаждающих каналов.

Примеры получаемых с помощью томографии результатов представлены на рис. 1–5, результаты оценки объёма чувствительных структур приведены в табл. 1. На рис. 1–3: ТВД – турбина высокого давления; СТ – свободная турбина.



*Рис. 1. Неразрушающие исследования рабочих лопаток первой ступени ТВД из сплава ЖС26-ВИ*

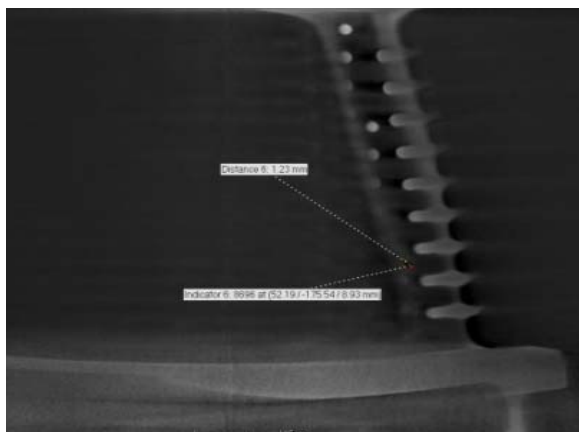


Рис. 2. Неразрушающие исследования рабочих лопаток второй ступени ТВД из сплава ЖС32-ВИ

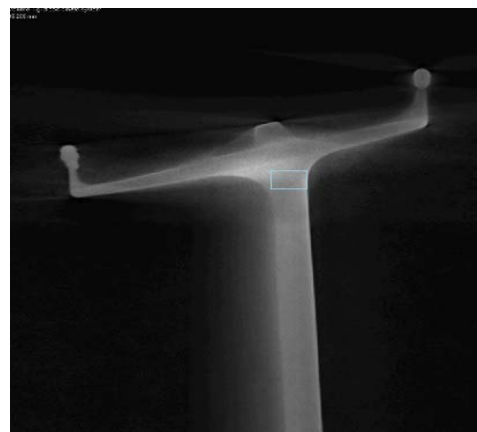


Рис. 3. Неразрушающие исследования рабочих лопаток третьей ступени СТ из сплава ЧС70-ВИ

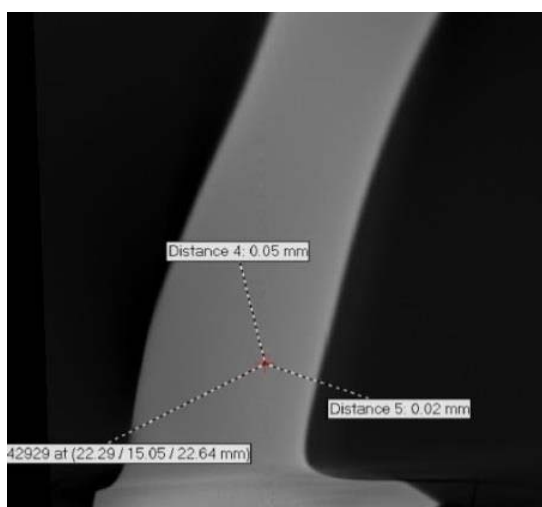


Рис. 4. Неразрушающие исследования рабочих лопаток пятой ступени КВД из титана марки ВТ8

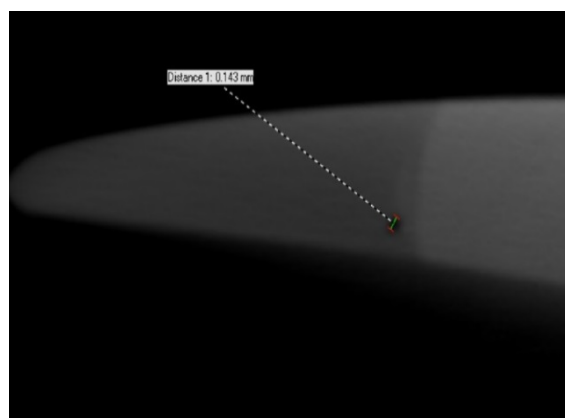


Рис. 5. Неразрушающие исследования рабочих лопаток пятой ступени КВД из титана марки ВТ8, восстановленных наплавкой титановым порошком ВТ6

Таблица 1. Результаты оценки объема чувствительных структур с помощью томографии, мм<sup>3</sup>

| № лопатки                              | 1-я ступень<br>ТВД, сплав<br>ЖС26-ВИ | 2-я ступень<br>ТВД, сплав<br>ЖС32-ВИ | 3-я ступень СТ,<br>сплав ЧС70-ВИ | 5-я ступень<br>КВД, ВТ-8 | Восстановлен-<br>ная 5-я ступень<br>КВД, ВТ-8 |
|----------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------|--------------------------|-----------------------------------------------|
| 1                                      | 0,7076                               | 0,96                                 | 1,398                            | 0,0412                   | 0,1023                                        |
| 2                                      | 1,921                                | 1,2091                               | 0,456                            | 0,0527                   | 0,0937                                        |
| 3                                      | 2,146                                | 0,582                                | 0,887                            | 0,0531                   | 0,125                                         |
| 4                                      | 2,234                                | 1,483                                | 1,414                            | 0,0443                   | 0,0989                                        |
| 5                                      | 1,513                                | 1,739                                | 0,663                            | 0,0419                   | 0,141                                         |
| 6                                      | 1,256                                | 1,988                                | 0,579                            | 0,0611                   | 0,1013                                        |
| 7                                      | 1,3053                               | 1,724                                | 0,834                            | 0,0417                   | 0,0986                                        |
| 8                                      | 1,215                                | 1,646                                | 0,655                            | 0,0437                   | 0,0945                                        |
| 9                                      | 1,446                                | 1,599                                | 0,711                            | 0,0418                   | 0,1073                                        |
| 10                                     | 1,461                                | 0,882                                | 1,0842                           | 0,0426                   | 0,1017                                        |
| 11                                     | 1,493                                | 1,216                                | 1,117                            | 0,0423                   | 0,1025                                        |
| 12                                     | 0,783                                | 0,863                                | 1,178                            | 0,0547                   | 0,0962                                        |
| 13                                     | 0,942                                | 0,776                                | 1,191                            | 0,0438                   | 0,0957                                        |
| 14                                     | 0,854                                | 1,868                                | 1,147                            | 0,05023                  | 0,0988                                        |
| 15                                     | 1,0463                               | 0,768                                | 1,158                            | 0,0512                   | 0,122                                         |
| Объем тела<br>лопатки, мм <sup>3</sup> | 23695.2                              | 27074.28                             | 52527.74                         | 5154.64                  | 5154.64                                       |

Для реализации на практике структурно-энергетической теории отказов было определено время наработки исследуемых лопаток до разрушения при заданной нагрузке. Разрушающие испытания лопаток проводились на электродинамических вибростендах типа ВЭДС-400 и ВЭДС-1500 по первой изгибной форме колебаний при комнатной температуре (20°C). Перед испытаниями лопатки препарировались тензорезисторами, по которым задавался и контролировался уровень переменных напряжений. Настройка и тарировка тензоаппаратуры проводилась при помощи камертонно-тарировочного устройства КТУ-1.

Титановые лопатки испытывались на базе  $10^8$  циклов, остальные – на базе  $2 \cdot 10^7$  циклов, что равняется примерно 28000 и 5600 часов. Нагрузки во время испытаний приведены в табл. 2. Результаты наработки до разрушения испытываемых лопаток представлены в табл. 3.

Таблица 2. Значения нагрузок на лопатки во время испытаний

| Тип лопатки                                              | Нагрузки кгс/мм <sup>2</sup> |
|----------------------------------------------------------|------------------------------|
| 1-я рабочая ступень ТВД сплав ЖС26-ВИ                    | 18,5                         |
| 2-я рабочая ступень ТВД сплав ЖС32-ВИ                    | 22                           |
| 3-я рабочая ступень СТ сплав ЧС70-ВИ                     | 16                           |
| 5-я рабочая ступень КВД ВТ-8                             | 61,5                         |
| Восстановленная порошком ВТ-6 5 рабочая ступень КВД ВТ-8 | 61,5                         |

Таблица 3. Нарботка лопаток до разрушения при заданных нагрузках

| № лопатки | Нарботка до разрушения, ч |                         |                        |                         |                                         |
|-----------|---------------------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|-----------------------------------------|
|           | 1-я рабочая ступень ТВД   | 2-я рабочая ступень ТВД | 3-я рабочая ступень СТ | 5-я рабочая ступень КВД | Восстановленная 5-я рабочая ступень КВД |
| 1         | 5254,8                    | 4838,9                  | 2641,7                 | 20533,3                 | 1616,7                                  |
| 2         | 1108,3                    | 2777,8                  | 3963,9                 | 8138,9                  | 8786,1                                  |
| 3         | 963,9                     | 5444,5                  | 3983,4                 | 9652,2                  | 436,1                                   |
| 4         | 763,8                     | 2183,4                  | 1628,6                 | 11111,1                 | 8227,8                                  |
| 5         | 1111,1                    | 2105,6                  | 3986,1                 | 15130,6                 | 60,6                                    |
| 6         | 1750                      | 1965,6                  | 3697,2                 | 172,2                   | 8714,4                                  |
| 7         | 1666,7                    | 2100                    | 3619,5                 | 15930,6                 | 9025                                    |
| 8         | 5555,7                    | 2073,6                  | 3158,3                 | 13888,9                 | 10727,8                                 |
| 9         | 4222,3                    | 2349,5                  | 3061,1                 | 21516,1                 | 7950                                    |
| 10        | 3194,5                    | 5039,2                  | 2988,9                 | 11000                   | 3469,4                                  |
| 11        | 3916,7                    | 2537,5                  | 2497,2                 | 20791,7                 | 1954,5                                  |
| 12        | 5176,3                    | 2752,3                  | 1138,9                 | 1957,6                  | 9538,7                                  |
| 13        | 5475,4                    | 3978,5                  | 3852,8                 | 11100                   | 8367,3                                  |
| 14        | 5447,2                    | 1503,7                  | 3933,3                 | 3444,4                  | 7448,5                                  |
| 15        | 5333,8                    | 5138,9                  | 3369,5                 | 6713,9                  | 87,5                                    |

Несомненно, восстановленные лопатки в процессе эксплуатации подвергают меньшим нагрузкам, чем новые, тем не менее для наглядности экспериментов и расчётов для них были приняты одинаковые режимы испытаний и работы.

Как видно из проведённых испытаний, наработка разных лопаток может значительно отличаться, несмотря на одинаковые нагрузки, материалы, геометрию и способ изготовления. Более того, лопатки, которые ещё не были в эксплуатации, выдерживают нагрузку в течение более длительного времени, чем ту же нагрузку выдерживают однотипные, но восстановленные лопатки. Так как все эксперименты проводились при одинаковых внешних условиях, то полученные результаты возможно объяснить только различием внутренней структуры материалов, а именно различным содержанием внут-

ренных дефектов и наличием внутренних отклонений. Поэтому можно сделать вывод, что состояние материала исследуемых элементов является параметром, который при оценке надёжности необходимо учитывать в первую очередь.

Итак, для расчётов показателей надёжности была использована структурно-энергетическая теория отказов, возможность построения которой вытекает из физической природы отказов [3]. Как известно, твёрдые тела, находящиеся под воздействием внешних или внутренних источников энергии, способны к её накоплению. В этом случае связь между подводимой и запасённой энергией является линейной. Тем не менее, твёрдое тело определённых размеров не может поглощать энергию беспредельно и в некоторый момент наступают условия, при которых закон накопления энергии элементом перестаёт соблюдаться. Момент, в который происходит такое нарушение, является отказом элемента. Другими словами, при увеличении запасённой энергии в элементе выше некоторого критического значения происходит его отказ. Этот факт позволяет сопоставить вероятность отказа элемента, как показатель надёжности, с количеством подводимой энергии и получить функциональную зависимость  $q = f(E)$ .

Структурными единицами элемента являются атомы, молекулы и ионы, то есть физико-химические превращения в нём, такие как разрушение, восстановление или образование новых связей, происходят на атомно-молекулярном уровне. На микроскопическом уровне процессы, которые приводят к возникновению отказов, носят дискретный характер. Учитывая тот факт, что степени свободы атомных частиц в твёрдом теле носят упорядоченный характер, то, исходя из статистической физики, различные процессы, происходящие в твёрдом теле, могут быть описаны путём введения в рассмотрение квазичастиц, которые движутся в занимаемом телом объёме в определённом направлении и обладают определёнными энергиями. Таким образом, процесс возникновения отказа можно рассматривать как процесс прохождения активных квазичастиц через некоторый потенциальный барьер. В результате квазичастицы выбывают из процесса, затрачивая некоторую энергию для преодоления сил структурного взаимодействия и вызывая отказ элемента. То есть для наступления отказа необходимо поглощение квазичастиц некоторым микрообъёмом элемента.

Итак, чувствительные микрообъёмы оказывают каталитическое воздействие на процессы возникновения отказа, то есть для отказа элемента необходимо поглощение ими критического значения  $n$  квазичастиц.

Исходя из вышесказанного, было предложено уравнение определения показателя безотказной работы элемента:

$$P(t) = \exp(-\alpha I t) \sum_{i=0}^{n-1} \frac{(\alpha I t)^i}{i!},$$

где  $\alpha$  – коэффициент перехода из одного состояния в другое;  $n$  – число элементарных повреждений, необходимых для отказа элемента;  $I$  – интенсивность энергетического воздействия;  $t$  – предполагаемое время работы элемента до его обслуживания.

Параметры структурно-энергетической теории отказов определяются исходя из разрушающих испытаний с помощью следующих соотношений:

$$n = \frac{\bar{E}^2}{\sigma_E^2}; \quad \alpha = \frac{n}{E} = \frac{\bar{E}}{\sigma_E^2},$$

где  $\bar{E}$  – среднее значение энергии разрушения элементов, Дж·ч/мм<sup>3</sup>;  $\sigma_E$  – дисперсия энергии разрушения, Дж·ч/мм<sup>3</sup>.

Для практической применимости структурно-энергетической теории отказов необходимо определить закономерности изменения параметров  $n$  и  $\alpha$  в зависимости от размеров дефектных (чувствительных) структур материалов элементов, так как в этом

случае становится возможным оценивать надёжность и прогнозировать долговечность элементов, используя результаты неразрушающего контроля.

Рассмотрим зависимости среднего значения и среднего квадратичного отклонения энергии разрушения от величины характерного размера  $l$  (мм<sup>3</sup>) дефектных структур материалов элементов:

$$\bar{E} = \frac{K_1}{(l/L)^b}; \quad \sigma_E = \frac{K_2}{(l/L)^c},$$

где  $K_1$  – предел прочности материала, Дж/мм<sup>3</sup>;  $K_2$  – предел выносливости материала, Дж/мм<sup>3</sup>;  $L$  – характерный размер материала элемента, мм<sup>3</sup>.

Показатели  $b$  и  $c$  определяются исходя из разрушающих испытаний партии однотипных элементов и используются для расчётов.

Тогда параметры  $n$  и  $\alpha$  структурно-энергетической модели отказов будут определяться следующим образом:

$$n = \frac{\bar{E}^2}{\sigma_E^2} = \frac{K_1^2 / (l/L)^{2b}}{K_2^2 / (l/L)^{2c}} = \left( \frac{K_1^2}{K_2^2} \right) \left( \frac{l}{L} \right)^{2c-2b}; \quad \alpha = \frac{\bar{E}}{\sigma_E} = \frac{K_1 / (l/L)^b}{K_2 / (l/L)^c} = \frac{K_1}{K_2} \left( \frac{l}{L} \right)^{2c-b}.$$

Так как значение параметра  $n$  является нижней границей, при которой возможен отказ, то при выполнении расчётов его необходимо округлить в сторону увеличения до ближайшего целого числа.

Более того, при известных параметрах  $n$  и  $\alpha$  структурно-энергетической теории отказов, задавшись требуемым уровнем надёжности элементов  $P(t)$  в процессе эксплуатации по графику, представленному на рис. 6, становится возможным определение соответствующего этим значениям предельного времени безотказной работы.

Таким образом, были рассчитаны вероятности отказа с помощью структурно-энергетической теории отказов  $q(E)$  и выполнено их сравнение с полученными на основе разрушающих экспериментальных данных  $q(e)$  и статистических методик  $q(\lambda)$ . Сравнение средних вероятностей отказа представлено в табл. 4.

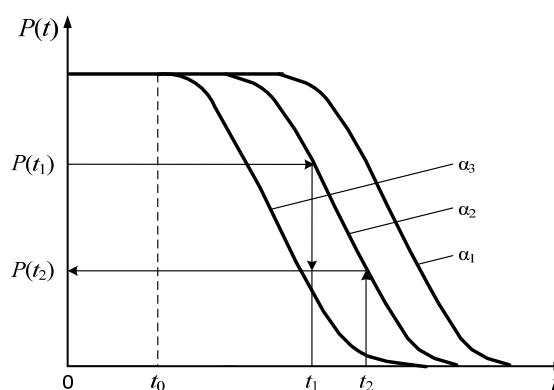


Рис. 6. Зависимость  $P(t)$  для различных значений параметра  $\alpha$  при  $I = \text{const}$

Таблица 4. Средние вероятности отказа, рассчитанные с помощью структурно-энергетической теории отказов  $q(E)$ , определённые на основе разрушающих экспериментальных данных  $q(e)$  и полученные при использовании интенсивностей отказов  $q(\lambda)$

|              | 1-я ступень<br>ТВД,<br>сплав ЖС-26ВИ | 2-я ступень<br>ТВД, сплав<br>ЖС32-ВИ | 3-я ступень СТ,<br>сплав<br>ЧС70-ВИ | 5-я ступень<br>КВД,<br>ВТ-8 | Восстановленная<br>5-я ступень КВД,<br>ВТ-8 |
|--------------|--------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------|---------------------------------------------|
| $q(E)$       | $1,915 \cdot 10^{-5}$                | $9,117 \cdot 10^{-8}$                | $4,442 \cdot 10^{-16}$              | $3,9197 \cdot 10^{-8}$      | $1,213 \cdot 10^{-7}$                       |
| $q(e)$       | $1,922 \cdot 10^{-5}$                | $9,12 \cdot 10^{-8}$                 | $4,441 \cdot 10^{-16}$              | $3,925 \cdot 10^{-8}$       | $1,209 \cdot 10^{-7}$                       |
| $q(\lambda)$ | $7,63 \cdot 10^{-6}$                 |                                      |                                     | $1,6 \cdot 10^{-9}$         | —                                           |

Значения долговечности (времени наработки до отказа) исследуемых лопаток были определены при заданной вероятности безотказной работы  $P(t)=0,9999$ , результаты расчёта представлены в табл. 5.

Таблица 5. Минимальные значения долговечности, рассчитанные с учётом объёма содержащихся в материале элементов внутренних дефектов, при заданной вероятности безотказной работы  $P(t)=0,9999$ , ч

| 1-я ступень ТВД,<br>сплав ЖС-26ВИ | 2-я ступень ТВД,<br>сплав ЖС32-ВИ | 3-я ступень СТ,<br>сплав ЧС70-ВИ | 5-я ступень<br>КВД, ВТ-8 | Ремонтная<br>5-я ступень КВД,<br>ВТ-8 |
|-----------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|--------------------------|---------------------------------------|
| 70943                             | 178458                            | 474896                           | 770664                   | 522229                                |

Следует отметить, что полученные значения наработки до отказа были определены исключительно для случая разрушения вследствие дефекта. В этой связи при определении времени обслуживания необходимо учитывать и другие факторы, снижающие наработку, такие как температурное воздействие, возможность поломки вследствие попадания постороннего предмета и пр.

Разработанный алгоритм оценки надёжности рабочих лопаток авиационного двигателя был встроен в используемую в настоящее время методику, принятую Международной организацией гражданской авиации ИКАО (International Civil Aviation Organization, ICAO), основанную на построении дерева неисправностей. Она заключается в том, что производится анализ возможных причин выключения двигателя и оценивается интенсивность этого события, составляется дерево событий, начиная с отказного состояния. Одним из таких событий является поломка рабочих компрессорных или турбинных лопаток из-за дефекта. Для этого случая была выполнена замена используемой интенсивности отказа  $q(\lambda)$  на рассчитанную с помощью структурно-энергетической теории вероятность отказа  $q(E)$ . Так как замена была произведена на нижних уровнях дерева отказов, увеличение объективности оценки было произведено не только для рассчитываемых элементов, но и для всей конструкции двигателя летательного аппарата.

На этой основе была создана компьютерная программа, которая позволяет оценить надёжность авиационного двигателя, используя информацию о наличии внутренних дефектов в материале рабочих турбинных и компрессорных лопаток. Её написание было выполнено на языке программирования C++ с помощью кросс-платформенной библиотеки Qt версии 5.5.0. Для выполнения расчёта в базу вносятся следующие исходные данные: нагрузка во время разрушающих испытаний; время разрушающих испытаний до отказа для каждой лопатки; информация об объёме внутренних отклонений в материале каждой лопатки, используемой в конструкции двигателя; объём материала каждого типа лопаток; предел прочности материала лопаток; предел выносливости материала лопаток.

По этим исходным данным вычисляется дисперсия наработки однотипных лопаток до отказа. В последующем расчёте при задании эксплуатационной нагрузки и предполагаемого времени эксплуатации до обслуживания становится возможным рассчитать вероятности отказа каждой отдельной рабочей лопатки КВД, КНД и турбины, а также отдельных ступеней КВД, КНД и турбины. Исходя из полученных значений, с помощью дерева неисправности можно оценить показатель надёжности всего двигателя.

Таким образом, в процессе исследований были получены следующие результаты.

1. Теоретически обоснована необходимость использования структурно-энергетической теории отказов для увеличения точности существующих методик оценки надёжности.

2. По результатам анализа существующих способов оценки надёжности в условиях разработки, конструирования и производства авиационных двигателей был разра-

ботан алгоритм оценки вероятности отказа рабочих турбинных и компрессорных лопаток, основанный на исследовании внутреннего состояния их материала.

3. Выполнены исследования внутреннего состояния материала рабочих лопаток первой, второй и третьей ступеней турбины и новых и ремонтных рабочих лопаток пятой ступени КВД. В случае турбинных лопаток удалось обнаружить крупные внутренние поры, в компрессорных лопатках были найдены мелкие внутренние повреждения, а также значительные несплавления и поры в ремонтных лопатках.

4. Проведённые разрушающие испытания лопаток продемонстрировали значительные различия в их наработке, несмотря на одинаковые нагрузки, материалы, геометрию и способ изготовления. Выполнен расчёт надёжности рабочих турбинных и компрессорных лопаток с помощью структурно-энергетической теории отказов на основе информации, полученной в ходе разрушающих испытаний, и на основе содержания внутренних дефектов в образцах. Полученные значения показателей надёжности при этих расчётах практически идентичны. Сравнение рассчитанных вероятностей отказа с используемыми при производстве авиационных двигателей интенсивностями показало значительное увеличение вероятности отказа на 1–2 порядка. Проведённая оценка долговечности исследуемых лопаток при заданной вероятности безотказной работы 0,9999 показала, что для новых однотипных лопаток полученные значения гарантированного времени работы изменяются незначительно (в пределах 20–50 часов). В случае ремонтных лопаток пятой ступени КВД, когда образование внутренних отклонений не зависит от технологии и может происходить случайным образом, необходимо их более тщательное исследование. Кроме того, следует учитывать тот факт, что тело лопатки изготовлено из титанового сплава ВТ8, а наплавка производилась порошком из сплава ВТ6. В этой связи при определении вероятности отказа и прогнозировании времени работы таких элементов следует задаться значительным запасом времени и увеличить частоту контроля в процессе эксплуатации для предотвращения их внезапного разрушения.

5. Предложенная модель оценки надёжности авиационного двигателя основана на используемых статистических методиках определения интенсивностей отказов и разработанном алгоритме оценки вероятности отказа рабочих лопаток. Созданная компьютерная программа, учитывающая вероятности отказа, рассчитанные относительно внутреннего состояния материала рабочих лопаток и интенсивности отказа других систем, входящих в конструкцию авиационного двигателя, позволяет наглядно проследить влияние структурных повреждений в материале на надёжность.

### **Библиографический список**

1. Сидельников Л.Г., Афанасьев Д.О. Обзор методов контроля технического состояния асинхронных двигателей в процессе эксплуатации // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2013. Т. 12, № 7. С. 127-137.
2. Черняев А.И., Трефилов В.А. Оценка ресурса работы лопаток компрессора низкого давления в двигателях для перекачки нефти и газа // Нефтепромысловое дело. 2013. № 9. С. 69-71.
3. Деев В.С., Трефилов В.А. Надёжность технических систем и техногенный риск. Ч. 3. Структурно-энергетическая теория отказов: учеб. пособие. Пермь: Пермский национальный исследовательский политехнический университет, 2012. 179 с.

## APPLICATION OF STRUCTURE-ENERGY FAILURE THEORY FOR DETERMINING THE PROBABILITY OF FAILURE AND DURABILITY OF TURBINE AND COMPRESSOR BLADES OF AIRCRAFT ENGINES

© 2016

**A. I. Chernyaev**

Senior Lecturer of the Department of Health and Safety, Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation, [aichernyaev@yandex.ru](mailto:aichernyaev@yandex.ru)

**V. A. Trefilov**

Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Health and Safety, Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation, [bg@pstu.ru](mailto:bg@pstu.ru)

The aim of the present work was to develop a methodology for assessing reliability on the basis of physical characteristics of an element. To this goal, we used the structure-energy power failure theory. The use of the theory makes it possible to determine the probability of failure using the information on the internal damage of the material. The gas turbine engine blades of the first, second and third turbine stages, new and reconstructed high-pressure compressor blades of stage 5 were the object of the analysis. We used an industrial computer tomograph XTH 450 LC to carry out non-destructive testing. We carried out destructive tests on stands of the electrodynamic type. The probabilities of failure calculated by using the structure-energy failure theory correspond to the values of reliability indices obtained by the destructive experiments. We developed a computer program based on a statistical method for estimating the reliability of an aircraft engine. The program takes into account the reliability index of rotor blades calculated with the use of the structure-energy failure theory.

*Gas turbine engine; reliability; probability of failure; durability; structure-energy failure theory.*

---

Citation: Chernyaev A.I., Trefilov V.A. Application of structure-energy failure theory for determining the probability of failure and durability of turbine and compressor blades of aircraft engines. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 174-183. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-174-183

---

### References

1. Sidel'nikov L.G., Afanas'ev D.O. Control methods review of induction motors technical state during operation. *Bulletin of Perm National Research Polytechnic University. Geology. Oil & Gas Engineering & Mining*. 2013. V. 12, no. 7. P. 127-137. (In Russ.)
2. Chernyaev A.I., Trefilov V.A. Evaluation of durability and reliability of the engine compressor blades used for oil and gas pumping. *Oilfield Engineering*. 2013. No. 9. P. 69-72. (In Russ.)
3. Deev V.S., Trefilov V.A. *Nadezhnost' tekhnicheskikh system i tekhnogenny risk. Ch.3. Strukturno-energeticheskaya teoriya otkazov: uch. posobie* [Reliability of engineering systems and technology-related risks. Part 3. Structure-energy failure theory]. Perm': State National Research Polytechnical University of Perm Publ., 2012. 179 p.

## СХЕМНО-КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО СОЗДАНИЮ АППАРАТУРЫ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

© 2016

- Э. Г. Берестовицкий** доктор технических наук, главный акустик, АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург, [berest40@mail.ru](mailto:berest40@mail.ru)
- Ю. А. Гладилин** кандидат технических наук, начальник лаборатории, АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург, [gladil\\_01@mail.ru](mailto:gladil_01@mail.ru)
- Н. В. Пялов** кандидат технических наук, начальник отдела, АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург, [afx7cu@mail.ru](mailto:afx7cu@mail.ru)
- М. В. Соловьев** инженер-конструктор, АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург, [lightwarriorms@mail.ru](mailto:lightwarriorms@mail.ru)
- М. А. Ермилов** аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [emasamara@gmail.com](mailto:emasamara@gmail.com)

Основная цель исследования – создание малошумной аппаратуры систем управления расходом питательной воды. Методика проведения испытаний основывается на принципах акустики, гидромеханики и теории управления. В статье представлены основные схемы регулирования расхода питательной воды. Показано, что схема с использованием расходомера является наиболее перспективной в отношении виброшумовых характеристик. Представлен модульный принцип построения систем управления расходом питательной воды. Впервые сформулированы конструктивные особенности применения многоступенчатых поворотных рабочих органов в аппаратуре, удовлетворяющей требованиям по гидродинамическому шуму при малых расходах без применения диссипативных элементов типа глушителей. Проведено энергетическое сравнение различных схем управления. Показано, что дальнейшее совершенствование рабочих органов в части виброшумовых характеристик возможно с применением принципа последовательно-параллельного способа регулирования расхода питательной воды. Результаты помогут улучшить массогабаритные характеристики систем и повысить их энергоэффективность, обеспечить малошумность, снизить затраты на изготовление. Модульность аппаратуры обеспечивает высокий уровень унификации и взаимозаменяемости.

*Виброшумовые характеристики; гидродинамический шум; вибрации; арматура; питательная вода; регуляторы; рабочие органы; дроссели; парогенератор; малошумность.*

---

**Цитирование:** Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Пялов Н.В., Соловьев М.В., Ермилов М.А. Схемно-конструктивные решения по созданию аппаратуры систем управления расходом питательной воды // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 184-194. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-184-194

---

### Введение

В настоящее время регулирующие органы (РО) системы регулирования подачи питательной воды (ПВ) в парогенератор удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям по виброшумовым характеристикам (ВШХ). Однако в системах нового поколения требования по ВШХ значительно повышены.

В АО «Концерн «НПО «Аврора» совместно с Самарским государственным аэрокосмическим университетом (сейчас Самарский национальный исследовательский университет) для решения этой задачи был проведён ряд исследований по разработке проточных частей подобных РО. Полученные в результате этих работ проточные части позволяют обеспечить выполнение современных требований практически без запаса ВШХ и требуют применения в системе глушителей диссипативного типа. Применение глушителей существенно увеличивает массогабаритные характеристики системы и её

стоимость. Цель данной работы – обеспечить имеющиеся требования и заложить основы для достижения перспективных требований по ВШХ и гидродинамическому шуму (ГДШ).

### Снижение шума трубопроводной арматуры

Повышение скорости и давления жидкостей в гидравлических системах приводит к значительному росту уровней шума и звуковой вибрации трубопроводной арматуры. Шум оказывает вредное влияние на обслуживающий персонал, а повышенная вибрация приводит к механическим повреждениям отдельных узлов гидравлических систем.

Основными источниками шума и вибрации трубопроводной арматуры являются кавитационные явления и турбулентные пульсации скоростей и давлений, сопровождающие процесс дросселирования энергии потока жидкости. Энергия колебательного процесса резко возрастает при появлении опасных резонансных колебаний отдельных деталей и узлов арматуры, если их собственная частота колебаний близка к частоте колебаний возбуждающих усилий.

Борьба с шумом и звуковой вибрацией трубопроводной арматуры ведётся по трём основным направлениям:

- снижение кавитационных шумов;
- снижение шумов, обусловленных турбулентностью потока;
- устранение возможных резонансных колебаний деталей и узлов арматуры.

Повышение давления на выходе позволяет увеличить безкавитационные скорости движения жидкости в запорной арматуре до нескольких десятков метров в секунду.

Источником особенно высоких уровней шума и звуковой вибрации является дроссельно-регулирующая арматура. Поэтому проблема борьбы с шумом дроссельно-регулирующей арматуры имеет первостепенное значение. Для эффективного снижения уровней вибрации этой арматуры необходимо добиваться безкавитационного дросселирования энергии потока жидкости [1].

Дальнейшее снижение уровней шума и вибрации может быть достигнуто уменьшением местных скоростей, создающих интенсивную турбулизацию потока в дроссельном сечении канала. В настоящее время известны два пути борьбы с шумом и вибрацией трубопроводной арматуры: снижение шума в источнике его возникновения и применение косвенных способов.

Снижение шума в источнике его возникновения реализуется за счёт многоступенчатого дросселирования энергии потока. Многоступенчатое дросселирование позволяет обеспечить снижение шума и вибрации при любых параметрах движения среды. Эффективность снижения уровней вибрации малошумного дроссельного клапана с многоступенчатой проточной частью в широком диапазоне частот достигает от 20 до 30 дБ. При малошумном дросселировании больших расходов жидкости основной поток разделяют на параллельные потоки и осуществляют дросселирование энергии двумя и более наборами последовательно соединённых ступеней сопротивлений.

Системы управления парогенераторными установками (СУ ПЭУ) в части управления подачей ПВ в парогенератор должны отвечать современным требованиям по ГДШ и ВШХ.

Наиболее распространена следующая схема управления потоком среды: исполнительное устройство расположено последовательно с объектом управления и пропускает через себя всё количество среды, поступающее к объекту (рис. 1, а).

Однако этот наиболее простой и удобный в эксплуатации способ управления потоком имеет ряд недостатков и ограничений:

1. Довольно трудно обеспечить малые приращения по расходу, что создаёт серьёзные трудности для управления процессами, обладающими большой чувстви-

ностью по каналу регулирования, а также процессами, работающими в небольшом диапазоне изменения расхода.

2. Способ вообще неприменим, если источник напора обеспечивает постоянный расход среды (например, поршневой насос), поскольку в этом случае закрытие регулирующего органа вызовет повышение давления источника напора.

3. Способ не является лучшим с точки зрения потерь энергии, так как для нормального функционирования исполнительного устройства необходимо, чтобы на регулирующем органе рассеивалась значительная часть общего напора.

Поэтому рассмотрим другие схемы управления расходом среды. На рис. 1, б; 1, в показаны схемы управления с разделением потока.

На рис. 1, б часть потока среды, поступающей к объекту регулирования, проходит через регулирующий орган, а остальная часть проходит через постоянное сопротивление (вентиль или дроссельная шайба), установленное параллельно с регулирующим органом. Расчёт размера такого регулирующего органа производится следующим образом. Сначала определяют суммарное значение  $K_{V \max}$  для регулирующего органа и постоянного гидравлического сопротивления, а затем  $K_{V \max}$  распределяется между ними, исходя из диапазона изменения расхода среды.

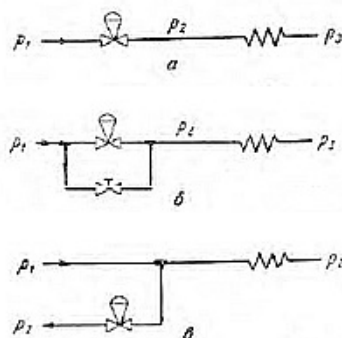


Рис. 1. Способы управления потоком среды:  
а – последовательное на полном потоке;  
б – последовательное с разделением потока;  
в – параллельное

Выразим текущее значение суммарной пропускной способности  $K_V(S)$ :

$$K_V(S) = A(S)K_{Vy} + K'_V, \quad (1)$$

где  $K'_V$  – пропускная способность постоянного гидравлического сопротивления;  $A(S)$  – пропускная характеристика.

Выразим теперь максимальное значение  $K_V(S)$  из (1):

$$K_V(S) = A(S)K_{Vy} + K'_V.$$

Выразим коэффициент  $A'$ , определяющий форму пропускной характеристики для комплекта гидравлических сопротивлений – переменного (регулирующий орган) и постоянного

$$A'(S) = \frac{A(S)K_{Vy} + K'_V}{K_{Vy} + K'_V}. \quad (2)$$

Преобразуем (2), разделив числитель и знаменатель на  $K_{Vy}$ , и обозначим  $\frac{K'_V}{K_{Vy}}$  через  $r$ :

$$A'(S) = \frac{A(S) + r}{1 + r}. \quad (3)$$

По (3) можно, зная значения  $r$ , построить график расходной характеристики для любой пропускной характеристики  $A(S)$ . Пропускная характеристика регулирующего органа – линейная.

При варианте регулирования последовательно с разделением потока данный способ управления расходом среды позволяет получить при 100%-ном перемещении затвора любой диапазон изменения расхода и таким образом повысить точность отработки командного сигнала.

При управлении расходом среды в тех случаях, когда источник напора обеспечивает постоянный расход, следует применять параллельное регулирование (рис. 1, в). При этом регулирующий орган устанавливается параллельно с объектом и поток среды от источника напора распределяется между ними.

### Схемы регулирования расхода ПВ

Реализуем представленные схемы регулирования расхода питательной воды (РПВ), используя известную формулу гидромеханики [2] для определения массового расхода  $G$ , т/ч:

$$G = k_1 \mu S \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $S$  – площадь проходного сечения, м<sup>2</sup>;  $\Delta p$  – перепад на РО, кгс;  $\rho$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $k_1$  – коэффициент перевода единиц измерения.

Первая схема показана на рис. 2. Посредством ДК поддерживается постоянный  $\Delta p$  на ПК, и регулирование расхода по заданному (обычно линейному закону) осуществляется за счёт изменения проходного сечения ( $S$ ) в ПК. Данная схема производит регулирование расхода косвенным образом и с точностью не более  $\pm 2\%$  номинального массового расхода. Измеритель перепада на ПК является гидравлическим устройством и ДК имеет гидравлический привод. Выпускаемые в настоящее время промышленностью датчики перепада с электрическим выходом менее надёжны.

Вторая схема использует выпускаемые промышленностью расходомеры для прямого регулирования расхода (рис. 3).

Привод ПК может быть либо электрогидравлическим, либо электромеханическим.

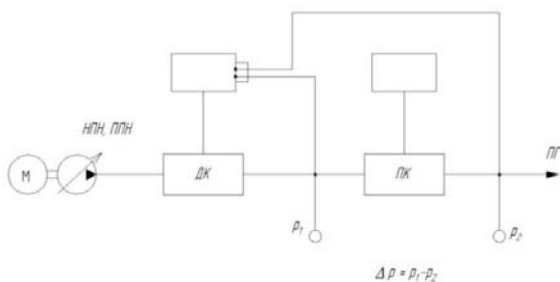


Рис. 2. Схема регулирования РПВ:  
ДК – дроссельный клапан;  
ПК – питательный клапан

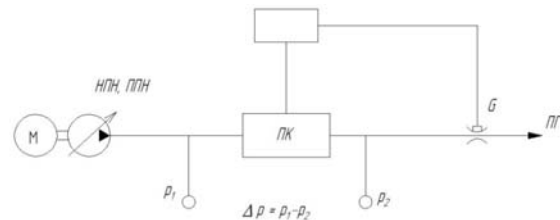


Рис. 3. Схема с расходомером:  
ПК – питательный клапан;  
G – расходомер

### Основные принципы построения системы управления РПВ

Рассмотрим основные принципы построения систем управления (СУ), отвечающих современным и перспективным требованиям по ВШХ и ГДШ.

Разработка РО для подобных систем является сложной задачей. Теоретические методы расчёта носят общий характер и требуют экспериментальной проверки.

Принципиально задача очень проста. Клапан является гасителем энергии потока жидкости заданной мощности, и это гашение надо осуществить малозумно.

Из существующих способов решения данной задачи отметим два основных:

1. Гашение энергии за счёт вязкости жидкости (трение о неподвижные стенки или потери в пограничном слое).

2. Гашение энергии за счёт интенсивной турбулизации потока на выходе из дроссельного сечения (потери на удар).

Первый метод из-за малой вязкости воды требует очень больших размеров проточной части и неприемлем по возможностям СУ.

При втором методе, который широко используется, для решения задачи применяются конструкции проточных частей, позволяющие при заданной площади дроссельного сечения получать максимальную поверхность свободной затопленной струи (так называемую поверхность разрыва) за дроссельным сечением. Кроме того, эффективно разбиение общего потока на ряд параллельных при одном и то же перепаде или разбиение срабатывания заданного перепада в ряде последовательных дроссельных устройств, или совместное применение обоих способов.

Срабатываемая мощность потока  $N$  (кВт) определяется следующим образом:

$$N = kG\Delta p ,$$

где  $G$  – массовый расход, т/ч;  $\Delta p$  – перепад, кгс;  $k$  – коэффициент перевода единиц измерения.

При параллельном дросселировании потока мощность будет вычисляться в виде

$$N_{II} = \Delta p (G_1 + G_2 + \dots + G_n) ,$$

где  $G = G_1 + G_2 + \dots + G_n$ .

При последовательном дросселировании потока мощность определяется выражением

$$N_I = G (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n) .$$

При параллельно-последовательном дросселировании потока мощность равна

$$N_{I-II} = G_1 (\Delta p_{11} + \Delta p_{12} + \dots + \Delta p_{1n}) + \dots + G_n (\Delta p_{n1} + \Delta p_{n2} + \dots + \Delta p_{nn}) .$$

Очевидно, что при одинаковых заданных параметрах на входе и выходе системными и конструктивными мерами необходимо обеспечить выполнение равенства

$$N = N_{II} = N_I = N_{I-II} .$$

Однако известно, что виброакустическая мощность в виде вибраций, передаваемых на фундамент, гидродинамического шума и воздушного шума пропорциональна мощности срабатываемого потока и может быть выражена через условные коэффициенты  $\eta, \eta_I, \eta_{II}, \eta_{I-II}$  соответственно:

$$\begin{aligned} N_{ВШХ} &= \eta N, \\ N_{ВШХ}^I &= \eta_I N_I, \\ N_{ВШХ}^{II} &= \eta_{II} N_{II}, \\ N_{ВШХ}^{I-II} &= \eta_{I-II} N_{I-II}. \end{aligned}$$

Установлено

$$\begin{aligned} N_{ВШХ}^{II} &< N_{ВШХ}, \\ N_{ВШХ}^I &< N_{ВШХ}, \\ N_{ВШХ}^{II-I} &< N_{ВШХ}, N_{ВШХ}^{II}, N_{ВШХ}^{II-I} \end{aligned}$$

что объясняется тем, что рассеиваемая виброакустическая мощность пропорциональна квадрату расхода.

Снижение шума, основанное на разбиении дросселируемого потока, достигается за счёт того, что мощность, излучаемая в результате пульсаций расхода, пропорциональна амплитуде пульсаций, которая, в свою очередь, пропорциональна расходу:  $G \sim W$  (где  $W$  – проходное сечение) [1].

Акустическая мощность  $N$ , излучаемая РО, пропорциональна квадрату расхода:  $N \sim W^2$ .

Если РО имеет  $n$  проходных каналов с суммарным сечением  $W$ , то излучаемая каждым каналом мощность равна:

$$N_n = \left( \frac{W}{n} \right)^2,$$

а суммарная мощность, излучаемая всеми каналами, равна:

$$N = nN_n = \frac{1}{n} W^2.$$

Таким образом, наличие  $n$  проходных каналов с одним и тем же проходным сечением  $W$  вместо одного уменьшает излучаемую РО акустическую энергию в  $n$  раз.

Дальнейшее совершенствование РО на соответствие требованиям по ВШХ возможно при разработке систем с последовательно-параллельным способом регулирования расхода ПВ.

В составе современных корабельных ядерных пароэнергетических установок (ЯПЭУ) в основном используются реакторы водо-водяного типа. Наличие последних обуславливает ряд специфических требований к СУ ПЭУ, в том числе к их РО. Это объясняется тем, что в пароэнергетических установках расход ПВ обеспечивает поддержание требуемого температурного режима теплоносителя первого контура ПЭУ на различных режимах работы. Следовательно регулирование расхода питательной воды в ПЭУ является одной из основных задач СУ ПЭУ.

В корабельных ЯПЭУ используются пусковые и питательные насосы с нерегулируемым или регулируемым в ограниченных пределах напором.

По этой причине на пусковых режимах и малых уровнях мощности ЯПЭУ на РО гидравлических устройств должны срабатывать значительные перепады давлений (в зависимости от выбранной схемы на дроссельных клапанах, на питательных или на байпасных клапанах).

При таких значениях перепадов давлений актуальной является задача гарантированного исключения кавитационного и эрозионного разрушения элементов проточной части указанных РО корабельных СУ ПЭУ с обеспечением на ряде режимов требуемых значений ВШХ.

Из изложенного следует, что при создании СУ ПЭУ одним из важных вопросов является разработка проточной части РО – исполнительных органов систем дозирования подачи питательной воды второго контура в парогенераторы.

К характеристикам РО и к оборудованию корабельных установок предъявляется ряд специфических требований [3]:

а) широкой диапазон изменения пропускной способности  $K_v$  в зависимости от нагрузки (в том числе на пусковых режимах) и необходимость обеспечения равнопроцентной (или близкой к ней) зависимости  $K_v$  от хода рабочего органа. Отмеченное требование реализации равнопроцентной пропускной характеристики РО обусловлено влиянием её (как элемента СУ ПЭУ) на динамику контура регулирования, исполнительным устройством которого он является;

б) полное исключение возможных кавитационных режимов и эрозионного износа материала проточной части (при выборе структуры РО это соображение может быть решающим);

в) жёсткие ограничения по допустимым уровням ВШХ;

г) надёжность конструкции и минимизация перестановочных усилий на затворах РО;

д) значительные величины условных проходов и связанные с этим достаточно малые значения отношений площадей проходных сечений к площадям на входе или выходе РО;

е) ограничения по массогабаритным параметрам.

До появления требований по ВШХ широко распространёнными конструкциями РО были плунжерные клапаны поступательного перемещения с гидравлическими следящими приводами.

Однако для выполнения требований необходимо предельно уменьшить масштаб затопленной струи на выходе из дроссельного сечения, что приводит к необходимости увеличивать диаметры плунжеров. Применение таких конструкций для перспективных требований по ВШХ не даёт положительного результата.

Во многих публикациях рекомендуется применение проточных частей, где в качестве дроссельных элементов используются множество мелких отверстий или щелей, перекрываемых плунжером.

Испытания показали, что проблем с характеристиками ВШХ нет, так как клапаны соответствуют перспективным требованиям. Однако для выполнения требований ГДШ пришлось применять дополнительные устройства (сепараторы, глушители и т.д.).

Поэтому предлагается перейти на многоступенчатое дросселирование потока с сохранением дросселирования через множество мелких отверстий.

### **Гидравлический прибор модульного типа**

Требование модульности означает, что прибор должен разрабатываться и производиться в виде отдельных узлов (модулей), собираемых потребителем по специальным требованиям. Это позволяет не только расширить функциональные возможности прибора, но и снизить номенклатуру выпускаемых модулей при одновременном увеличении их серийности.

В результате конструкторской и системной проработки была получена следующая конструкция (рис. 4, 5).

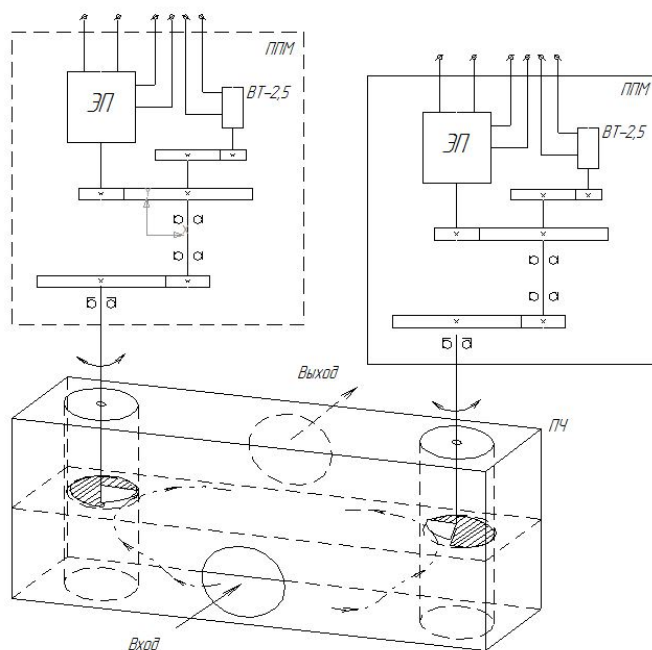


Рис. 4. Принципиальная схема прибора

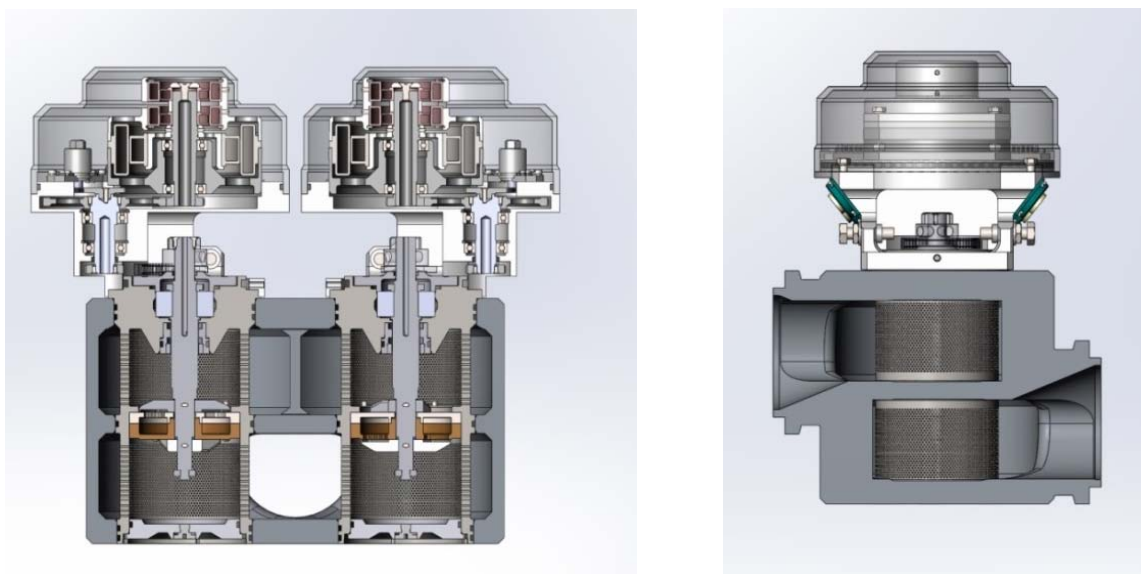


Рис. 5. Разработанная модульная конструкция прибора

Согласно всем изложенным принципам проектирования маломощных РО был спроектирован поворотный дисковый клапан. РО выполнен в виде картриджа, для которого предусмотрена замена в проточной части.

### Модульный подход к построению систем

На рис. 6-9 представлены возможные схемно-конструктивные решения, которые с большой вероятностью позволят решить задачу по соответствию перспективным требованиям по ГДШ.

На рис. 6 показана схема регулирования ПВ, в которой регулирование осуществляется электроприводом согласно сигналу, поступающему от расходомера (Р). Сама по себе схема не обеспечивает соответствия современным и перспективным требованиям, но повышает точность регулирования и является более простой и надёжной.

Для того, чтобы обеспечить гарантированный запас по ГДШ, была разработана конструкция прибора с принципом дросселирования, обеспечивающим снижение воздушных и гидродинамических шумов.

Схема на рис. 7 совмещает преимущества описанных выше схем, включает в себя прибор модульной конструкции, в котором идёт параллельная работа регуляторов, и расходомер, который даёт сигнал для регулирования.

Если количество модулей не ограничено, то такая схема поможет снизить ГДШ в  $n$  раз.

Разработанные приборы могут набираться в типовые системы с резервированием (рис. 8). Отличие этой схемы от предыдущих заключается в том, что ПК и ДК могут быть выполнены в одном корпусе за счёт модульности конструкции. Это снижает массу системы, что, в свою очередь, влияет на снижение уровня вибраций.

Схема на рис. 8 сможет обеспечивать перспективные требования по ВШХ и ГДШ за счёт реализованного принципа дросселирования и может быть усилена глушителями.

На рис. 9 изображена схема регулирования давления рабочей воды автоматики. Прибор регулирования давления рабочей воды (РДРВ) составлен из тех же модулей, что и приборы ПК, ДК.

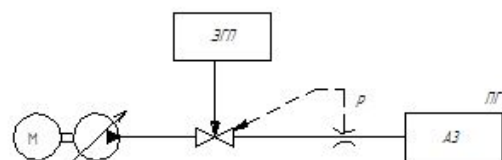


Рис. 6. Схема регулирования от расходомера, один модуль:

ЭГП – электрогидравлический прибор;  
Р – расходомер; ПГ – парогенератор

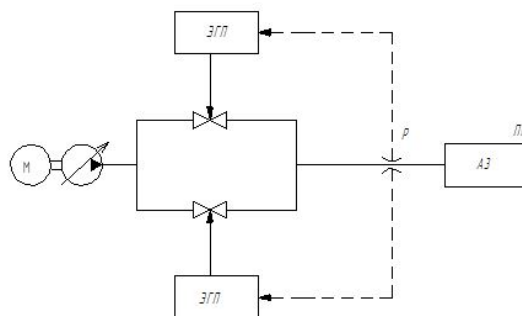


Рис. 7. Схема регулирования от расходомера, два модуля:

ЭГП – электрогидравлический прибор;  
Р – расходомер; ПГ – парогенератор

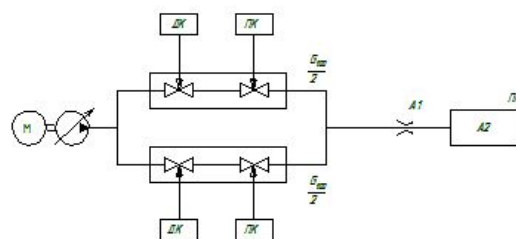


Рис. 8. Схема регулирования от расходомера, резервирование:

ДК – дроссельный клапан;  
ПК – питательный клапан; ПГ – парогенератор

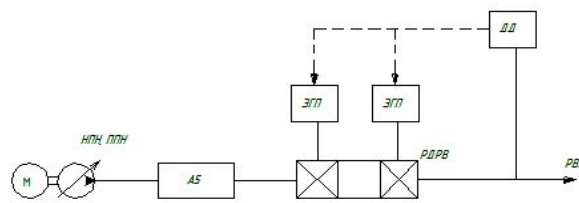


Рис. 9. Схема регулирования РДРВ от датчика давления:

ЭГП – электрогидравлический прибор;  
РДРВ – прибор регулирования давления рабочей воды; ДД – датчик давления

## Заключение

Предложенная модульная конструкция гидравлического прибора позволяет улучшить свойства по ВШХ и ГДШ за счёт набора систем из модулей с последовательно-параллельным принципом дросселирования потока. РО выполнен по принципу тор-

цевого золотника. Регулирование многоступенчатое. Исполнительный механизм – электродвигатель на основе поворотного электромагнита серии ДБМ с редуктором. Дросселирование осуществляется на угле поворота 90°. Управление осуществляется с обратной связью от расходомера.

### Библиографический список

1. Благов Э.Е., Ивницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. М.: Энергия, 1974. 264 с.
2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б., Байбаков О.В., Кирилловский Ю.Л. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для втузов. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
3. Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Голованов В.И., Сарафанов И.А. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами. СПб.: Астерион, 2009. 315 с.

### CURCUIT-DESIGN SOLUTIONS FOR PRODUCING DEVICES OF FEED WATER FLOW RATE CONTROL SYSTEMS

© 2016

- |                            |                                                                                                                                                                                                                  |
|----------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>E. G. Berestovitsky</b> | Doctor of Science (Engineering), Chief Acoustician, «Concern «Aurora» Scientific and Production Association», Saint-Petersburg, Russian Federation, <a href="mailto:berest40@mail.ru">berest40@mail.ru</a>       |
| <b>Yu. A. Gladilin</b>     | Candidate of Science (Engineering), Head of laboratory, «Concern «Aurora» Scientific and Production Association», Saint-Petersburg, Russian Federation, <a href="mailto:gladil_01@mail.ru">gladil_01@mail.ru</a> |
| <b>N. V. Pyalov</b>        | Candidate of Science (Engineering), Head of department, «Concern «Aurora» Scientific and Production Association», Saint-Petersburg, Russian Federation, <a href="mailto:afx7cu@mail.ru">afx7cu@mail.ru</a>       |
| <b>M. V. Solovyev</b>      | design engineer, «Concern «Aurora» Scientific and Production Association», Saint-Petersburg, Russian Federation, <a href="mailto:lightwarriorms@mail.ru">lightwarriorms@mail.ru</a>                              |
| <b>M. A. Ermilov</b>       | postgraduate student, Department of Power Plant Automatic Systems, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, <a href="mailto:emasamara@gmail.com">emasamara@gmail.com</a>                 |

Creation of a low-noise water flow control systems apparatus is the main objective of the research. The technique of carrying out the tests is based on the principles of acoustics, flow mechanics and the control theory. The main schemes of regulating the water flow rate are presented in the paper. It is shown that the scheme with the use of a flowmeter is the most promising in terms of improvement of vibronoise characteristics. A modular principle of constructing feed water rate control systems is presented. The design features of application of multistage rotary units of the apparatus meeting the hydrodynamic noise requirements for low rates without application of dissipative elements (e.g. mufflers) are formulated for the first time. Energy comparison of various control system schemes is carried out. It is shown that further improvement of operating devices in terms of vibronoise characteristics is possible with the use of the principle of serial-parallel water flow regulation. The results help to improve the mass-dimensional characteristics of systems and to increase their energy efficiency, to provide a low level of noise and to reduce the cost of production. The modularity of the apparatus ensures a high level of standardization and interchangeability.

*Vibration; valves; hydrodynamic noise; feed water regulators; throttle; steam generator; low-noise equipment.*

**Citation:** Berestovitsky E.G., Gladilin Yu.A., Pyalov N.V., Solovyev M.V., Ermilov M.A. Circuit-design solutions for producing devices of feed water flow rate control systems. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 184-194. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-184-194

### References

1. Blagov E.E., Ivitskiy B.Y. *Drosselno-reguliruyushaya armatura TES i AES* [Control throttle valves of thermal and nuclear power plants]. Moscow: Energiya Publ., 1974. 264 p.
2. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., Baybakov O.V., Kirillovskiy Yu.L. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: uch. dlya vtuzov* [Hydraulics, hydraulic units and hydraulic power drives: Textbook for technical colleges]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 423 p.
3. Berestovitskiy E.G., Gladilin Yu.A., Golovanov V.I., Sarafanov I.A. *Snizhenie vibratsii i shuma gidravlicheskih priborov sistem upravleniya tekhnicheskimi sredstvami* [Reducing vibration and noise of control systems hydraulic devices]. Saint-Petersburg: Asterion Publ., 2009. 315 p.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ЗМЕЕВИКОВОМ ОХЛАДИТЕЛЕ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ ПОДГОТОВКИ ПРОБЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

© 2016

**А. Г. Гимадиев** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [gimadiev\\_ag@mail.ru](mailto:gimadiev_ag@mail.ru)

**А. В. Уткин** инженер-конструктор, ООО Научно-производственное предприятие «Гималаи», г. Самара, [utkin-alexey1@yandex.ru](mailto:utkin-alexey1@yandex.ru)

Мехатронная система подготовки пробы (СПП) требует высокой степени автоматизации процесса. При этом особое внимание должно уделяться охлаждению пробы и поддержанию её температуры и давления. Поэтому важным этапом при разработке СПП является исследование тепловых характеристик входящего в её состав охладителя (теплообменника). Змеевиковый охладитель пробы, обладая высокой эффективностью, компактной и простой конструкцией, является наиболее совершенным теплообменником вида труба в трубе. В статье рассматривается задача по определению эффективности змеевикового противоточного охладителя пробы. Приведено описание экспериментальной установки для испытаний охладителя. На основе обработки методом наименьших квадратов полученных экспериментальных данных выведена полуэмпирическая зависимость для определения коэффициента теплопередачи с погрешностью менее 8 %. Приведённая для исследуемого охладителя полуэмпирическая зависимость применима для диапазонов температур и расходов, имеющих место в СПП на тепловых электростанциях. Полученные результаты позволяют произвести не только верификацию CFD расчётов, направленных на совершенствование конструкции охладителя, но и создать качественную математическую модель охладителя в составе мехатронной СПП, разработать алгоритм поддержания заданной температуры и диагностирования количества отложений на поверхности змеевика.

*Охладитель; змеевик; система подготовки пробы; коэффициент теплопередачи; полуэмпирическая зависимость.*

---

**Цитирование:** Гимадиев А.Г., Уткин А.В. Исследование теплопередачи в змеевиковом охладителе мехатронной системы подготовки пробы теплоносителя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 195-203. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-195-203

---

### Введение

Надёжная и экономичная работа котлотурбинного оборудования требует поддержания химического состава теплоносителя в определённом диапазоне, регламентированном водно-химическим режимом тепловых электростанций. В настоящее время для автоматического мониторинга качества теплоносителя применяется непрерывный отбор пробы и последующий анализ её химического состава. Высокотемпературный теплоноситель в виде котловой воды, пара (до 500 °С) или конденсата отбирается непосредственно из рабочего тракта и, проходя через многоступенчатую систему подготовки проб, поступает на приборы – анализаторы химического состава. Такие приборы работоспособны при температуре пробы на входе менее 40 °С.

СПП обеспечивает предварительную подготовку пробы, снижая температуру и давление теплоносителя. В качестве охладителя применяют змеевиковые охладители (теплообменники), так как они не требовательны к чистоте охлаждающей воды, а ремонт сводится к чистке змеевика от образовавшихся на его поверхности отложений.

При превышении критического значения числа Рейнольдса в змеевике возникает турбулентный поток и образуется вторичная циркуляция жидкости [1; 2]. Это способ-

ствует увеличению коэффициента теплоотдачи со стороны жидкости, протекающей в змеевике. В работах [3-5] подтверждено, что при увеличении шага навивки змеевика снижается коэффициент теплоотдачи змеевикового пространства, т.е. змеевик по характеристике становится подобен прямой трубе. При этом коэффициент теплоотдачи межтрубного пространства не изменяется или изменяется незначительно.

Благодаря CFD расчёту стало возможным получение наглядной картины процесса теплообмена в охладителе. Установлено, что обтекание змеевика охлаждающей водой происходит по спирали [6], следовательно применение эмпирических формул для теплопередачи при поперечном обтекании трубы не является корректным.

В работах [7; 8] проведён CFD расчёт теплообменного аппарата с последующей экспериментальной проверкой результатов. Показано, что результаты расчёта существенно зависят от теплофизических свойств жидкостей, которые могут быть приняты постоянными или зависимыми от температуры.

Работы [9; 10] посвящены исследованию теплопередачи при использовании в теплообменнике оребренных труб и двойной спирали. Для определения коэффициента теплоотдачи производилось непосредственное измерение температуры стенок и температуры жидкостей. Такой подход имеет существенный недостаток – термопары и их крепления вносят определённое возмущение в поток, что влияет на интенсивность теплообмена. Поэтому целесообразно применение косвенного метода, направленного на определение коэффициентов теплоотдачи графическим путём или путём составления зависимостей, полученных обработкой экспериментальных данных.

В работе [11] показано применение метода Вильсона, основанного на определении коэффициентов теплоотдачи из среднего температурного напора и теплового потока. При этом делают допущение, что температура одной из сред изменяется в небольших пределах и влиянием этого изменения на теплообмен можно пренебречь. Это существенно упрощает расчёт, однако к некоторым системам такое допущение неприменимо. В большинстве же случаев для определения коэффициентов теплоотдачи применяют обработку экспериментальных данных методом наименьших квадратов [12; 13].

Для определения коэффициентов теплоотдачи змеевика существует ряд эмпирических зависимостей, использование которых даёт приемлемый результат. В работе [14] производится сравнение эмпирических формул, полученных различными авторами для нескольких вариантов змеевиков. Из этой работы следует, что при увеличении числа Рейнольдса растёт и расхождение между результатами. Однако понять, какая из формул наиболее адекватно описывает процесс, невозможно.

Использование рассмотренных зависимостей для описания межтрубного пространства привносит дополнительную погрешность. Это обусловлено тем, что геометрия межтрубного пространства бывает различной, поскольку кроме змеевика в нём могут присутствовать направляющие, турбулизаторы и другие элементы.

Целью настоящей работы является создание экспериментальной установки и исследование теплопередачи противоточного змеевикового охладителя СПП, определение зависимости для вычисления коэффициента теплопередачи, вычисление конечных температур пробы при известных входных параметрах пробы и охлаждающей воды.

### **Описание охладителя пробы и экспериментальной установки**

Исследуемый охладитель представляет собой противоточный змеевиковый теплообменник, состоящий из змеевика (рис. 1), помещённого в кольцевую щель между корпусом и внутренней трубой-дефлектором. Проба воды с температурой не более 120 °С поступает в змеевик, который охлаждается технической водой (далее охлаждающая вода), протекающей в межтрубном пространстве. Наличие дефлектора увеличи-

вает скорость охлаждающей воды, за счёт чего происходит интенсификация теплоотдачи. Змеевик имеет  $N=16$  витков со средним диаметром навивки  $D_{cp}$  и шагом  $b$  (табл. 1).

Для экспериментальных исследований тепловых характеристик охладителя авто-рами создана установка, принципиальная схема которой приведена на рис. 2.

Диапазон изменения входных параметров при проведении экспериментов соответствует требованиям, предъявляемым к СПП на тепловых электростанциях [15; 16] (табл. 2).

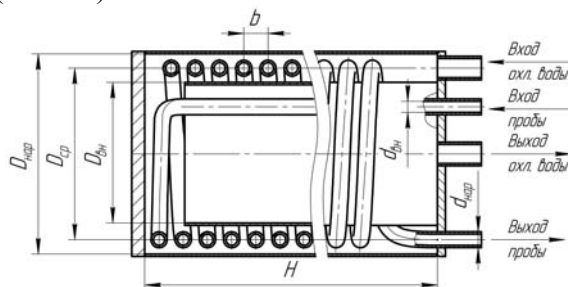


Рис. 1. Конструктивная схема охладителя

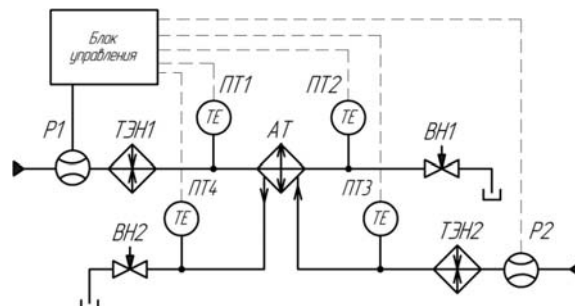


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной установки:

АТ – охладитель пробы; ВН1, ВН2 – регулирующие вентили; ПТ1...ПТ4 – преобразователи температуры; P1, P2 – расходомеры; ТЭН1, ТЭН2 – трубчатые электронагреватели

Таблица 1. Геометрические параметры охладителя

| $D_{нар}$ , мм | $D_{вн}$ , мм | $D_{ср}$ , мм | $d_{нар}$ , мм | $d_{вн}$ , мм | $b$ , мм | $N$ |
|----------------|---------------|---------------|----------------|---------------|----------|-----|
| 125            | 89            | 108           | 10             | 7             | 15       | 16  |

Таблица 2. Диапазон входных параметров при проведении экспериментов

|                                           |        |
|-------------------------------------------|--------|
| Расход пробы, л/мин                       | 0,3-1  |
| Расход охлаждающей воды, л/мин            | 0,5-9  |
| Температура пробы на входе, °C            | 30-120 |
| Температура охлаждающей воды на входе, °C | 20-35  |

В качестве пробы и охлаждающей среды используется вода из водопроводной сети. Необходимую температуру жидкостей на входе в охладитель обеспечивают два трубчатых электронагревателя: ТЭН1 – по каналу пробы; ТЭН2 – по каналу охлаждающей воды. Четыре хромель-алюмелевые термодпары ПТ1...ПТ4 расположены непосредственно в потоке на входе и выходе пробы и охлаждающей воды. Измерение температуры происходит с погрешностью  $\pm 1$  °C.

Настройка объёмных расходов пробы и охлаждающей воды производится с помощью вентилей ВН1 и ВН2, а их измерение осуществляется турбинными расходомерами P1 и P2 с погрешностью измерения менее 4 %.

Сбор и визуализация данных производится в программном пакете LabVIEW. Запись данных производится на установившемся режиме, среднее время установления процесса равно 10 мин.

### Обработка экспериментальных данных

Коэффициент теплопередачи является расчётной величиной, зависящей от коэффициентов теплоотдачи по пробе и охлаждающей жидкости, термического сопротивления стенки и отложений на поверхности змеевика.

Для расчёта коэффициента теплоотдачи необходимо определить температуры жидкости и стенки. Установка термодпар непосредственно на стенке змеевика влечёт за собой усложнение экспериментальной установки и вносит дополнительную погрешность из-за возмущений в потоке. В связи с этим применялся косвенный метод, основанный на приближённом вычислении коэффициента теплоотдачи с помощью начальных и конечных температур теплоносителей и их расходов.

Количество теплоты  $Q_{np}^m$ , отведённое от пробы, определяется выражением:

$$Q_{np}^m = Q_{np} \rho_{np} C_{np} (T_{np.вх} - T_{np.вых}),$$

где  $Q_{np}$ ,  $\rho_{np}$ ,  $C_{np}$  – соответственно объёмный расход, плотность и удельная теплоёмкость пробы;  $T_{np.вх}$ ,  $T_{np.вых}$  – соответственно температура пробы на входе и выходе охладителя.

Полученная охлаждающей водой теплота  $Q_{охл}^m$  определяется по формуле

$$Q_{охл}^m = Q_{охл} \rho_{охл} C_{охл} (T_{охл.вых} - T_{охл.вх}),$$

где  $Q_{охл}$ ,  $\rho_{охл}$ ,  $C_{охл}$  – соответственно объёмный расход, плотность, удельная теплоёмкость охлаждающей воды;  $T_{охл.вых}$ ,  $T_{охл.вх}$  – соответственно температура охлаждающей воды на выходе и входе охладителя.

Среднее количество теплоты рассчитывается по формуле

$$Q_{ср}^m = \frac{Q_{np}^m + Q_{охл}^m}{2}.$$

Экспериментальный коэффициент теплопередачи определяется по данным испытаний охладителя по формуле

$$K_{эксп} = \frac{Q_{ср}^m}{\pi l \Delta \bar{t}}, \quad (1)$$

где  $l$  – длина трубки змеевика;  $\Delta \bar{t} = (\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}) / \ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}$  – средний логарифмический температурный напор;  $\Delta t_{\delta}$ ,  $\Delta t_{\mu}$  – соответственно наибольшая и наименьшая разницы температур пробы и охлаждающей воды на входе и выходе.

Теоретический коэффициент теплопередачи определяется тремя составляющими:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{np} d_z} + \frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_{нар}}{d_{вн}} \right) + \frac{1}{\alpha_{охл} D_z}, \quad (2)$$

где  $\alpha_{np}$ ,  $\alpha_{охл}$  – соответственно коэффициенты теплоотдачи пробы и охлаждающей воды;  $d_z = d_{вн}$  – гидравлический диаметр трубки змеевика;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности трубки змеевика;  $D_z$  – гидравлический диаметр межтрубного пространства.

Величина  $D_z$  рассчитывается по формуле

$$D_z = \frac{4A_f H}{A_p},$$

где  $A_f$  – минимальная площадь проходного сечения межтрубного пространства;  $A_p$  – смоченная площадь межтрубного пространства;  $H$  – длина охладителя.

При расчёте теоретического коэффициента теплопередачи (2) неизвестными являются  $\alpha_{np}$  и  $\alpha_{охл}$ , которые определяются из соотношений:

$$\alpha_{np} = \frac{Nu_{np} \lambda_{np}}{d_z}, \quad (3)$$

$$\alpha_{охл} = \frac{Nu_{охл} \lambda_{охл}}{D_z}, \quad (4)$$

где  $Nu_{np}$ ,  $\lambda_{np}$  – соответственно число Нуссельта и теплопроводность пробы;  $Nu_{охл}$ ,  $\lambda_{охл}$  – соответственно число Нуссельта и теплопроводность охлаждающей воды.

Выражение для определения числа Нуссельта пробы имеет вид:

$$Nu_{np} = Z_{np} Re_{np}^{m_{np}} Pr_{np}^{n_{np}}, \quad (5)$$

где  $Re_{np} = \frac{4Q_{np}}{\pi d_z \nu_{np}}$  – число Рейнольдса пробы;  $\nu_{np}$ ,  $\alpha_{np}$ ,  $\lambda_{np}$  – соответственно кинематическая вязкость, коэффициент теплоотдачи и теплопроводность пробы;  $Pr_{np}$  – число Прандтля пробы;  $Z_{np}$ ,  $m_{np}$ ,  $n_{np}$  – постоянные коэффициенты.

Выражение для определения числа Нуссельта охлаждающей воды имеет вид:

$$Nu_{охл} = Z_{охл} Re_{охл}^{m_{охл}} Pr_{охл}^{n_{охл}}, \quad (6)$$

где  $Re_{охл} = \frac{4Q_{охл}}{\pi D_z \nu_{охл}}$  – число Рейнольдса охлаждающей воды,  $\nu_{охл}$ ,  $\alpha_{охл}$ ,  $\lambda_{охл}$  – соответственно кинематическая вязкость, коэффициент теплоотдачи, теплопроводность охлаждающей воды;  $Pr_{охл}$  – число Прандтля охлаждающей воды;  $Z_{охл}$ ,  $m_{охл}$ ,  $n_{охл}$  – постоянные коэффициенты.

Подставив (3) и (4) в (2) и выразив в них  $Nu_{np}$  и  $Nu_{охл}$  через зависимости (5) и (6), получим:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{Z_{np} Re_{np}^{m_{np}} Pr_{np}^{n_{np}} \lambda_{np}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_{нар}}{d_{вн}} \right) + \frac{1}{Z_{охл} Re_{охл}^{m_{охл}} Pr_{охл}^{n_{охл}} \lambda_{охл}}. \quad (7)$$

На основе зависимости (7) можно получить полуэмпирический коэффициент теплопередачи  $K_{ПЭ}$ , с использованием которого рассчитываются тепловые характеристики охладителя в широком диапазоне конструктивных и режимных параметров. Для этого в выражении (7) необходимо иметь значения коэффициентов  $Z_{np}$ ,  $m_{np}$ ,  $n_{np}$ ,  $Z_{охл}$ ,  $m_{охл}$ ,  $n_{охл}$ , которые можно определить на основе обработки ряда экспериментальных точек из условия минимума среднеквадратичного отклонения:

$$\sum_{j=1}^N \left( \frac{1}{K_{экср_j}} - \frac{1}{Z_{np} Re_{np_j}^{m_{np}} Pr_{np_j}^{n_{np}} \lambda_{np_j}} - \frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_{нар}}{d_{вн}} \right) - \frac{1}{Z_{охл} Re_{охл_j}^{m_{охл}} Pr_{охл_j}^{n_{охл}} \lambda_{охл_j}} \right)^2 \rightarrow 0,$$

где  $K_{экср_j}$  – коэффициент теплопередачи, определённый по формуле (1) для ряда экспериментов  $j=1 \dots N$ ; индекс  $j$  в числах Рейнольдса, Прандтля и теплопроводности указывает на их принадлежность к значениям в соответствующих экспериментах.

Следует обратить внимание на то, что в расчёте используются данные только по тем экспериментам, для которых соблюдаются условия [13-15]:

$$\frac{|Q_{cp}^m| - |Q_{np}^m|}{|Q_{cp}^m|} \cdot 100\% \leq 10\%; \quad \frac{|Q_{cp}^m| - |Q_{охл}^m|}{|Q_{cp}^m|} \cdot 100\% \leq 10\%.$$

В результате обработки методом наименьших квадратов данных 30 экспериментов получено выражение для полуэмпирического коэффициента теплопередачи  $K_{ПЭ}$ :

$$\frac{1}{K_{ПЭ}} = \frac{1}{0,021 Re_{np}^{0,373} Pr_{np}^{2,778} \lambda_{np}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_{нар}}{d_{вн}} \right) + \frac{1}{0,569 Re_{охл}^{0,471} Pr_{охл}^{0,2} \lambda_{охл}}. \quad (8)$$

Коэффициент теплопередачи  $K_{ПЭ}$ , вычисленный, согласно (8), в широком диапазоне изменения режимных параметров охладителя, отличается от экспериментальных значений коэффициента теплопередачи (1) не более чем на 8 %.

В инженерной практике возникает необходимость определения конечных температур теплоносителей для уже существующей конструкции охладителя и входных параметров пробы и охлаждающей воды. Для таких расчётов удобно использовать полуэмпирический коэффициент теплопередачи и формулу [17]:

$$T_{пр.вых} = T_{пр.вх} - \delta T_{пр}. \quad (9)$$

$$\text{Здесь } \delta T_{пр} = (T_{пр.вх} - T_{охл.вх}) \frac{1 - \exp \left[ \frac{\pi L K_{ПЭ}}{Q_{np} \rho_{np} C_{np}} \left( \frac{Q_{np} \rho_{np} C_{np}}{Q_{охл} \rho_{охл} C_{охл}} - 1 \right) \right]}{\left( 1 - \frac{Q_{np} \rho_{np} C_{np}}{Q_{охл} \rho_{охл} C_{охл}} \right) \exp \left[ \frac{\pi L K_{ПЭ}}{Q_{np} \rho_{np} C_{np}} \left( \frac{Q_{np} \rho_{np} C_{np}}{Q_{охл} \rho_{охл} C_{охл}} - 1 \right) \right]}.$$

Используя (9) и применяя метод последовательных приближений для вычисления конечных температур пробы и охлаждающей воды, можно определить характеристики охладителя на всех режимах его работы в виде зависимости, показанной на рис. 3.

По приведённой на рис. 3 зависимости можно определить температуру пробы на выходе из охладителя при известных значениях температуры и расхода пробы на входе. Для других значений расхода и температуры охлаждающей воды нужно построить соответствующие им графики. При использовании такого метода наибольшая погрешность вычисления конечных температур пробы составляет  $\pm 2^\circ\text{C}$ , что допустимо для СПП.

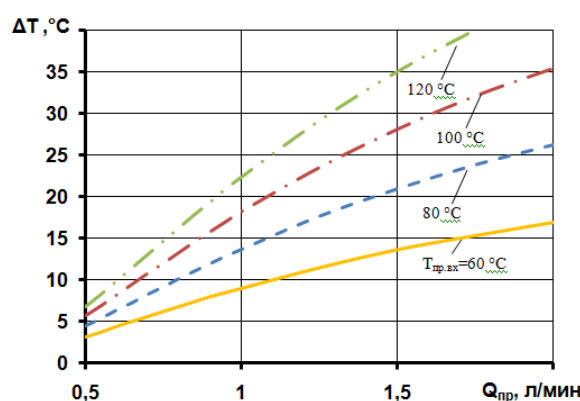


Рис. 3. Зависимость разности температур пробы на выходе  $T_{пр.вых}$  и охлаждающей воды на входе  $T_{охл.вх}$  ( $\Delta T = T_{пр.вых} - T_{охл.вх}$ ) от расхода пробы  $Q_{пр}$  при различных температурах пробы на входе  $T_{пр.вх}$  (расход охлаждающей воды 9 л/мин, температура на входе  $25^\circ\text{C}$ )

### Заключение

Созданная экспериментальная установка, включающая в себя подогреватели пробы и охлаждающей воды, средства измерения температуры и расхода пробы и охлаждающей воды, электронные блоки обработки и визуализации сигналов, позволяет проводить исследования теплопередачи различных типов охладителей и их комбинаций, проверять эффективность мероприятий по совершенствованию охладителей. На экспериментальной установке проведены исследования противоточного змеевикового охладителя мехатронной СПП. В результате обработки методом наименьших квадратов данных 30 экспериментов получено выражение для определения полуэмпирического коэффициента теплопередачи охладителя. Полуэмпирический коэффициент отличается от экспериментальных значений не более чем на  $\pm 8\%$ . С использованием полуэмпирического коэффициента теплопередачи определены конечные температуры пробы для широкого диапазона входных параметров охладителя СПП с погрешностью не более  $\pm 2^\circ\text{C}$ .

Полученные результаты могут быть использованы для верификации математических моделей тепловых процессов в охладителе и выборе параметров систем регулирования температуры пробы, диагностики образования отложений на теплопередающей поверхности охладителя мехатронной СПП.

### Библиографический список

1. Jayakumar J.S. Helically Coiled Heat Exchangers // In Book: Heat Exchangers - Basics Design Applications. Chapter 12. Croatia: InTech, 2012. P. 311-342.
2. Habeeb S.J., Hussain A.A. Experimental study of heat transfer coefficients of shell and helically coiled tube heat exchangers // Engineering & Technology Journal. 2013. V. 31, Iss. 1. P. 172-196.
3. Amol A. Thermal analysis of a helical coil heat exchanger // International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering. 2014. V. 1, Iss. 12. P. 135-143.
4. Bandpy M.G., Sajjadi H. An experimental study of the effect of coil step on heat transfer coefficient in shell-side of shell-and-coil heat exchanger // World Academy of Science, Engineering and Technology. 2010. V. 71. P. 364-369.
5. Moawed M. Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters // Energy Conversion and Management. 2011. V. 52, Iss. 2. P. 1150-1156. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.09.009
6. Солодин В.А., Сатин А.А. Моделирование теплообмена в змеевиковом теплообменнике применительно к реакторной установке «УНИТЕРМ» // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 10. С. 398-412. DOI: 10.7463/1014.0727220
7. Jayakumar J.S., Mahajania S.M., Mandala J.C., Vijayan P.K., Bhoi R. Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers // Chemical Engineering Research and Design. 2008. V. 86, Iss. 3. P. 221-232. DOI: 10.1016/j.cherd.2007.10.021
8. Verma R., Kumar H. A comparative analysis of thermal characteristics between experimental value and fem value in helical coil heat exchanger // International Journal of Engineering Research & Technology. 2013. V. 2, Iss. 11. P. 3646-3651.
9. Naphon P. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins // International Communications in Heat and Mass Transfer. 2007. V. 34, Iss. 3. P. 321-330. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.11.009

10. Patil A., Dange H.M. Experimental studies of double pipe helical coil heat exchanger with micro fins // *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*. 2014. V. 1, Iss. 5. P. 33-37.

11. Rose J.W. Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2004. V. 28, Iss. 2-3. P. 77-86. DOI: 10.1016/s0894-1777(03)00025-6

12. Salimpour M.R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2009. V. 33, Iss. 2. P. 203-207. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2008.07.015

13. Witchayanuwat W., Kheawhom S. Heat transfer coefficients for particulate airflow in shell and coiled tube heat exchangers // *International journal of chemical, molecular, nuclear, materials and metallurgical engineering*. 2009. V. 3, Iss. 5. P. 271-275.

14. Purandarea P.S. Parametric analysis of helical coil heat exchanger // *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2012. V. 1, Iss. 8. P. 1-5.

15. РД 153-34.1-37.532.4-2001. Общие технические требования к системам химико-технологического мониторинга водно-химических режимов тепловых электростанций (ОТТ СХТМ ВХР ТЭС). М.: Тексус-инфо, 2001. 40 с.

16. ASME PTC 19.1 1-1997 Steam and Water Sampling, Conditioning. 1997. 58 p.

17. Исаченко В.П., Осипова В.А. Теплопередача. М.: Энергия, 1975. 488 с.

## ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IN A HELICALLY COILED COOLER OF A MECHATRONIC SAMPLE CONDITIONING SYSTEM

© 2016

**A. G. Gimadiev** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [gimadiev\\_ag@mail.ru](mailto:gimadiev_ag@mail.ru)

**A. V. Utkin** design engineer, Research and Production Association "Gimalai" Ltd, Samara, Russian Federation, [utkin-alexey1@yandex.ru](mailto:utkin-alexey1@yandex.ru)

A mechatronic sample conditioning system requires a high degree of process automation. Special attention is to be paid to the cooling of a sample and maintaining its temperature and pressure. Therefore, the study of thermal performance of the sample cooler (heat exchanger) is an important step in the development of a sample conditioning system. The helically coiled sample cooler, highly efficient, compact and simple in its design, is the most perfect heat exchanger of the double-pipe type. The article discusses the problem of determining the efficiency of a countercurrent sample cooler. The experimental apparatus for testing the cooler is described. On the basis of processing the experimental data obtained by the least-square method a semi-empirical dependence for determining the heat transfer coefficient with an error of less than 8% was obtained. The semi-empirical dependence for the cooler under consideration is applicable for temperature ranges and flow rates that occur in sample conditioning systems for thermal power plants. The results obtained make it possible not only to verify the CFD calculations aimed at improving the cooler design but also to create a high-quality mathematical model of the cooler incorporated in a mechatronic sample conditioning system, to develop an algorithm for maintaining the desired temperature and diagnosing the amount of deposits on coil surface.

*Cooler; coil; sample conditioning system; heat transfer coefficient; semi-empirical dependence.*

---

*Citation:* Gimadiev A.G., Utkin A.V. Analysis of heat transfer in a helically coiled cooler of a mechatronic sample conditioning system. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 195-203. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-195-203

## References

1. Jayakumar J.S. Helically Coiled Heat Exchangers. *In Book: Heat Exchangers – Basics Design Applications*. Chapter 12. Croatia: In Tech, 2012. P. 311-342.
2. Habeeb S.J., Hussain A.A. Experimental study of heat transfer coefficients of shell and helically coiled tube heat exchangers. *Engineering & Technology Journal*. 2013. V. 31, Iss. 1. P. 172-196.
3. Amol A. Thermal analysis of a helical coil heat exchanger. *International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering*. 2014. V. 1, Iss. 12. P. 135-143.
4. Bandpy M.G., Sajjadi H. An experimental study of the effect of coil step on heat transfer coefficient in shell-side of shell-and-coil heat exchanger. *World Academy of Science, Engineering and Technology*. 2010. V. 71. P. 364-369.
5. Moawed M. Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters. *Energy Conversion and Management*. 2011. V. 52, Iss. 2. P. 1150-1156. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.09.009
6. Solodin V.A., Satin A.A. Modeling of heat transfer in the helical-coil heat exchanger for the reactor facility «UNITERM». *Science and Education of the Bauman MSTU*. 2014. No. 10. C. 398-412. (In Russ.) DOI: 10.7463/1014.0727220
7. Jayakumar J.S., Mahajania S.M., Mandala J.C., Vijayan P.K., Bhoi R. Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. *Chemical Engineering Research and Design*. 2008. V. 86, Iss. 3. P. 221-232. DOI: 10.1016/j.cherd.2007.10.021
8. Verma R., Kumar H.A comparative analysis of thermal characteristics between experimental value and fem value in helical coil heat exchanger. *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2013. V. 2, Iss. 11. P. 3646-3651.
9. Naphon P. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2007. V. 34, Iss. 3. P. 321-330. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.11.009
10. Patil A., Dange H.M. Experimental studies of double pipe helical coil heat exchanger with micro fins. *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*. 2014. V. 1, Iss 5. P. 33-37.
11. Rose J.W. Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2004. V. 28, Iss. 2-3. P. 77-86. DOI: 10.1016/s0894-1777(03)00025-6
12. Salimpour M.R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2009. V. 33, Iss. 2. P. 203-207. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2008.07.015
13. Witchayanuwat W., Kheawhom S. Heat transfer coefficients for particulate airflow in shell and coiled tube heat exchangers. *International journal of chemical, molecular, nuclear, materials and metallurgical engineering*. 2009. V. 3, Iss. 5. P. 271-275.
14. Purandarea P.S. Parametric analysis of helical coil heat exchanger. *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2012. V. 1, Iss. 8. P. 1-5.
15. RD 153-34.1-37.532.4-2001. General technical requirements for chemical and technological monitoring of water chemistry of thermal power plants. Moscow: Tekstus-info Publ., 2001. 10 p.
16. ASME PTC 19.1 1-1997 Steam and Water Sampling, Conditioning. 1997. 58 p.
17. Isachenko V.P., Osipova V.A. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow: Energiya Publ., 1975. 488 p.

## РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТУРБИН СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ

© 2016

- Д. С. Калабухов** кандидат технических наук, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [dskalabuhov@gmail.com](mailto:dskalabuhov@gmail.com)
- В. А. Григорьев** доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [va\\_grig@ssau.ru](mailto:va_grig@ssau.ru)
- В. М. Радько** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [radko@ssau.ru](mailto:radko@ssau.ru)

Турбоприводы сверхмалой мощности (ТПСММ) применяются в аэрокосмической и другой транспортной технике в качестве источников энергии различных, как правило вспомогательных, агрегатов. Основными составными узлами ТПСММ являются входное устройство, турбина сверхмалой мощности и выходное устройство. Актуальной задачей является повышение эффективности турбоприводов сверхмалой мощности. Энергетические показатели, такие как мощностной КПД и удельный расход рабочего тела, являются одними из важнейших показателей эффективности. В статье рассмотрены схемы осевых и центробежных турбин сверхмалой мощности (ТСММ), описаны их основные режимные и геометрические параметры, влияющие на энергетическую эффективность привода. Приведены математические модели КПД турбин двух типов, полученные по результатам проведения газодинамических вычислительных экспериментов. Изложены результаты статистического корреляционно-регрессионного анализа результатов вычислительных экспериментов, показавшие адекватность математических моделей. Исследована степень влияния факторов модели и их взаимодействий на изменение КПД с использованием коэффициентов влияния и графического анализа результатов оптимизации параметров турбины.

*Турбина сверхмалой мощности; турбопривод; критерии оценки эффективности; КПД; математическая модель; коэффициенты влияния.*

---

**Цитирование:** Калабухов Д.С., Григорьев В.А., Радько В.М. Разработка математических моделей энергетических критериев оценки эффективности турбин сверхмалой мощности // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 204-215.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-204-215

Турбоприводы сверхмалой мощности находят применение в качестве двигателей электрических и механических вспомогательных бортовых агрегатов летательных аппаратов и энергетических установок [1]. Мощность ТПСММ обычно ограничена диапазоном  $N_{mn} = 0,01 \dots 10$  кВт, что во многом определяет миниатюрность их основных узлов: входного устройства, турбины и выходного устройства. Максимальный диаметр рабочего колеса турбины, как правило, не превышает 100 мм, а высота сопловой лопатки – 1...10 мм. В качестве рабочего тела обычно используется сжатый воздух.

Для оценки эффективности таких устройств применяют совокупность различных критериев оценки эффективности. Важную роль при оценке уровня качества проектируемого ТПСММ играют энергетические критерии, такие как КПД  $\eta_{mn}$  и удельный расход рабочего тела  $G_{mn \text{ уд}} = (G / N)_{mn}$  [2]. Величины этих параметров можно оценить по формулам

$$G_{m \text{ уд}} = \sigma_{\text{вх}} G_{m \text{ уд}} \sigma_{\text{вых}}; \quad (1)$$

$$\eta_{mn} = \eta_{\text{вх}} \eta_m \eta_{\text{вых}}, \quad (2)$$

где  $\sigma_{\text{вх}} = 0,85 \dots 0,95$  – коэффициент потери давления заторможенного потока во входном устройстве [3];

$\sigma_{\text{вых}} = 0,85 \dots 0,99$  – коэффициент потери давления заторможенного потока в выходном устройстве [3];

$G_{m \text{ уд}} = (G / N)_m$  – удельный расход рабочего тела через турбину сверхмалой мощности (ТСММ);

$$\eta_{\text{вх}} = \frac{1 - (1/\pi_{mn} \sigma_{\text{вх}})^{\frac{k-1}{k}}}{1 - (1/\pi_{mn})^{\frac{k-1}{k}}} = 0,78 \dots 0,98 \quad \text{– коэффициент энергетического совершенства}$$

входного устройства;

$$\eta_{\text{вых}} = \frac{1 - (\bar{p}_2/\pi_{mn} \sigma_{\text{вх}})^{\frac{k-1}{k}}}{1 - (1/\pi_{mn} \sigma_{\text{вх}})^{\frac{k-1}{k}}} = 0,8 \dots 0,995 \quad \text{– коэффициент энергетического совершенства}$$

выходного устройства;

$$\pi_{mn} = p_{\text{вх}}^* / p_{\text{вых}} \quad \text{– КПД турбопривода;}$$

$$\bar{p}_2 = p_2 / p_{\text{вых}} \quad \text{– степень расширения потока в выходном устройстве.}$$

Отметим, что на начальных этапах проектирования требуется синтезировать рациональный облик турбины в системе турбопривода, а влияние входных и выходных устройств на него допустимо учитывать с помощью указанных выше диапазонов значений коэффициентов, характерных для практики проектирования ТПСММ [4]. Для формирования облика рабочего процесса турбины необходимо наличие обоснованных математических моделей критериев оценки его эффективности.

Большинство проводимых ранее экспериментальных исследований ТСММ представляли собой совокупность последовательных однофакторных экспериментов, при которой все влияющие факторы эксперимента, кроме одного, считаются постоянными и рассматриваются вариации последнего во всём интервале допустимых значений. Такая постановка эксперимента имеет ряд недостатков: не учитывается взаимное влияние ряда параметров, велико число необходимых опытов в эксперименте, затруднено получение удобных обобщённых зависимостей критериев от большего количества независимых параметров.

Для устранения указанных недостатков авторами были разработаны методики планирования факторного эксперимента [4; 5], позволяющие в явном виде учесть влияние десяти основных параметров осевых (рис. 1, а) и центростремительных (рис. 1, б) ТСММ на энергетические критерии последних.

Перечислим эти параметры [6]:

$$Y_m = 0,1 \dots 0,58 \quad \text{– параметр нагруженности ТСММ;}$$

$$\pi_m = 1,05 \dots 6 \quad \text{– степень понижения давления в турбине;}$$

$$\frac{h_{CA}}{D_1} \left( \frac{h_{CA}}{D_{cp}} \right) = 0,01 \dots 0,05 \quad \text{– относительная высота лопатки соплового аппарата (СА);}$$

$$\alpha_{1\text{эф}} = 5 \dots 25^\circ \quad \text{– эффективный угол выхода потока из СА;}$$



### Основные результаты корреляционно-регрессионного анализа данных вычислительных экспериментов

По разработанным планам эксперимента [4; 5] были проведены виртуальные испытания турбин двух типов течения потока с использованием программного пакета ANSYS CFX. Особенности постановки, проведения и некоторые результаты этих исследований приведены в работах [3; 6].

Для получения универсальных зависимостей критериев оценки эффективности от режимных и геометрических параметров была проведена статистическая обработка полученных в ходе вычислительных экспериментов результатов с помощью корреляционно-регрессионного анализа. Для ускорения и автоматизации проведения анализа использовали модули планирования эксперимента статистического пакета STATISTICA 8.0.

Регрессионные модели КПД осевой (О) и центробежной (ЦС) турбин представляют собой полные полиномы второго порядка:

$$\begin{aligned} \eta_{mO} = & -0,393 + 1,073Y_m - 3,165Y_m^2 - 4,018(h_{CA}/D_{cp}) + 65,827(h_{CA}/D_{cp})^2 + \\ & + 0,0495\alpha_{1\varphi} - 0,0011\alpha_{1\varphi}^2 + 0,795\varepsilon - 0,256\varepsilon^2 - 0,11(b/t)_{PK}^2 - \\ & - 0,002(s/h)_{CA}^2 + 0,091Y_m\pi_m + 6,022Y_m(h_{CA}/D_{cp}) + 0,599Y_m\varepsilon + \\ & + 4,345(h_{CA}/D_{cp})(b/t)_{PK} - 0,029\alpha_{1\varphi}\varepsilon - 0,068\pi_m\bar{\delta}_{kpCA} + \\ & + 0,12\bar{\delta}_{kpCA}(b/t)_{PK} - 0,006Y_m(b/t)_{PK} + 0,195Y_m\bar{D}_M + \\ & + 0,045Y_m(s/h)_{CA} - 0,0019\pi_m(s/h)_{CA} - \\ & - 1,106(h_{CA}/D_{cp})(s/h)_{CA} + 0,033(b/t)_{PK}(s/h)_{CA}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \eta_{mЦС} = & -0,886 + 2,71Y_m - 3,287Y_m^2 - 0,0023\pi_m^2 - 5,929(h_{CA}/D_1) - 47,762(h_{CA}/D_1)^2 + \\ & + 0,0126\alpha_{1\varphi} - 0,0003\alpha_{1\varphi}^2 + 0,345\varepsilon - 0,227\varepsilon^2 + 1,553\bar{D} - 1,257\bar{D}^2 - \\ & - 0,0187(b/t)_{PK}^2 + 0,003\beta_{2\varphi} - 1,8 \cdot 10^{-5}\beta_{2\varphi}^2 - 0,012\bar{F}^2 + 0,227\bar{D}_M - \\ & - 0,103\bar{D}_M^2 - 0,0097Y_m\alpha_{1\varphi} + 0,452Y_m\varepsilon - 0,0049\alpha_{1\varphi}\varepsilon - \\ & - 0,441Y_m\bar{D} + 10,141(h_{CA}/D_1)\bar{D} - 0,0062Y_m\beta_{2\varphi} - \\ & - 0,133\varepsilon\bar{D} + 0,19Y_m(b/t)_{PK} + 0,0163\pi_m(b/t)_{PK} - \\ & - 0,0042\pi_m\bar{F} + 1,468(h_{CA}/D_1)\bar{F} + 0,22Y_m\bar{D}_M. \end{aligned} \quad (4)$$

Используя (3) или (4), следует воспользоваться теоретической формулой для определения приведённого удельного расхода рабочего тела  $G_{m \text{ уд } np}$ :

$$G_{m \text{ уд } np} = (G/N)_{m \text{ np}} = \frac{1}{L_{ms}\eta_m} \cdot \frac{T_0^*}{288} = \frac{k-1}{288kR \left( 1 - \frac{1}{\pi_m^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_m}. \quad (5)$$

Расчёт коэффициентов регрессии проводился пошагово с исключением незначимых факторов с помощью  $F$ -критерия Фишера при уровне значимости  $\alpha < 0,05$  и доверительной вероятности  $P = 0,95$ .

Важнейшими параметрами, характеризующими качество многомерной регрессии, являются коэффициент корреляции  $R$ , множественный коэффициент детерминации  $R^2$ , скорректированный множественный коэффициент детерминации  $R_a^2$ , величина  $F$ -критерия модели, среднеквадратичная ошибка модели регрессии  $MS$  и средняя ошибка аппроксимации  $\bar{A}_{анп}$  [7]. В табл. 1 приведены значения этих показателей, полученные для регрессионных моделей КПД турбин  $\eta_m$ .

Таблица 1. Показатели качества регрессионных моделей КПД ТСММ

| Показатель          | Значение показателя для модели $\eta_m$ ОТСММ | Значение показателя для модели $\eta_m$ ЦС ТСММ |
|---------------------|-----------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| $R$                 | 0,983                                         | 0,9925                                          |
| $R^2$               | 0,967                                         | 0,985                                           |
| $R_a^2$             | 0,959                                         | 0,9816                                          |
| $F   F_{кр}$        | 196,24   1,659                                | 278,32   1,703                                  |
| $\bar{A}_{анп}, \%$ | 2,2                                           | 1,01                                            |

Анализ приведённых показателей свидетельствует о хорошей адекватности аппроксимационной модели, а погрешности определения критериев по модели оказались даже меньше максимальной погрешности их нахождения в процессе натурального эксперимента [3].

### Оценка влияния режимных и геометрических параметров ТСММ на их энергетическую эффективность по математическим моделям

Регрессионные модели (3) и (4) включают в себя все десять основных параметров, причём часть из них учитывается как в качестве главных эффектов, так и эффектов взаимодействий, а другая часть – только во взаимодействиях эффектов. Поэтому для решения задачи прогнозирования величин  $\eta_m$  и  $G_{т\ у\ д\ н\ р}$  должны быть заданы все десять параметров турбины. Но это не означает, что для отыскания экстремумов энергетических критериев оценки необходима оптимизация всех параметров. Параметры, слабо влияющие на конечный результат оптимизации, могут задаваться как ограничения или неопределённые исходные данные. Для их отыскания нужно определить коэффициенты влияния  $K_{\delta x_i} = \delta x_i / \delta \hat{Y}_j$ , показывающие на сколько процентов изменяется функция отклика при изменении  $i$ -го фактора на один процент, и провести предварительную оптимизацию  $\eta_m$  и  $G_{т\ у\ д\ н\ р}$  в возможных диапазонах изменения значений параметров без дополнительных функциональных ограничений.

Принято оценивать влияние факторов на отклик нелинейной модели по средним коэффициентам влияния [8]

$$K_{\delta x_i\ cp} = \frac{\partial \hat{Y}}{\partial x_i} \cdot \frac{x_{icp}}{\hat{Y}_{cp}}, \quad (6)$$

характеризующим на сколько процентов изменится отклик  $\hat{Y}$  относительно своего среднего значения  $\hat{Y}_{cp}$ , если фактор  $x_i$  отклонится от среднего значения  $x_{i\ cp}$  на 1%.

Интерес представляют и коэффициенты  $K_{\delta x_i \text{ opt}}$ , позволяющие оценить влияние факторов на отклик при отклонении в большую сторону соответствующих величин от оптимума на 1%. Значения коэффициентов влияния приведены в табл. 2.

Таблица 2. Коэффициенты влияния  $K_{\delta x_i \text{ cp}}$  и  $K_{\delta x_i \text{ opt}}$

| $x_i$                        | $\frac{\delta x_{i \text{ cp}}}{\delta \eta_{mO \text{ cp}}}$ | $\frac{\delta x_{i \text{ opt}}}{\delta \eta_{mO \text{ opt}}}$ | $\frac{\delta x_{i \text{ cp}}}{\delta \eta_{mLC \text{ cp}}}$ | $\frac{\delta x_{i \text{ opt}}}{\delta \eta_{mLC \text{ opt}}}$ | $\frac{\delta x_{i \text{ cp}}}{\delta G_{m \text{ yd npO cp}}}$ | $\frac{\delta x_{i \text{ opt}}}{\delta G_{m \text{ yd npO opt}}}$ | $\frac{\delta x_{i \text{ cp}}}{\delta G_{m \text{ yd npLC cp}}}$ | $\frac{\delta x_{i \text{ opt}}}{\delta G_{m \text{ yd npLC opt}}}$ |
|------------------------------|---------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|
| $Y_T$                        | 0,386                                                         | 0,2                                                             | 0,633                                                          | 0,375                                                            | -0,386                                                           | -0,2                                                               | -0,642                                                            | 0,375                                                               |
| $\pi_T$                      | -0,056                                                        | 0,155                                                           | 0,03                                                           | 0,066                                                            | -0,6                                                             | -0,582                                                             | -0,689                                                            | -1,03                                                               |
| $h_{CA}/D_{\varphi(l)}$      | 0,087                                                         | 0,548                                                           | 0,028                                                          | 0                                                                | -0,087                                                           | -0,548                                                             | -0,028                                                            | 0                                                                   |
| $\alpha_{1\varphi}$          | 0,036                                                         | -0,011                                                          | -0,103                                                         | -0,025                                                           | -0,036                                                           | 0,011                                                              | 0,084                                                             | 0,025                                                               |
| $\varepsilon$                | 0,265                                                         | 0,253                                                           | 0,044                                                          | -0,073                                                           | -0,265                                                           | -0,253                                                             | -0,046                                                            | 0,073                                                               |
| $\bar{\delta}_{\text{крCA}}$ | -0,052                                                        | -0,035                                                          | 0,056                                                          | -0,002                                                           | 0,052                                                            | 0,035                                                              | -0,056                                                            | 0,002                                                               |
| $\bar{D}$                    |                                                               |                                                                 |                                                                |                                                                  |                                                                  |                                                                    |                                                                   |                                                                     |
| $(b/t)_{\text{PK}}$          | 0,155                                                         | -0,073                                                          | 0,152                                                          | 0,135                                                            | -0,155                                                           | 0,073                                                              | -0,157                                                            | -0,135                                                              |
| $\beta_{2\varphi}$           | -0,098                                                        | -0,06                                                           | -0,008                                                         | -0,134                                                           | 0,098                                                            | 0,06                                                               | 0,002                                                             | 0,134                                                               |
| $(s/h)_{CA}$                 | -0,079                                                        | -0,021                                                          | -0,054                                                         | -0,03                                                            | 0,079                                                            | 0,021                                                              | 0,054                                                             | 0,03                                                                |
| $\bar{F}$                    |                                                               |                                                                 |                                                                |                                                                  |                                                                  |                                                                    |                                                                   |                                                                     |
| $\bar{D}_M$                  | 0,139                                                         | 0,194                                                           | 0,164                                                          | 0,165                                                            | -0,139                                                           | -0,194                                                             | -0,159                                                            | 0,165                                                               |

Из таблицы следует, что коэффициенты влияния различны при фиксации факторов на среднем или оптимальном уровнях. Но в обоих случаях изменение любого варьируемого фактора на 1% приводит к изменению КПД на доли процента, что свидетельствует о пологости функции КПД как в окрестности их средних значений, так и в окрестности оптимумов. Данный факт позволяет сделать важный вывод о возможности формирования широких рациональных областей параметров путём отступа от оптимума на допустимую в пределах погрешности расчёта величину  $\Delta \eta_m$  (рис. 2).

Также можно заметить, что у ОТСММ слабо влияющими факторами вблизи своих оптимумов являются  $\alpha_{1\varphi}$ ,  $\bar{\delta}_{\text{крCA}}$ ,  $\beta_{2\varphi}$  и  $(s/h)_{CA}$ . У ЦС ТСММ в качестве таких факторов следует отметить  $\pi_m$ ,  $h_{CA}/D_1$ ,  $\alpha_{1\varphi}$ ,  $\bar{D}$  и  $\bar{F}$ . Для обоих типов турбин очень важными параметрами оказались  $Y_m$  и  $\bar{D}_M$ . Влияние всех параметров, кроме  $\pi_m$ , на  $G_{m \text{ yd np}}$  аналогичное, но противоположное по знаку, что легко объясняется характером зависимости (3). Коэффициенты влияния играют большую роль при анализе экспериментальных зависимостей, но в случае нелинейного поведения функции окончательное решение о включении тех или иных факторов в задачу оптимизации можно принять только после графического анализа характеристик.

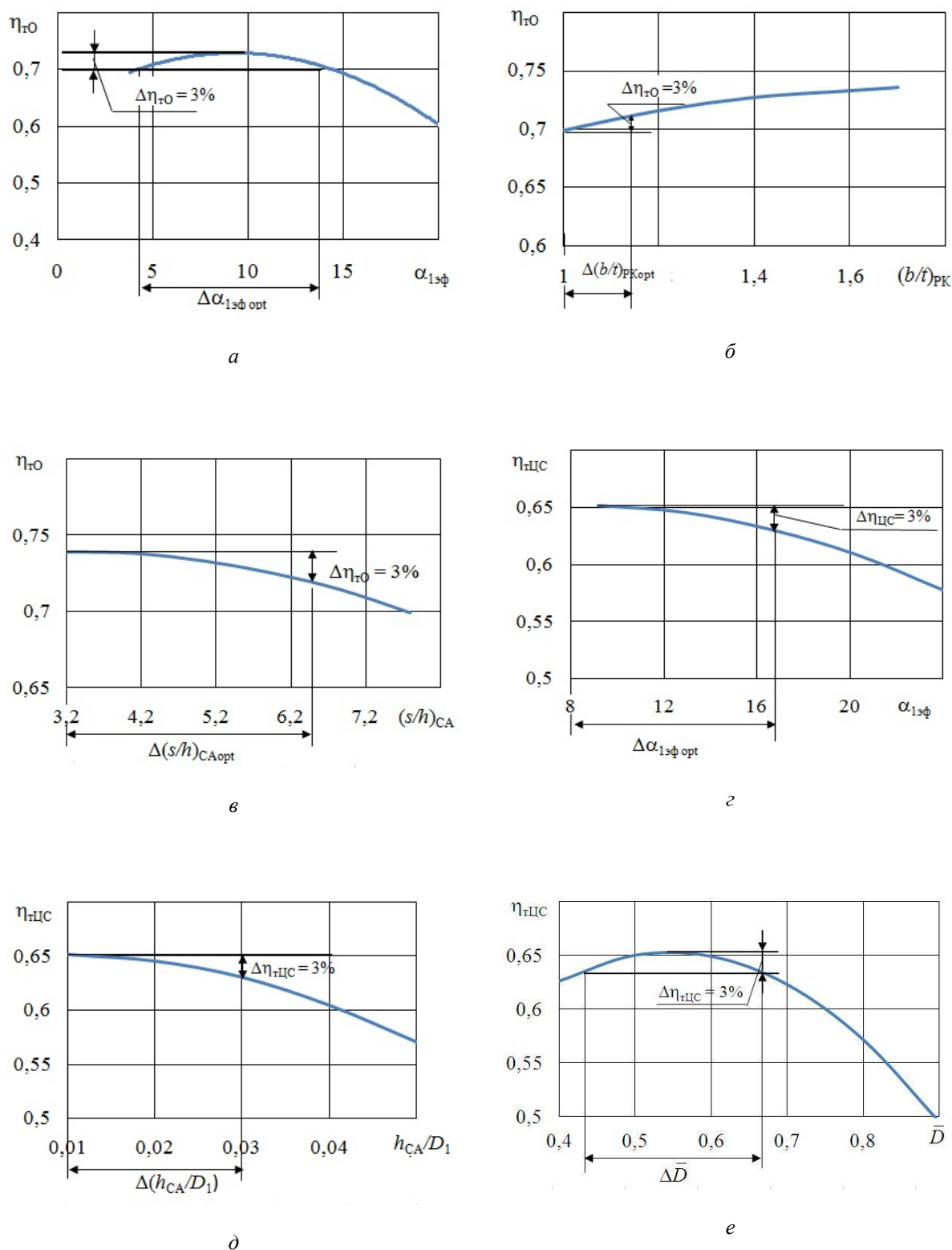


Рис. 2. Формирование рациональных по КПД областей некоторых геометрических параметров ТСММ при многопараметрической оптимизации:

$$a - \eta_{\pi O} = f(\alpha_{1\phi}); \quad б - \eta_{\pi O} = f((b/t)_{PK}); \quad в - \eta_{\pi O} = f((s/h)_{CA});$$

$$г - \eta_{\pi \Pi C} = f(\alpha_{1\phi}); \quad д - \eta_{\pi \Pi C} = f(h_{CA}/D_1); \quad е - \eta_{\pi \Pi C} = f(\bar{D})$$

На рис. 3 показаны результаты оптимизации параметров без ограничений по регрессионной модели  $\eta_{mЦС}$  при фиксации остальных параметров на оптимальном уровне. Оптимизация проводилась методами глобальной оптимизации с помощью пакета STATISTICA.

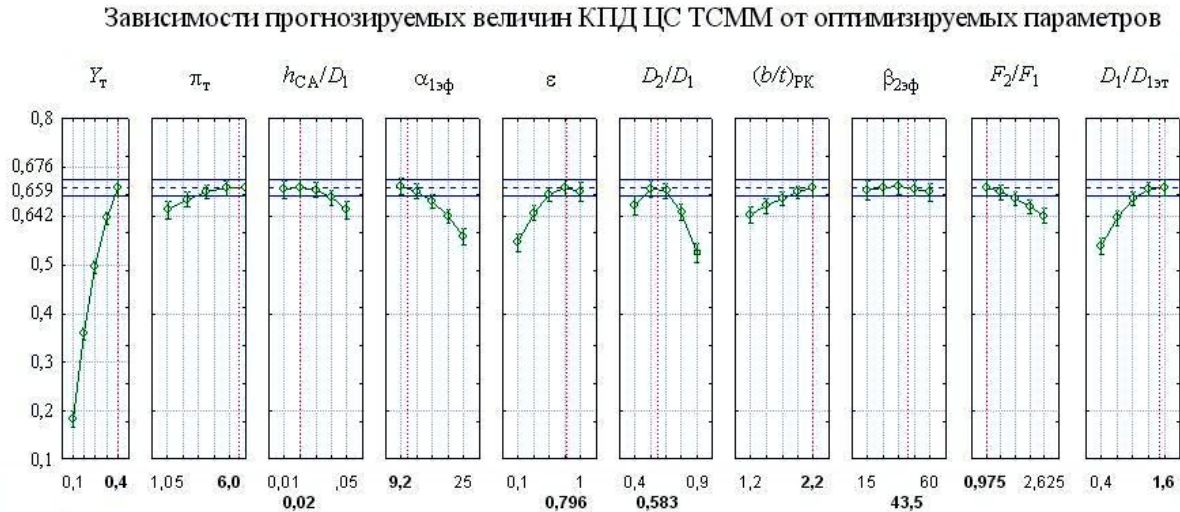


Рис. 3. Результаты оптимизации влияющих на КПД ЦС ТСММ параметров:  
 ○ – расчётная точка; I – вариация значения КПД;  
 — — 95% доверительная граница  $\eta_{m opt}$ ; ----- – оптимум варьируемого параметра

Видно, что, несмотря на высокую точность регрессионных моделей, вблизи оптимумов наблюдаются большие доверительные интервалы по величине КПД и, соответственно, погрешности расчёта, составляющие около 5%. Но все зависимости имеют выраженную тенденцию своего поведения, что говорит о допустимости использования регрессионных моделей в задаче оптимизации на начальных этапах проектирования. Аналогичная ситуация имеется и при оптимизации ОТСММ.

В пределах выбранных диапазонов варьирования значения практически всех параметров выходят за доверительные интервалы, поэтому в случае их оптимизации в заданных диапазонах формально ни один из них не может быть исключен из числа варьируемых.

Однако исключение параметра из числа оптимизируемых возможно при выполнении условий:

– взаимовлияние этого параметра с режимным на КПД должно либо отсутствовать, либо быть очень слабым;

– его взаимовлияние совместно с другим геометрическим параметром на КПД должно отсутствовать.

Проанализируем такую возможность на примере зависимостей  $\eta_{mO} = f[(b/t)_{PK}, \beta_{2эф}]$  и  $\eta_{mЦС} = f(h_{CA}/D_1, \bar{F})$ , показанных на рис. 4.

Согласно рис. 4, а оптимальная величина КПД осевой турбины должна лежать в диапазоне  $\eta_{mO opt} = 0,75 \dots 0,8$ . Тогда область рациональных значений  $(b/t)_{PK}$ ,  $\beta_{2эф}$  достаточно широка, а сами значения можно выбирать из диапазонов  $(b/t)_{PK opt} = 1,1 \dots 1,7$  и  $\beta_{2эф opt} = 15 \dots 27^\circ$ . Похожая ситуация складывается и в процессе

поиска оптимальных  $(b/t_{cp})_{PK}$ ,  $\beta_{2\phi}$  центростремительной турбины, но здесь  $(b/t_{cp})_{PKopt} = 1,7 \dots 2,2$  и  $\beta_{2\phi opt} = 20 \dots 60^\circ$ .

На рис. 4, б показана зависимость, интересная своим наглядным отображением взаимовлияния двух факторов на КПД. Характер функции  $\eta_{mЦС} = f(h_{CA}/D_1, \bar{F})$  объясняется тем, что для роста КПД необходимо уменьшение высоты лопатки  $h_2$  при малых  $h_{CA}/D_1$  (а значит и малых  $h_1$ ), поскольку в этом случае уменьшается осевая составляющая скорости в канале РК и увеличивается окружная закрутка потока на выходе из него [9].

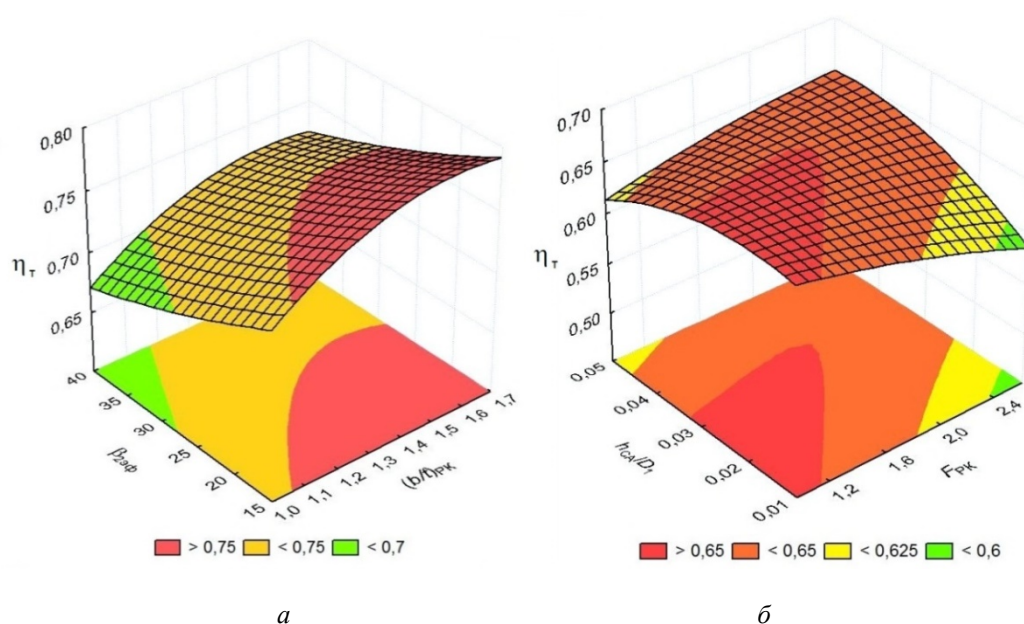


Рис. 4. Зависимости КПД турбин от некоторых режимных и геометрических параметров при фиксации остальных параметров на оптимальных уровнях варьирования:  
 $a - \eta_{mO} = f[(b/t_{cp})_{PK}, \beta_{2\phi}]$ ;  $б - \eta_{mЦС} = f(h_{CA}/D_1, \bar{F})$ ;

При значениях  $h_{CA}/D_1$ , близких к верхней границе его диапазона, увеличение  $\bar{F}$  в пределах диапазона варьирования не вызывает существенного роста отношения  $h_2/h_1$  и, соответственно, практически не способствует возникновению указанных выше явлений. Наоборот, уменьшение  $\bar{F}$  обуславливает более интенсивное снижение  $h_2/h_1$  и возрастание давления в межвенцовом зазоре  $p_1$  с соответствующим ростом утечек в осевом зазоре и падением КПД. Существенное взаимовлияние  $h_{CA}/D_1$  и  $\bar{F}$  не позволяет исключить их из числа независимых переменных задачи оптимизации.

В результате анализа выражений (3), (4) и рис. 4 выявлено два параметра, которые допустимо исключить из числа влияющих на результат вычислений по регрессионным моделям КПД у обоих типов турбин –  $(b/t_{cp})_{PK}$  и  $\beta_{2\phi}$ .

### Заключение

Представленные математические регрессионные модели оценки КПД турбин осевого и центростремительного типов могут использоваться в выражениях для определения энергетических критериев оценки эффективности, таких как удельный расход рабочего тела и КПД турбопривода в целом. Адекватность полученных выражений обеспечена положительными результатами верификации результатов расчёта по регрессионным моделям с данными натурных и вычислительных экспериментов в широких диапазонах значений режимных и геометрических параметров турбин.

Применение разработанных математических моделей целесообразно при решении задач выбора оптимальных параметров турбины по критериям оценки эффективности турбопривода.

### Библиографический список

1. Григорьев В.А., Радько В.М., Калабухов Д.С. Анализ состояния проблемы повышения эффективности турбоприводов сверхмалой мощности и пути её решения // *Авиационно-космическая техника и технологии*. 2010. № 7 (74). С. 168-172.
2. Калабухов Д.С., Григорьев В.А., Радько В.М. Вопросы оптимального проектирования турбин сверхмалой мощности // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета)*. 2014. № 5 (47), часть 2. С. 189-200.
3. Калабухов Д.С. Методы и средства повышения эффективности турбоприводов сверхмалой мощности при начальном проектировании. Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. Самара, 2014. 16 с.
4. Григорьев В.А., Радько В.М., Калабухов Д.С. Планирование факторного эксперимента при испытаниях одноступенчатых турбин сверхмалой мощности // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета)*. 2011. № 6 (30). С. 81-91.
5. Григорьев В.А., Радько В.М., Калабухов Д.С. Выбор диапазонов и уровней варьирования факторов плана эксперимента при испытаниях одноступенчатых турбин сверхмалой мощности // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета)*. 2011. № 6 (30). С. 92-106.
6. Григорьев В.А., Калабухов Д.С., Радько В.М. Численное газодинамическое моделирование одноступенчатых центростремительных турбин сверхмалой мощности // *Вестник двигателестроения*. 2013. № 2. С. 118-124.
7. Дрейпер Н., Смит. Г. Прикладной регрессионный анализ. Книга 1. М.: Финансы и статистика, 1986. 366 с.
8. Орлов А.И. Эконометрика. М.: Феникс, 2009. 576 с.
9. Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф. Выбор оптимальной величины соотношения высот лопаток на выходе и входе в закрытое рабочее колесо центростремительной микро-турбины // В сб.: «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей». Куйбышев: Куйбышевский авиационный институт, 1986. С. 92-96.

## MATHEMATICAL MODELS FOR EVALUATING THE ENERGY EFFICIENCY OF ULTRALOW POWER TURBINE DRIVES

© 2016

- D. S. Kalabuhov** Candidate of Science (Engineering), Assistant Lecturer of the Aircraft Engine Theory Department, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [dskalabuhov@gmail.com](mailto:dskalabuhov@gmail.com)
- V. A. Grigoryev** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Aircraft Engine Theory Department, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [va\\_grig@ssau.ru](mailto:va_grig@ssau.ru)
- V. M. Rad'ko** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Aircraft Engine Theory Department, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [radko@ssau.ru](mailto:radko@ssau.ru)

Ultralow power turbine drives are used in aerospace and other transport equipment as energy for various units, mostly supplementary ones. The main components of the drives are an input device, a very low power turbine and an output device. Improving the efficiency of low-power turbine drives is a vital task. Energy indicators, such as power efficiency and specific working medium consumption of the working fluid are some of the most important performance indicators. The article presents configurations of axial and centripetal turbine ultra-low power, describes their basic operating and geometrical parameters that influence the energy efficiency of the drive. We present mathematical models of the efficiency of the turbines of two types, obtained from the results of gas-dynamic computational experiments. The results of statistical correlation and regression analysis of computational experiments presented in the article show the adequacy of the mathematical models. We analyzed the degree of influence of the model factors and their interactions on the changes in the efficiency of using the influence coefficients and graphical analysis of the results of the optimization parameters of the turbine.

*Turbine ultra low power; turbine; efficiency estimation criteria; efficiency; mathematical model; influence coefficients.*

---

**Citation:** Kalabuhov D.S., Grigoryev V.A., Rad'ko V.M. Mathematical models for evaluating the energy efficiency of ultralow power turbine drives. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 204-215. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-204-215

### References

1. Grigoriev V.A., Rad'ko V.M., Kulabuhov D.S. The analysis of the problem of increase of efficiency turbo drive of midget power condition and the way of its decision. *Aerospace technic and technology*. 2010. No. 7 (74). P. 168-172. (In Russ.)
2. Kalabuhov D.S., Grigoryev V.A., Rad'ko V.M. Problems of ultralow power turbine design in a turbine drive system. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No. 5 (47), part 2. P. 189-200. (In Russ.)
3. Kalabukhov D.S. *Metody i sredstva povysheniya effektivnosti turboprivodov sverkhmaloy moshchnosti pri nachal'nom proektirovanii. Avtoreferat dissertatsii na soiskanie uchenoy stepeni kand. tekhn. nauk* [Methods and means of improving the efficiency of ultralow power turbine drive at the initial stage of design: extended abstract of Cand. Sci. (Eng.) Dissertation]. Samara, 2014. 16 p.
4. Grigoryev V.A., Radko V.M., Kalabukhov D.S. Planning a factorial experiment for testing a single-stage ultralow power turbine. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No. 6 (30). P. 81-91. (In Russ.)

5. Grigoryev V.A., Radko V.M., Kalabukhov D.S. Choise of the range and levels of varying the factors of the experiment plan for testing single-stage ultralow power turbine. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No. 6 (30). P. 92-106. (In Russ.)
6. Grigorev V.A., Kalabukhov D.S., Rad'ko V.M. Numerical gas-dynamic simulation of singlestage centripetal ultralow power turbine. *Herald of Aeroenginebuilding*. 2013. No. 2. P. 118-124. (In Russ.)
7. Draper N., Smith H. Applied Regression Analysis. New York: Wiley, 1981. 709 p.
8. Orlov A.I. *Ekonometrika* [Econometrics]. Moscow: Feniks Publ., 2009. 576 p.
9. Matveev V.N., Musatkin N.F. Vybora optimal'noy velichiny sootnosheniya vysot lopatok na vykhode i vkhode v zakrytoe rabochee koleso tsentrostremitel'noy mikroturbiny. *V sb.: «Proektirovanie i dovodka aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley»*. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute Publ., 1986. P. 92-96. (In Russ.)

## АНАЛИЗ МОРФОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНТЕРМЕТАЛЛИДНОЙ ФАЗЫ В ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВАХ

© 2016

**С. В. Кириков**

аспирант, Институт проблем машиностроения Российской академии наук, г. Нижний Новгород, [ksv.kirikov@yandex.ru](mailto:ksv.kirikov@yandex.ru)

**В. Н. Перевезенцев**

доктор физико-математических наук, профессор, научный руководитель Института проблем машиностроения Российской академии наук, г. Нижний Новгород, [Perevezentsev@phys.unn.ru](mailto:Perevezentsev@phys.unn.ru)

**Ю. П. Тарасенко**

кандидат физико-математических наук, заведующий лабораторией, Институт проблем машиностроения Российской академии наук, г. Нижний Новгород, [npktribonika@yandex.ru](mailto:npktribonika@yandex.ru)

Предложена методика автоматического количественного анализа параметров дисперсной упрочняющей  $\gamma'$ -фазы в жаропрочных поликристаллических никелевых сплавах и указаны основные её отличия от стандартных методов исследования несвязных фаз. Рассмотрены четыре класса характеристик частиц несвязной дисперсной фазы: объёмная доля, размерные параметры частиц, характеристики формы частиц и параметры пространственного распределения, которые однозначно её характеризуют. На примере жаропрочного никелевого сплава In792 проведён комплексный количественный расчёт параметров  $\gamma'$ -фазы материала лопатки первой ступени газовой турбины SGT-800 Siemens. Показано, что в процессе эксплуатации сплава In792 наблюдаются увеличение объёмной доли и эквивалентного диаметра дисперсных частиц  $\gamma'$ -фазы и уменьшение их концентрации. Установлена взаимосвязь этих параметров с изменением механических свойств сплава (предела микропластичности, предела текучести) в процессе эксплуатации лопатки. Показано, что эквивалентный диаметр частиц  $\gamma'$ -фазы может быть принят в качестве критерия при оценке постэксплуатационного состояния материала. Форма частиц и величина разброса концентрации  $\gamma'$ -фазы в процессе эксплуатации меняются незначительно, и данные параметры необходимо рассматривать лишь при контроле качества исходного изделия.

*Жаропрочные никелевые сплавы; интерметаллидная  $\gamma'$ -фаза; дисперсная фаза; дисперсионная система; количественная металлография; направляющие лопатки газотурбинных двигателей.*

---

**Цитирование:** Кириков С.В., Перевезенцев В.Н., Тарасенко Ю.П. Анализ морфологических характеристик интерметаллидной фазы в жаропрочных никелевых сплавах // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 216-223. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-216-223

### Введение

Жаропрочные никелевые сплавы (ЖНС) широко используются для изготовления деталей, подвергаемых нагреву от 700 до 1100 °С при эксплуатации, в частности для изготовления деталей ракетно-космической техники, в газовых турбинах двигателей самолётов и кораблей. Широкое применение они получили в выпуске рабочих и направляющих турбинных лопаток наземных газотурбинных двигателей [1].

Современные никелевые суперсплавы (отечественные – типа ЖС, ЦНК, зарубежные – типа CMSX, TMS) представляют собой твёрдые растворы на основе Ni с ГЦК неупорядоченной структурой (матрица), упрочнённые выделениями  $\gamma'$ -фазы, являющейся легированным твёрдым раствором на основе интерметаллида  $Ni_3Al$  с упорядоченной ГЦК кристаллической структурой ( $L1_2$ ).

Параметры данной фазы во многом определяют важнейшие эксплуатационные свойства жаропрочных материалов [2]. Поэтому при изучении поведения ЖНС важное значение имеет анализ эволюции  $\gamma'$ -фазы в процессе эксплуатации, связь её параметров с механическими свойствами и др. Поэтому необходимо использовать количественные

методы оценки микроструктуры сплава, содержащего частицы  $\gamma'$ -фазы. Стандартный визуальный анализ дисперсионной системы, связанный с описательной формой – «мелкая, крупная, однородная», является недостаточным.

Традиционные количественные методы определения параметров частиц упрочняющей фазы, такие как метод Глаголева и метод Розвиля, являются весьма трудоёмкими и не всегда удовлетворяют требуемой точности и статистической достоверности получаемых результатов. Вследствие чего задача разработки компьютеризированного подхода оценки величин, характеризующих пространственное распределение и морфологию интерметаллидов, весьма актуальна. Реальное положение вещей таково, что количественная металлография стала возможна относительно недавно, в конечном итоге – благодаря автоматическим анализаторам изображений (ААИ) и находится ещё только в начале своего развития. Автоматические количественные подходы исследования структуры материалов так или иначе связаны с методами и алгоритмами компьютерного зрения, которые базируются на том принципе, что изображения состоят из большого количества пикселей и в зависимости от их яркости, цвета, взаимного расположения происходит идентификация и дифференциация объектов структуры.

В связи с этим целью данной работы являлась разработка методов автоматического количественного исследования интерметаллидных фаз в жаропрочных никелевых сплавах, а также определение базовых параметров дисперсной фазы, однозначно описывающих последнюю и в то же время влияющих на эксплуатационные свойства материала.

### Методика исследования

Объектом исследования являлась направляющая лопатка 1-й ступени газовой турбины SGT-800 Siemens из сплава In792 после отработки назначенного ресурса с наработкой 24918 эквивалентных часов. Из замковой и перовой частей (выходная кромка) лопатки были вырезаны заготовки для образцов и шлифов. Известно, что температурные и силовые нагрузки в замковой части (ЗЧ) лопаток значительно ниже по сравнению с перовой частью (ПЧ), поэтому структура материала ЗЧ в процессе эксплуатации лопатки не претерпевает существенных изменений, в то время как структура материала ПЧ существенно эволюционирует.

В дальнейшем из заготовок были изготовлены шлифы для исследования структуры сплава с целью определения морфологических характеристик частиц интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы. Микроструктурные исследования проводили на растровом электронном микроскопе «TESCAN/VEGA». Анализ фазы осуществлялся с помощью оригинальной программы, реализованной на языке программирования Python с использованием библиотеки компьютерного зрения OpenCV. Для материала замковой и перовой частей лопаток было проведено исследование основных характеристик интерметаллидных частиц: эквивалентный размер, фактор формы, концентрация, объёмная доля и др., а также построены их распределения и определены основные статистические параметры данных распределений. Общее количество исследованных частиц  $\gamma'$ -фазы составляет порядка 8000, а полей зрения – 20 для каждой зоны.

Для определения физического предела текучести  $\sigma_T$  и предела микропластичности  $\sigma_0$  использовали метод релаксационных испытаний на оригинальной автоматизированной установке высокой жёсткости «Релаксометр» с использованием программного обеспечения АУР1. Для этого из заготовок были вырезаны образцы размером  $2,7 \times 2,7 \times 6,0$  мм. Данный способ анализа механических свойств представляется более правомерным по сравнению с использованием стандартного метода испытаний на растяжение, так как испытания более крупных образцов, вырезанных из срединной части изделия, дают усреднённые данные, которые характеризуют состояние более глубоких

слоёв основного материала, в то время как зарождение и развитие дефектов, как правило, происходит в поверхностном слое [3].

При исследовании параметров частиц  $\gamma'$ -фазы использовался компьютерный метод расчёта. Для этого был разработан оригинальный программный продукт, реализованный на языке Python 2.7 с использованием библиотеки компьютерного зрения OpenCV. Цифровое изображение структуры сплава, полученное на растровом микроскопе, проходило предварительную обработку по увеличению контрастности и резкости, приближаясь тем самым к бинарному типу. Далее алгоритм программы производил дифференцирование пикселей частиц интерметаллидной фазы от пикселей матрицы, идентификацию включений по отношению друг к другу и расчёт их различных характеристик. Погрешность вычисления зависела от количества пикселей, приходящихся на одну частицу: чем больше данная величина, тем точнее результат. В рассматриваемом случае относительная погрешность не превышала 5%.

### Результаты исследований

На рис. 1 представлена характерная микроструктура сплава In792 для замковой (а) и перовой (б) частей направляющей лопатки.

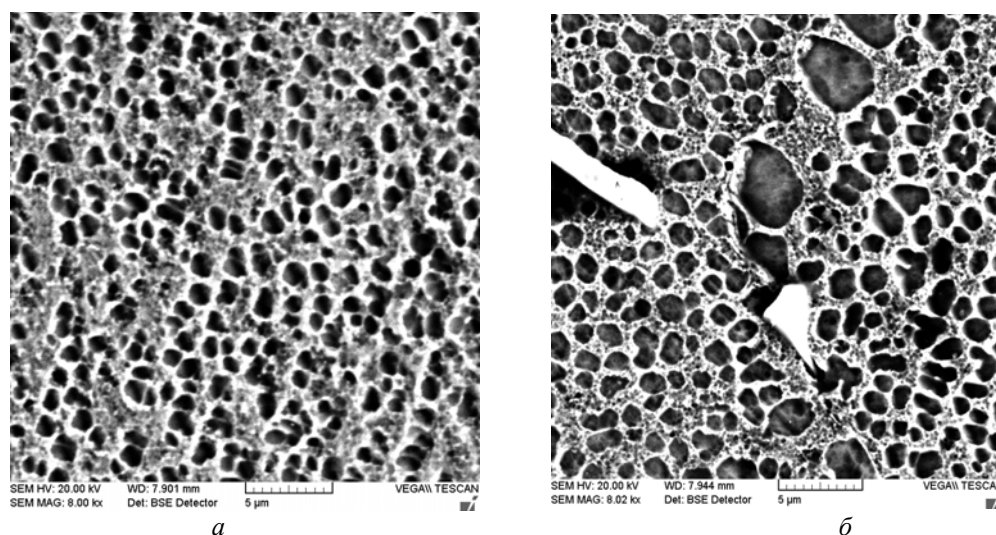


Рис. 1. Характерная структура сплава, упрочнённого частицами  $\gamma'$ -фазы

Для полной количественной характеристики  $\gamma'$ -фазы в жаропрочных никелевых сплавах было предложено использовать следующие параметры дисперсных фаз.

**Объёмная доля включений.** Одной из важных величин, характеризующей любую дисперсионную систему, является объёмная доля выделившейся фазы. В случае ЖНС данный параметр напрямую влияет на определяющие эксплуатационные свойства материалов – жаропрочность и предел текучести. Из [4] известно, что объёмная доля дисперсных частиц точно равна доли площади, занимаемой ими в плоскости шлифа:

$$V_q = \frac{S_q}{S},$$

где  $V_q$  – объёмная доля выделившейся дисперсной фазы;  $S_q$  – доля площади, занимаемая дисперсной фазой;  $S$  – площадь шлифа.

Для исследуемого сплава объёмные доли  $\gamma'$ -фазы для замковой и перовой частей оказались соответственно равны 41% и 48 %. Увеличение объёмной доли интерметаллидов является благоприятным фактором для улучшения эксплуатационных свойств

материала изделий, однако его нельзя рассматривать отдельно от других параметров упрочняющей фазы.

**Размерные параметры частиц.** Известно, что в процессе эксплуатации лопаток, изготовленных из ЖНС, наблюдается увеличение размера частиц  $\gamma'$ -фазы [2]. В [5] показано, что размер частиц может быть принят в качестве критерия эксплуатационной надёжности. Размер интерметаллидов неправильной формы наиболее удобно характеризовать эквивалентным диаметром, т.е. диаметром круга, площадь которого равна площади частицы:

$$d = \sqrt{\frac{4S_q}{\pi}},$$

где  $S_q$  – площадь частицы;  $d$  – эквивалентный диаметр.

На рис. 2 представлены гистограммы распределения частиц  $\gamma'$ -фазы эквивалентного диаметра для замковой (а) и перовой (б) частей.

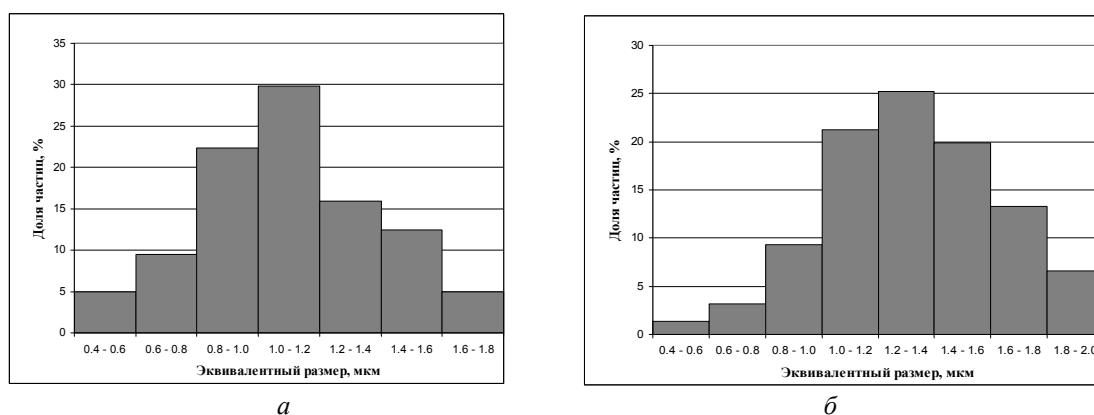


Рис. 2. Гистограммы распределения по эквивалентному диаметру частиц  $\gamma'$ -фазы

Среднее значение эквивалентного диаметра (среднеквадратичное отклонение) для перовой и замковой частей составляют соответственно 1,1 мкм (0,5 мкм) и 1,3 мкм (0,5 мкм). При расчёте не учитывались частицы, эквивалентные диаметры которых меньше 0,1 мкм (вторичная  $\gamma'$ -фаза). Частицы, размеры которых больше 3 мкм (количество которых составляет менее 1%) (рис. 1, б), присутствующие в равной степени как в перовой, так и в замковой частях, не приведены в гистограммах, но включены в расчёт. Нет никаких данных, что само по себе укрупнение частиц  $\gamma'$ -фазы оказывает негативное влияние на механические свойства материала. Однако рост частиц, как правило, сопровождается другими процессами, протекающими во время эксплуатации, речь о которых пойдёт ниже. В свою очередь, наблюдается хорошая корреляция между размером частиц  $\gamma'$ -фазы и фактической наработкой, что может служить критерием при различных величинах термомеханического нагружения в различных условиях эксплуатации.

**Параметры формы частиц.** Важной характеристикой частиц упрочняющих фаз является форма включений. Для интерметаллидной фазы форма частицы коррелирует с такой важной характеристикой частицы как мисфит – отношение параметра кристаллической решётки матрицы к параметру решётки упрочняющей фазы. От величины этого параметра зависит характер взаимодействия осуществляющих пластическую деформацию зёрен решёточных дислокаций с дисперсной частицей (перерезание или огибание частиц дислокациями) и, соответственно, преобладание того или иного механизма дисперсного упрочнения. Для анализа формы частиц предлагается воспользоваться факто-

$$\Phi = \frac{4\pi S}{P^2},$$

где  $S$  – площадь частицы;  $P$  – периметр частицы. Максимальное значение данной величины составляет 1, при этом частица имеет форму круга. Используя данный параметр, можно провести анализ морфологии частиц. Результаты данного анализа для исследуемого сплава представлены на рис. 3 для замковой (а) и перовой (б) частей.

Выборки по фактору формы для перовой и замковой частей (табл. 1) с 95%-й вероятностью по критерию Стьюдента принадлежат к одной и той же генеральной совокупности. Это говорит о том, что в процессе эксплуатации данный параметр практически не меняется.

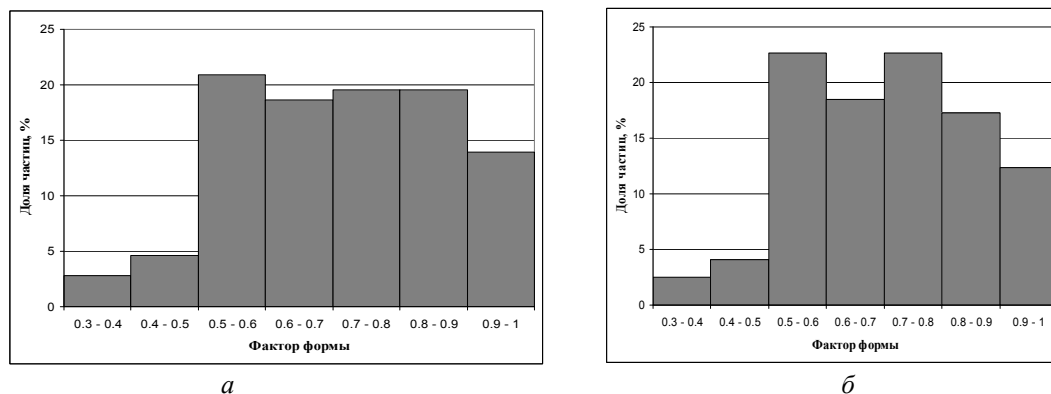


Рис. 3. Гистограммы распределения по фактору формы частиц  $\gamma'$ -фазы

Таблица 1. Доля частиц  $\gamma'$ -фазы, имеющих заданную форму

| Форма частиц  | Фактор формы | Доля частиц для замковой части, % | Доля частиц для перовой части, % |
|---------------|--------------|-----------------------------------|----------------------------------|
| Сферическая   | 1 – 0,78     | 13                                | 12                               |
| Округлая      | 0,77 – 0,67  | 40                                | 36                               |
| Угловатая     | 0,66 – 0,59  | 18                                | 16                               |
| Продолговатая | 0,58 – 0,43  | 22                                | 29                               |
| Пластинчатая  | $\geq 0,42$  | 7                                 | 7                                |

**Параметры пространственного распределения частиц.** Совершенно случайное пространственное распределение частиц встречается крайне редко. При диффузионном росте включений их сближению препятствует истощение зоны питания или возникновение упругих полей напряжений. Вследствие этого в сплаве могут присутствовать области, где наблюдается либо повышение концентрации частиц – так называемые гнёзда, либо её уменьшение – пустыри. Размер и кучность данных областей определяют сопротивление малым пластическим деформациям и разрушению [6]. Регулярное (без «слабых мест») размещение дисперсной фазы – одна из целей технологии создания дисперсионно-твёрдеющих сплавов.

Пространственное распределение частиц можно описывать с помощью различных характеристик, но в данной работе воспользуемся следующими:

- концентрация фазы – количество частиц фазы в единице объёма;
- величина разброса концентрации фазы  $\sigma_n$ .

Данную величину вычисляют, разбив плоскость шлифа на  $m$  областей с одинаковой площадью. Затем производят расчёт величины концентрации частиц  $n_i$  для каждой из областей и их усреднение по всем зонам  $\bar{n}$ . Величина разброса концентрации фазы  $\sigma_n$  определяется по формуле:

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{1}{m(m-1)} \sum_{i=1}^m (\bar{n} - n_i)^2}.$$

Результаты расчёта концентрации частиц интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы и величины её разброса (приведена в скобках) для исследуемого сплава дают: для замковой части –  $43 \cdot 10^6 \text{ см}^{-2}$  ( $7 \cdot 10^6 \text{ см}^{-2}$ ), для перовой части –  $36 \cdot 10^6 \text{ см}^{-2}$  ( $6 \cdot 10^6 \text{ см}^{-2}$ ). Эти результаты свидетельствуют о том, что при эксплуатации лопаток происходят процессы растворения  $\gamma'$ -фазы, которые негативно влияют на механические свойства материала. Для иллюстрации этого утверждения представлена табл. 2 результатов расчёта параметров интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы и механических характеристик материала (предела микропластичности, предела текучести) для замковой и перовой частей лопатки. Для перовой части лопатки наблюдается значительное понижение механических свойств по сравнению с замковой, обусловленное растворением и увеличением среднего размера частиц  $\gamma'$ -фазы.

Таблица 2. Обобщённые характеристики структуры и механические свойства сплава

|                                                             | Замковая часть | Перовая часть |
|-------------------------------------------------------------|----------------|---------------|
| Предел микропластичности, МПа                               | 565            | 326           |
| Предел текучести, МПа                                       | 871            | 663           |
| Объёмная доля $\gamma'$ -фазы, %                            | 41             | 48            |
| Эквивалентный диаметр частиц $\gamma'$ -фазы, мкм           | 1.1            | 1.3           |
| Доля частиц $\gamma'$ -фазы, имеющих глобулярную форму, %   | 53             | 48            |
| Концентрация частиц $\gamma'$ -фазы, $10^6 \text{ см}^{-2}$ | 43             | 36            |

### Заключение

Проведённый с помощью разработанного автоматического компьютерного метода комплексный количественный расчёт параметров  $\gamma'$ -фазы материала лопатки 1-й ступени газовой турбины SGT-800 Siemens из сплава In792 с наработкой 24918 эквивалентных часов показал, что в процессе эксплуатации сплава наблюдаются увеличение объёмной доли и эквивалентного размера дисперсных частиц и уменьшение их концентрации. Это, в свою очередь, связано с одновременно происходящими в материале процессами коагуляции и растворения частиц. Данный вид изменения микроструктуры сплава ведёт к деградации эксплуатационных свойств материала, что подтверждается проведёнными механическими испытаниями. Эквивалентный диаметр частиц  $\gamma'$ -фазы коррелирует с фактической наработкой изделия и может быть принят в качестве критерия при оценке постэксплуатационного состояния материала. Форма частиц и величина разброса концентрации  $\gamma'$ -фазы в процессе эксплуатации меняются незначительно, что говорит о том, что данные параметры необходимо рассматривать лишь при контроле качества исходного изделия.

### Библиографический список

1. Гецов Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. М.: Недра, 1996. 591 с.
2. Химушин Ф.Ф. Жаропрочные стали и сплавы. М.: Металлургия, 1969. 752 с.
3. Скуднов В.А., Чегуров М.К. Релаксация напряжений в металлах и сплавах: метод. пособие. Н. Новгород: Нижегородский государственный технический университет, 2010. 30 с.

4. Салтыков С.А. Стереометрическая металлография. М.: Металлургия, 1970. 375 с.

5. Казанский Д.А. Разработка критериев эксплуатационной надёжности для рабочих и направляющих лопаток современных газовых турбин // Электрические станции. 2012. № 2. С. 36-40.

6. Штремель М.А. Прочность сплавов. Ч. 2. Деформация. М.: МИСИС, 1997. 527 с.

## MORPHOLOGICAL CHARACTERISTICS OF THE INTERMETALLIC PHASE OF HEAT RESISTING NICKEL ALLOYS

©2016

**S. V. Kirikov** postgraduate student, Institute of Mechanical Engineering Problems of the Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod, Russian Federation, [kvs.kirikov@yandex.ru](mailto:kvs.kirikov@yandex.ru)

**V. N. Perevezentsev** Doctor of Science (Physics and Mathematics), Professor, Scientific Director of the Institute of Mechanical Engineering Problems of the Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod, [Perevezentsev@phys.unn.ru](mailto:Perevezentsev@phys.unn.ru)

**Yu. P. Tarasenko** Candidate of Science (Physics and Mathematics), Head of Laboratory, Institute of Mechanical Engineering Problems of the Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod, Russian Federation, [npktribonika@yandex.ru](mailto:npktribonika@yandex.ru)

The paper discusses the main stages of the automatic quantitative analysis of parameters of the  $\gamma'$ -dispersed phase in high-temperature polycrystalline nickel alloys and indicates their main difference from the standard methods of analyzing disconnected phases. We present 4 classes of characteristics of dispersed phase particles. These characteristics include the volume fraction, the dimensional parameters of particles and the spatial distribution parameters. For example, we calculated the parameters of the  $\gamma'$ -phase of a blade made of a heat resisting nickel alloy In792. The volume fraction and the equivalent diameter of the  $\gamma'$ -phase disperse particles increase in operation while their concentration decreases. These parameters of the  $\gamma'$ -phase change with changes in the mechanical properties of the alloy. The shape of the particles and the scatter of  $\gamma'$ -phase concentration change little in the process of operation.

*Intermetallic phase;  $\gamma'$ -phase; disperse phase; dispersion system; quantitative metallography; heat resisting nickel alloys; guide vanes of gas turbine engines.*

---

**Citation:** Kirikov S.V., Perevezentsev V.N., Tarasenko Yu.P. Morphological characteristics of the intermetallic phase of heat resisting nickel alloys. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 216-223. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-216-223

## References

1. Getsov L.B. *Materialy i prochnost' detaley gazovykh turbin* [Materials and strength of gas turbine components]. Moscow: Nedra Publ., 1996. 591 p.
2. Khimushin F.F. *Zharoprochnye stali i splavy* [Heat resisting steels and alloys]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1969. 752 p.
3. Skudnov V.A., Chegurov M.K. *Relaksatsiya napryazheniy v metallakh i splavakh: metod. posobie* [Stress relaxation in metals and alloys]. Nizhny Novgorod: Nizhny Novgorod State Technical University Publ., 2010. 30 p.
4. Saltykov S.A. *Stereometricheskaya metallografiya* [Stereometric metallography]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1970. 375 p.

5. Kazanskii D.A. Development of reliability criteria for rotor blades and guide vanes of contemporary gas turbines. *Power Technology and Engineering*. 2012. V. 46, no. 2. P. 149-152. DOI: 10.1007/s10749-012-0323-z

6. Shtremel' M.A. *Prochnost' splavov. Chast' 2. Deformatsiya* [Strength of alloys. Part 2. Deformation]. Moscow: MISIS Publ., 1997. 527 p.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ СКОРОСТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ЛАМИНАРНОГО ПЛАМЕНИ ОТ ДАВЛЕНИЯ И НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ ГОРЕНИИ МЕТАНА

©2016

- С. В. Лукачёв** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплотехники и тепловых двигателей, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [lucachev@ssau.ru](mailto:lucachev@ssau.ru)
- С. Г. Матвеев** кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [pfu@ssau.ru](mailto:pfu@ssau.ru)
- И. А. Зубрилин** ассистент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [zubrilin416@mail.ru](mailto:zubrilin416@mail.ru)
- А. В. Сигидаев** магистрант, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [tophado787@yandex.ru](mailto:tophado787@yandex.ru)

Приведены результаты работы, позволившие получить уточнённую зависимость скорости распространения ламинарного пламени  $S_f$  от состава смеси в широком диапазоне давлений и начальных температур при горении метана. Дан анализ литературы с целью обобщения экспериментальных данных по измерению скорости распространения ламинарного пламени при горении метана. Проведён расчёт  $S_f$  с использованием кинетического механизма GRI 3.0 в заданном диапазоне давлений и температур. Проведено обобщение результатов расчёта в программном продукте MATLAB с целью уточнения степенных зависимостей  $S_f$  от давления и начальной температуры. Результаты расчёта по полученной аппроксимирующей зависимости сопоставлены с экспериментальными данными и с результатами расчёта по известным зависимостям. Получено, что показатели степени для зависимостей от давления и температуры должны описываться не константами или линейными зависимостями, а уравнениями второй степени от коэффициента избытка топлива. Результаты могут использоваться при моделировании процессов горения в трёхмерной постановке и в расчётах по инженерным методикам.

*Скорость распространения ламинарного пламени метана; кинетический механизм химических реакций.*

---

**Цитирование:** Лукачёв С.В., Матвеев С.Г., Зубрилин И.А., Сигидаев А.В. Определение зависимости скорости распространения ламинарного пламени от давления и начальной температуры при горении метана // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 224-234. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-224-234

При проектировании и доводке камер сгорания (КС) газотурбинных двигателей (ГТД) и газотурбинных установок (ГТУ) необходимо учитывать большое количество факторов, влияющих на рабочий процесс. Одна из величин, характеризующих процесс горения в КС – это скорость распространения ламинарного пламени  $S_f$  или, иначе, нормальная скорость пламени. Нормальная скорость пламени  $S_f$  представляет собой фундаментальную характеристику реакционно-способной смеси и определяется как скорость распространения фронта пламени относительно смеси свежих реагентов в направлении по нормали к поверхности фронта пламени [1]. Скорость  $S_f$  зависит от начальной температуры, давления, состава и свойств топлива [2].

В процессе работы двигателя давление  $P_k$  и температура  $T_k$  потока на входе в КС изменяются в широком диапазоне. В связи с этим при расчёте характеристик КС необходимо использовать достоверные зависимости  $S_l$  от температуры и давления.

Скорость  $S_l$  широко используется в вычислительной газовой динамике (CFD), в том числе при определении скорости распространения турбулентного пламени [3; 4], а также в различных полуэмпирических моделях, применяемых на этапе проектирования КС [5–9].

В CFD для расчёта  $S_l$  могут быть использованы два подхода: расчёт детальных механизмов химических реакций и использование приближённых зависимостей. Первый подход сложен из-за большого числа химических реакций и не всегда может быть реализован на практике [10]. Поэтому чаще используется второй подход, в котором  $S_l$  для различных видов топлив является функцией ряда переменных:  $S_l = f(\varphi, T_k, P_k)$ , где  $\varphi$  – коэффициент избытка топлива;  $T_k$  и  $P_k$  – начальная температура и давление соответственно. Так, например, в коммерческих программных продуктах [11] при расчёте  $S_l$  используются следующие зависимости.

Первая зависимость имеет вид [12]:

$$S_l = F Y_{F,u}^m \exp(-G/T^0) \frac{T_k}{T^0} \left( \frac{T_b - T^0}{T_b - T_k} \right)^n, \quad (1)$$

где  $Y_{F,u}$  – массовая доля топлива в топливовоздушной смеси;  $T^0$  – температура внутреннего слоя ламинарного пламени [13];  $T_k$  – начальная температура смеси;  $T_b$  – равновесная адиабатическая температура продуктов сгорания;  $F, G, m, n$  – коэффициенты (табл. 1 [12]).

Влияние давления учитывается за счёт изменения  $T^0$ .

Таблица 1. Коэффициенты уравнения (1)

| Топливо         | $F$    | $G$     | $m$    | $n$    |
|-----------------|--------|---------|--------|--------|
| CH <sub>4</sub> | 22,176 | –6444,3 | 0,5651 | 2,5158 |

Вторая зависимость является более распространённой на практике и записывается как [14]

$$S_l = S_{l_0} \left( \frac{T_k}{T_0} \right)^\alpha \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^\beta, \quad (2)$$

где  $P_k$  – начальное давление смеси.

В работе [14] значение  $S_{l_0}$  рассчитывается следующим образом:

$$S_{l_0} = C_1 + C_2 (\varphi - C_3)^2,$$

где  $\varphi$  – коэффициент избытка топлива;  $C_1, C_2, C_3$  – константы, зависящие от вида топлива. Показатели степени  $\alpha$  и  $\beta$  рассчитываются как:

$$\alpha = 2,18 - 0,8(\varphi - 1),$$

$$\beta = -0,16 + 0,22(\varphi - 1).$$

Для практического применения необходимо, чтобы значения  $S_{l_0}$ ,  $\alpha$  и  $\beta$  соответствовали заданному топливу при конкретных рабочих условиях.

Целью данной работы является уточнение зависимости скорости распространения ламинарного пламени метана для применения в CFD.

В качестве основного топлива принят метан, для которого необходимо определить значения  $S_l$  при начальных температурах и давлениях:  $T_k = 300 - 800$  К и  $P_k = 0,1 - 2,0$  МПа. Для валидации значений  $S_l$  использовались экспериментальные данные из работ, представленных в табл. 2.

Таблица 2. Работы по экспериментальному определению  $S_l$  при горении метана

| Авторы                                  | Год  | $T_k$ , К     | $P_k$ , МПа              | $\phi$                 |                                 |
|-----------------------------------------|------|---------------|--------------------------|------------------------|---------------------------------|
| Egolfopoulos, F. N., Cho, P. [15]       | 1989 | 300           | 0,05; 0,1; 0,2; 0,3      | 0,55 – 1,4             |                                 |
| Taylor, S.C. [16]                       | 1991 | 300           | 0,1                      | 0,57 – 1,25            |                                 |
| Vagelopoulos, C. M., Egolfopoulos [17]  | 1994 | 300           | 0,1                      | 0,7 – 1,4              |                                 |
| Van Maaren, A., Thung, D. S. [18]       | 1994 | 300           | 0,1                      | 0,65 – 1,5             |                                 |
| Just Th. [19]                           | 1994 | 400-600       | 0,5; 2,0                 | 0,8 – 1,2              |                                 |
| Aung, K. T., Tseng, L.-K. [20]          | 1995 | 300           | 0,1                      | 0,6 – 1,35             |                                 |
| Hassan M.I., Aung K.T., Faeth G.M. [21] | 1998 | 300           | 0,05; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 | 0,7 – 1,3              |                                 |
| Gu X.J., Haq M.Z., Lawes M. [22]        | 2000 | 300, 350, 400 | 0,1; 0,5; 1,0            | 0,6 – 1,2<br>(0,1 МПа) | 0,8; 1,0; 1,2<br>(0,5; 1,0 МПа) |
| Rozenchan G., Zhu D. L., Law C. K. [23] | 2002 | 300           | 0,1; 0,2; 0,5; 1,0; 2,0  | 0,6 – 1,4              |                                 |
| Bosschaart K.J., Goey L.P.H. [24]       | 2004 | 300, 350      | 0,1                      | 0,6 – 1,6<br>(300 К);  | 0,8; 1,0; 1,2<br>(350 К)        |

Анализ известной литературы показал, что основная часть экспериментальных результатов получена при стандартных атмосферных условиях. Для давлений выше 1 МПа и температур выше 500 К экспериментальных данных не обнаружено. В связи с этим в программном пакете Chemical Workbench был проведён расчёт  $S_l$  в необходимом диапазоне давлений и температур. Расчёт проводился с использованием кинетического механизма химических реакций GRI 3.0.

На рис. 1–3 представлены значения  $S_l$ , найденные экспериментально [15–24] и рассчитанные по формулам (1), (2) и по механизму GRI 3.0 [25]. Как видно из представленных данных, формула (1) [12] завышает значения  $S_l$  для  $\phi > 1$  во всём диапазоне  $P_k$  и  $T_k$  по сравнению с данными других авторов. Формулу (2) [14] можно использовать только при давлениях до 0,2 МПа, поскольку для более высоких давлений вычисленная величина  $S_l$  сильно завышена на всём промежутке  $\phi$ .

Полученные графики показывают, что результаты расчёта  $S_l$  по кинетическому механизму химических реакций GRI 3.0 хорошо согласуются с экспериментальными данными и могут быть использованы для уточнения зависимости  $S_l = f(\phi, T_k, P_k)$ .

Для уточнения коэффициентов уравнения (2) использовался программный продукт MATLAB [26]. Для построения трёхмерных графиков использовался пакет расширения Curve Fitting Toolbox, который обычно применяется для различных прикладных задач аппроксимации и интерполяции данных. Для создания собственной параметрической модели применялся метод Custom Equation.

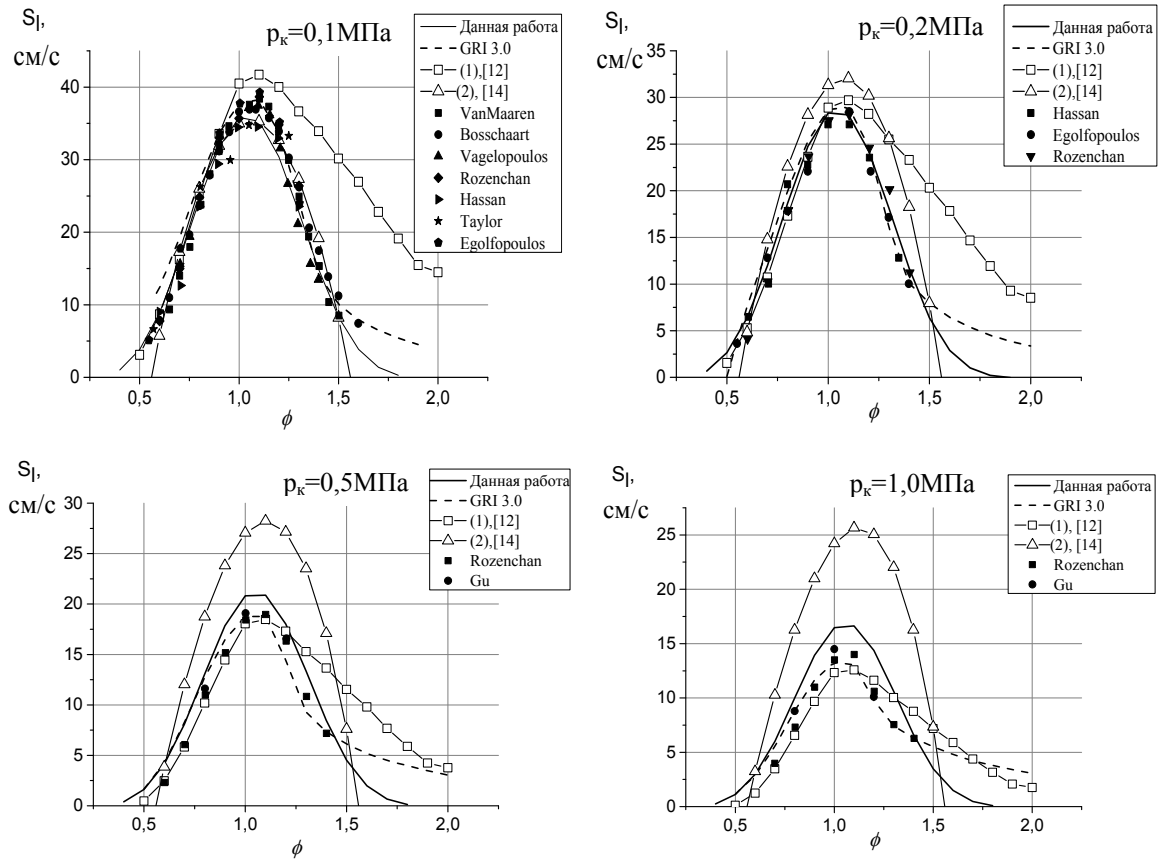


Рис. 1. Скорость распространения ламинарного пламени при  $T_k = 300$  K

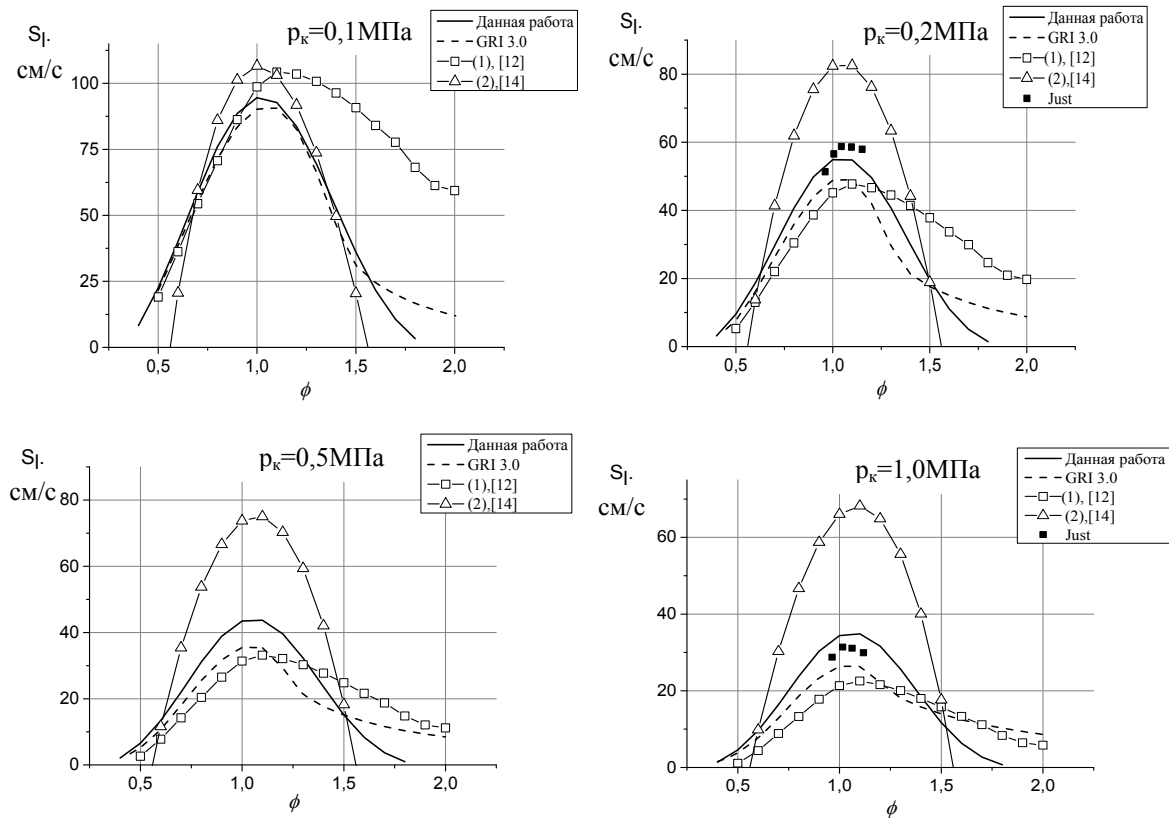
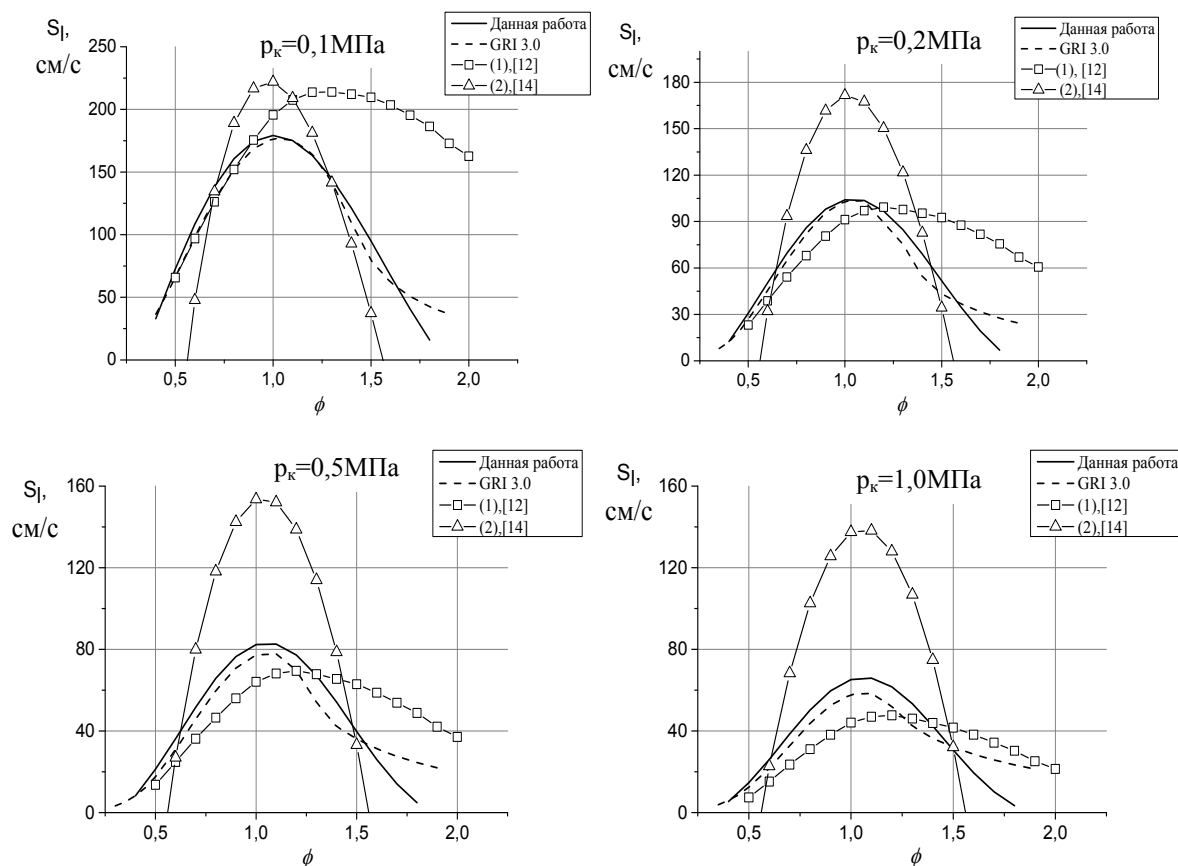


Рис. 2. Скорость распространения ламинарного пламени при  $T_k = 500$  K

Рис. 3. Скорость распространения ламинарного пламени при  $T_{\kappa} = 700 \text{ K}$ 

Для определения соответствия полученной модели результатам расчёта кинетического механизма использовался критерий  $R^2$ . Критерий  $R^2$  определяется как отношение суммы квадратов регрессии (сумма квадратов разностей между предсказанным значением переменной и её средним значением)  $SSR$  к общей сумме квадратов  $SST$ :

$$SSR = \sum_{k=1}^n (\hat{y}_k - \bar{y})^2; \quad SST = \sum_{k=1}^n (y_k - \bar{y})^2; \quad R^2 = \frac{SSR}{SST},$$

где  $\hat{y}_k$ ,  $y_k$  и  $\bar{y}$  – соответственно расчётные, фактические и средние значения переменной.

Критерий  $R^2$  может принимать значения от нуля до единицы, и чем ближе он к единице, тем лучше параметрическая модель описывает исходные данные. Максимальное значение  $R^2$  для исследуемого диапазона  $P_{\kappa}$  и  $T_{\kappa}$  было получено при значении коэффициентов уравнения (2), представленных в табл. 3, и равно  $R^2 = 0,98$ . Стоит отметить, что при этом используется зависимость  $S_{l_0} = f(\varphi)$  при  $T_{\kappa} = 800 \text{ K}$  и  $P_{\kappa} = 101325 \text{ Па}$ .

Таблица 3. Уточнённая зависимость  $S_l = f(\varphi, T_{\kappa}, P_{\kappa})$ 

|                                                                                                          |                                           |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|
| $S_l = S_0 \left( \frac{T_{\kappa}}{T_0} \right)^{\alpha} \left( \frac{P_{\kappa}}{P_0} \right)^{\beta}$ |                                           |
| $S_0 = (145\varphi^3 - 850\varphi^2 + 1265\varphi - 325)$                                                |                                           |
| $\alpha = a_1 + a_2\varphi + a_3\varphi^2$                                                               | $\beta = b_1 + b_2\varphi + b_3\varphi^2$ |
| $T_0 = 800$                                                                                              | $P_0 = 101325$                            |
| $a_1 = 7,6$                                                                                              | $b_1 = -0,966$                            |
| $a_2 = -10,8$                                                                                            | $b_2 = 1,1$                               |
| $a_3 = 5,1$                                                                                              | $b_3 = -0,4715$                           |

На рис. 1–3 рассчитанные по полученной зависимости значения  $S_l$  (сплошная линия) представлены в сравнении с расчётами по формулам (1), (2) и расчётом по кинетическому механизму GRI 3.0. Использование данной зависимости ограничивается диапазоном по составу смеси  $\varphi = 0,33 \dots 1,9$  ( $\alpha = 0,53 \dots 3,0$ ). Поскольку при расчёте по предлагаемой зависимости за пределами данного диапазона величина  $S_l$  принимает отрицательные значения, то необходимо использовать условие:

$S_l = 0$  при  $\varphi < 0,33$  и  $\varphi > 1,9$ ;

$$S_l = (145\varphi^3 - 850\varphi^2 + 1265\varphi - 325) \left( \frac{T_k}{800} \right)^{7,6-10,8\varphi+5,1\varphi^2} \left( \frac{P_k}{101325} \right)^{-0,966+1,1\varphi-0,4715\varphi^2}$$

при  $0,33 \leq \varphi \leq 1,9$ .

Степенные показатели  $\alpha$  и  $\beta$  были сопоставлены с опубликованными данными других авторов (рис. 4, 5). Как видно из рисунков, уравнения для степенных коэффициентов, полученные в работах [27; 28; 29], имеют параболическую форму во всём диапазоне  $\varphi$ . В свою очередь, линейные зависимости показателей степени от  $\varphi$ , представленные в работе [14], приводят к сильно завышенным результатам для  $S_l$  при высоких давлениях (рис. 1–3).

Результаты расчёта  $S_l$  по предлагаемой зависимости при различных давлениях и температурах представлены на рис. 6–8.

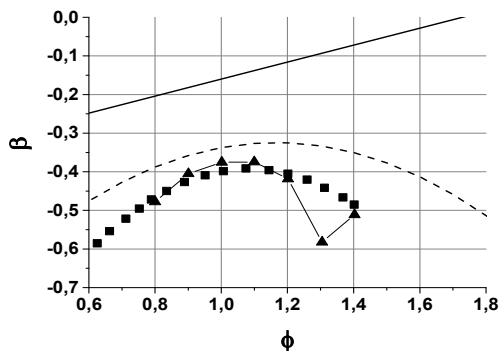


Рис. 4. Изменение коэффициента  $\beta$ :  
сплошная линия [13]; квадраты [27];  
треугольники [28];  
пунктирная линия – полученный коэффициент

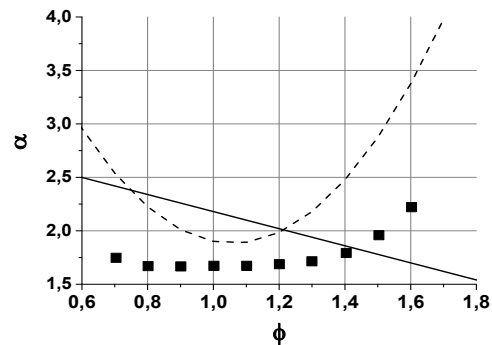


Рис. 5. Изменение коэффициента  $\alpha$ :  
сплошная линия [13]; квадраты [29];  
пунктирная линия – полученный коэффициент

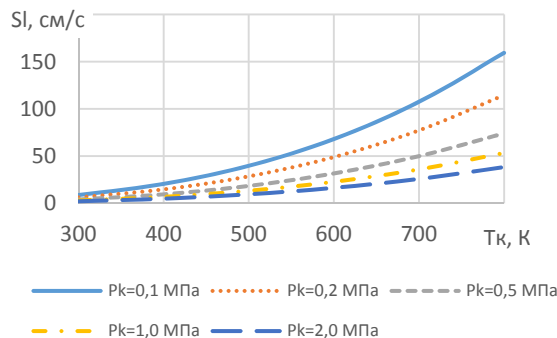


Рис. 6. Зависимость  $S_l$  от температуры при разных давлениях и  $\varphi=0,6$

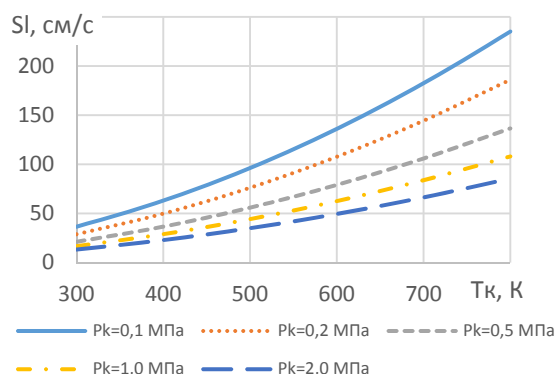


Рис. 7. Зависимость  $S_l$  от температуры при разных давлениях и  $\varphi=1,0$

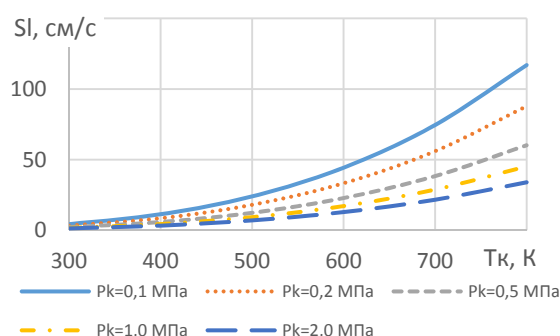


Рис. 8. Зависимость  $S_l$  от температуры при разных давлениях и  $\varphi=1,6$

В результате выполненной работы получены следующие результаты.

1. В опубликованных источниках имеется недостаточное количество экспериментальных данных для определения  $S_l$  при горении метана при начальной температуре смеси более 300 K и давлении выше 0,2 МПа.

2. Для определения  $S_l$  при высоких значениях  $T_k$  и  $P_k$  может быть использован механизм химических реакций GRI 3.0.

3. Получена уточнённая зависимость  $S_l = f(\varphi, T_k, P_k)$ , которая отличается значениями показателей степеней при  $T_k$  и  $P_k$  и может использоваться при моделировании процессов горения и в проекторочных расчётах по инженерным методикам.

Данная работа была поддержана Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках реализации Программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы» в рамках соглашения RFMEFI58716X0033.

### Библиографический список

1. Снегирёв А.Ю. Основы теории горения. М.: Политехнический университет, 2014. 350 с.
2. Zeldovich Y.B., Frank-Kamenetskii D.A. Theory of thermal flame propagation // Journal Physical Chemistry. 1938. V. 12. P. 100-105.
3. Herweg R.A., Maly R.R. Fundamental model for flame kernel formation in S. I. Engines // SAE Technical Paper Series. 1992. DOI: 10.4271/922243

4. Zimont V., Polifke M., Bettelini W., Weisenstein A. An efficient computational model for premixed turbulent combustion at high reynolds numbers based on a turbulent flame speed closure // *Journal of Gas Turbines Power*. 1998. V. 120, Iss. 3. P. 526-532. DOI: 10.1115/1.2818178
5. Rao K.V-L., Lefebvre A.H. Flame blowoff studies using large-scale flameholders // *Journal of Engineering for Power*. 1982. V. 104, Iss. 4. P. 853-857. DOI: 10.1115/1.3227355
6. Rizk N.K., Lefebvre A.H. Influence of laminar flame speed on the blowoff velocity of bluff-body-stabilized flames // *AIAA Journal*. 1984. V. 22, Iss. 10. P. 1444-1447. DOI: 10.2514/3.8801
7. Radhakrishnan K., Heywood J.B., Tabaczynsky R.J. Premixed turbulent flame blowoff velocity correlation based on coherent structures in turbulent flows // *Combustion and Flame*. 1981. V. 42. P. 19-33. DOI: 10.1016/0010-2180(81)90139-5
8. Lefebvre A.H., Ballal D.R. Gas turbine combustion. New York: CRC Press, 2010. 538 p.
9. Kutsenko Yu.G., Inozemtsev A.A., Gomzikov L.Y. Modeling of turbulent combustion process and lean blowout of diffusion and premixed flames using a combined approach // *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*. 2009. V. 2. P. 889-902. DOI: 10.1115/gt2009-60131
10. Chen J.H. Petascale direct numerical simulation of turbulent combustion – fundamental insights towards predictive models // *Proceedings of the Combustion Institute*. 2011. V. 33, Iss. 1. P. 99-123. DOI: 10.1016/j.proci.2010.09.012
11. ANSYS A. Version 15.0; ANSYS. Inc. Canonsburg., 2013.
12. Gottgens J., Mauss F., Peters N. Analytic approximations of burning velocities and flame thicknesses of lean hydrogen, methane, ethylene, ethane, acetylene and propane flames // *Symposium (International) on Combustion*. 1992. V. 24, Iss. 1. P. 129-135. DOI: 10.1016/s0082-0784(06)80020-2
13. Smooke M.D. Reduced kinetic mechanisms and asymptotic approximations for methane-air flames // *Lecture Notes in Physics*. 1991. V. 384. DOI: 10.1007/bfb0035362
14. Metghalchi M., Keck J.C. Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature // *Combustion and Flame*. 1982. V. 48. P. 191-210. DOI: 10.1016/0010-2180(82)90127-4
15. Egolfopoulos F., Cho N. P., Law C. K. Laminar flame speeds of methane-air mixtures under reduced and elevated pressures // *Combustion and Flame*. 1989. V. 76, Iss. 3-4. P. 375-391. DOI: 10.1016/0010-2180(89)90119-3
16. Taylor S.C. Burning velocity and the influence of flame stretch. Ph.D. Thesis. University of Leeds, 1991.
17. Vagelopoulos C.M., Egolfopoulos F.N., Law C.K. Further considerations on the determination of laminar flame speeds with the counterflow twin-flame technique // *Symposium (International) on Combustion*. 1994. V. 25, Iss. 1. P. 1341-1347. DOI: 10.1016/s0082-0784(06)80776-9
18. Maaren Van A., Thung D.S., De Goey L.R.H. Measurement of flame temperature and adiabatic burning velocity of methane/air mixtures // *Combustion Science and Technology*. 1994. V. 96, Iss. 4-6. P. 327-344. DOI: 10.1080/00102209408935360
19. Just Th. <http://combustion.berkeley.edu/gri-mech/version30/targets30/f5.html>.
20. Aung K.T., Tseng L.-K.M., Ismail A., Faeth G.M. Laminar burning velocities and Markstein numbers of hydrocarbon/air flames // *Combustion and Flame*. 1995. V. 102, Iss. 4. P. 523-525. DOI: 10.1016/0010-2180(95)00034-4
21. Hassan M.I., Aung K.T., Faeth G.M. Properties of Laminar Premixed CO/H/Air Flames at Various Pressures // *Combustion and Flame*. 1997. V. 13, Iss. 2. P. 239-245. DOI: 10.2514/2.5154

22. GU X.J., Haq M.Z., Lawes M., Woolley R. Laminar burning velocity and Markstein lengths of methane-air mixtures // *Combustion Flame*. 2000. V. 121, Iss. 1-2. P. 41-58. DOI: 10.1016/s0010-2180(99)00142-x
23. Rozenchan G., Zhu D.L., Law C.K., Tse S.D. Outward propagation, burning velocities, and chemical effects of methane flames up to 60 atm // *Proceedings of the Combustion Institute*. 2002. V. 29, Iss. 2. P. 1461-1470. DOI: 10.1016/s1540-7489(02)80179-1
24. Bosschaart K.J., de Goey L.P.H. The Laminar burning velocity of flames propagating in mixtures of hydrocarbons and air measured with the heat flux method // *Combustion and Flame*. 2004. V. 136, Iss. 3. P. 261-269. DOI: 10.1016/j.combustflame.2003.10.005
25. GRI 3.0. [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech).
26. Hunt B.R., Lipsman R.L., Rosenberg J.M. A guide to MATLAB: for beginners and experienced users. Cambridge University Press, 2001. 346 p.
27. Goswami M.S., Derks K., Coumans W.J., Slikker M.H. de Andrade Oliveira, Bastiaans R.J.M., Luijten C.C.M., de Goey L.P.H., Konnov A.A. The effect of elevated pressures on the laminar burning velocity of methane + air mixtures // *Combustion and Flame*. 2013. V. 160, Iss. 9. P. 1627-1635. DOI: 10.1016/j.combustflame.2013.03.032
28. Liao S.Y., Jiang D.M., Cheng Q. Determination of laminar burning velocities for natural gas // *Fuel*. 2004. V. 83, Iss. 9. P. 1247-1250. DOI: 10.1016/j.fuel.2003.12.001
29. Christensen M., Nilsson E.J.K., Konnov A.A. The Temperature dependence of the laminar burning velocities of methyl formate + air flames // *Fuel*. 2015. V. 157. P. 162-170. DOI: 10.1016/j.fuel.2015.04.072

## DEPENDENCE OF METHANE LAMINAR FLAME PROPAGATION SPEED ON THE PRESSURE AND INITIAL TEMPERATURE

©2016

- S. V. Lukachev** Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Thermal Engineering and Thermal Engines, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [lukachev@ssau.ru](mailto:lukachev@ssau.ru)
- S. G. Matveev** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Thermal Engineering and Thermal Engines, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [pfu@ssau.ru](mailto:pfu@ssau.ru)
- I. A. Zubrilin** junior researcher, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [zubrilin416@mail.ru](mailto:zubrilin416@mail.ru)
- A. V. Sigidaev** graduate student, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [tophado787@yandex.ru](mailto:tophado787@yandex.ru)

The paper presents the results that allowed obtaining the dependence of laminar flame propagation speed  $Sl$  on the equivalence ratio for a wide range of pressures and temperatures during methane combustion. A literature review was carried out to summarize the experimental data on the measurement of the  $Sl$ . The  $Sl$  was calculated using a kinetic mechanism GRI 3.0 within the required pressure and temperature range. The calculation results were generalized in the MATLAB software product to verify the  $Sl$  power dependencies on pressure and initial temperature. The results of calculation on the basis of the obtained approximating dependence were compared with the experimental data and results obtained by other authors. It was found that the exponents of power for the dependency on pressure and temperature are described not by constants or linear relations, but by second-degree equations on the fuel-air ratio. The results can be used in three-dimensional simulation of combustion processes and in calculations performed using engineering practices.

*Methane laminar flame propagation velocity; kinetic mechanisms of chemical reactions; validation.*

---

**Citation:** Lukachev S.V., Matveev S.G., Zubrilin I.A., Sigidaev A.V. Dependence of methane laminar flame propagation speed on the pressure and initial temperature. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 224-234. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-224-234

## References

1. Snegirev A.Yu. *Osnovy teorii goreniya* [Basics of the theory of combustion]. Moscow: Polytechnic University Publ., 2014. 352 p.
2. Zeldovich Y.B., Frank-Kamenetskii D.A. Theory of thermal flame propagation. *Journal Physical Chemistry*. 1938. V. 12. P. 100-105.
3. Herweg R.A., Maly R.R. Fundamental model for flame kernel formation in S. I. Engines. *SAE Technical Paper Series*. 1992. DOI: 10.4271/922243
4. Zimont V., Polifke M., Bettelini W., Weisenstein A. An efficient computational model for premixed turbulent combustion at high reynolds numbers based on a turbulent flame speed closure. *Journal of Gas Turbines Power*. 1998. V. 120, Iss. 3. P. 526-532. DOI: 10.1115/1.2818178
5. Rao K.V-L., Lefebvre A.H. Flame blowoff studies using large-scale flameholders. *Journal of Engineering for Power*. 1982. V. 104, Iss. 4. P. 853-857. DOI: 10.1115/1.3227355
6. Rizk N.K., Lefebvre A.H. Influence of laminar flame speed on the blowoff velocity of bluff-body-stabilized flames. *AIAA Journal*. 1984. V. 22, Iss. 10. P. 1444-1447. DOI: 10.2514/3.8801
7. Radhakrishnan K., Heywood J.B., Tabaczynsky R.J. Premixed turbulent flame blowoff velocity correlation based on coherent structures in turbulent flows. *Combustion and Flame*. 1981. V. 42. P.19-33. DOI: 10.1016/0010-2180(81)90139-5
8. Lefebvre A.H., Ballal D.R. Gas turbine combustion. New York: CRC Press, 2010. 538 p.
9. Kutsenko Yu.G., Inozemtsev A.A., Gomzikov L.Y. Modeling of turbulent combustion process and lean blowout of diffusion and premixed flames using a combined approach. *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*. 2009. V. 2. P. 889-902. DOI: 10.1115/gt2009-60131
10. Chen J.H. Petascale direct numerical simulation of turbulent combustion – fundamental insights towards predictive models. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2011. V. 33, Iss. 1. P. 99-123. DOI: 10.1016/j.proci.2010.09.012
11. ANSYS A. Version 15.0; ANSYS. Inc. Canonsburg, 2013.
12. Gottgens J., Mauss F., Peters N. Analytic approximations of burning velocities and flame thicknesses of lean hydrogen, methane, ethylene, ethane, acetylene and propane flames. *Symposium (International) on Combustion*. 1992. V. 24, Iss. 1. P. 129-135. DOI: 10.1016/s0082-0784(06)80020-2
13. Smooke M.D. Reduced kinetic mechanisms and asymptotic approximations for methane-air flames. *Lecture Notes in Physics*. 1991. V. 384. DOI: 10.1007/bfb0035362
14. Metghalchi M., Keck J.C. Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature. *Combustion and Flame*. 1982. V. 48. P. 191-210. DOI: 10.1016/0010-2180(82)90127-4
15. Egolfopoulos F., Cho N.P., Law C.K. Laminar flame speeds of methane-air mixtures under reduced and elevated pressures. *Combustion and Flame*. 1989. V. 76, Iss. 3-4. P. 375-391. DOI: 10.1016/0010-2180(89)90119-3
16. Taylor S.C. Burning velocity and the influence of flame stretch. Ph.D. Thesis. University of Leeds, 1991.
17. Vagelopoulos C.M., Egolfopoulos F.N., Law C.K. Further considerations on the determination of laminar flame speeds with the counterflow twin-flame technique. *Symposium (International) on Combustion*. 1994. V. 25, Iss. 1. P. 1341-1347. DOI: 10.1016/s0082-0784(06)80776-9

18. Maaren Van A., Thung D.S., De Goey L.R.H. Measurement of flame temperature and adiabatic burning velocity of methane/air mixtures. *Combustion Science and Technology*. 1994. V. 96, Iss. 4-6. P. 327-344. DOI: 10.1080/00102209408935360
19. Just Th. <http://combustion.berkeley.edu/gri-mech/version30/targets30/f5.html>.
20. Aung K.T., Tseng L.-K.M., Ismail A., Faeth G.M. Laminar burning velocities and Markstein numbers of hydrocarbon/air flames. *Combustion and Flame*. 1995. V. 102, Iss. 4. P. 523-525. DOI: 10.1016/0010-2180(95)00034-4
21. Hassan M.I., Aung K.T., Faeth G.M. Properties of Laminar Premixed CO/H/Air Flames at Various Pressures. *Combustion and Flame*. 1997. V. 13, Iss. 2. P. 239-245. DOI: 10.2514/2.5154
22. GU X.J., Haq M.Z., Lawes M., Woolley R. Laminar burning velocity and Markstein lengths of methane-air mixtures. *Combustion Flame*. 2000. V. 121, Iss. 1-2. P. 41-58. DOI: 10.1016/s0010-2180(99)00142-x
23. Rozenchan G., Zhu D.L., Law C.K., Tse S.D. Outward propagation, burning velocities, and chemical effects of methane flames up to 60 atm. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2002. V. 29, Iss. 2. P. 1461-1470. DOI: 10.1016/s1540-7489(02)80179-1
24. Bosschaart K.J., de Goey L.P.H. The Laminar burning velocity of flames propagating in mixtures of hydrocarbons and air measured with the heat flux method. *Combustion and Flame*. 2004. V. 136, Iss. 3. P. 261-269. DOI: 10.1016/j.combustflame.2003.10.005
25. GRI 3.0. Available at: [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech).
26. Hunt B.R., Lipsman R.L., Rosenberg J.M. A guide to MATLAB: for beginners and experienced users. Cambridge University Press, 2014. 346 p.
27. Goswami M.S., Derks K., Coumans W.J., Slikker M.H. de Andrade Oliveira, Bastiaans R.J.M., Luijten C.C.M., de Goey L.P.H., Konnov A.A. The effect of elevated pressures on the laminar burning velocity of methane + air mixtures. *Combustion and Flame*. 2013. V. 160, Iss. 9. P. 1627-1635. DOI: 10.1016/j.combustflame.2013.03.032
28. Liao S.Y., Jiang D.M., Cheng Q. Determination of laminar burning velocities for natural gas. *Fuel*. 2004. V. 83, Iss. 9. P. 1247-1250. DOI: 10.1016/j.fuel.2003.12.001
29. Christensen M., Nilsson E.J.K., Konnov A.A. The Temperature dependence of the laminar burning velocities of methyl formate + air flames. *Fuel*. 2015. V. 157. P. 162-170. DOI: 10.1016/j.fuel.2015.04.072

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ МИКРОРЕЛЬЕФА ПОВЕРХНОСТИ ПРИ СТРУЙНОЙ ГИДРОАБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКЕ

© 2016

**А. В. Мещеряков**кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [al-mes1@mail.ru](mailto:al-mes1@mail.ru)**А. П. Шулепов**кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [shulepov\\_SI@mail.ru](mailto:shulepov_SI@mail.ru)

Рассматривается моделирование формирования поверхностного слоя при струйной гидроабразивной обработке. Предложена математическая модель процесса формирования микрорельефа поверхности при воздействии абразивных частиц на обрабатываемую поверхность. Основой модели является единичный акт контактного взаимодействия абразивной частицы с поверхностью. Микрорельеф обрабатываемой поверхности представлен в виде изотропной функции. Контактное взаимодействие абразивной частицы с поверхностью рассматривается как внедрение жёсткой сферы в пластическое полупространство. Разработан алгоритм и программный комплекс для осуществления моделирования микрорельефа. Приводятся и обсуждаются результаты расчётов шероховатости поверхности с использованием предложенной модели, а также результаты экспериментальных исследований шероховатости с использованием натуральных образцов из титанового сплава ВТ9 и жаропрочного сплава ЖС6Ф. Модель позволяет осуществлять выбор необходимых технологических параметров обработки, обеспечивающих заданную шероховатость поверхности.

*Струйная гидроабразивная обработка; поверхностный слой; математическая модель; абразивная частица; цикл моделирования; параметры шероховатости.*

---

*Цитирование:* Мещеряков А.В., Шулепов А.П. Математическая модель процесса формирования микрорельефа поверхности при струйной гидроабразивной обработке // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 235-242. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-235-242

---

### Введение

Применение струйной гидроабразивной обработки (ГАО) позволяет решить ряд проблем, связанных с обеспечением заданных показателей состояния поверхностного слоя на окончательных операциях изготовления деталей ГТД сложного профиля [1]. Однако до настоящего времени разработка операций струйной ГАО требует значительного объёма опытных работ по выбору оптимальных технологических условий, обеспечивающих заданное состояние поверхностного слоя при максимальной производительности [2; 3]. При этом выбор оптимальных условий обработки является многовариантной задачей, требующей учёта и анализа значительного количества факторов.

Поверхностный слой при струйной ГАО формируется за счёт многократных ударов абразивных частиц по обрабатываемой поверхности и возникающих при этом процессов пластического деформирования и микрорезания [4; 5]. Микрорельеф поверхности после струйной ГАО представляет собой совокупность следов (лунок), оставляемых на поверхности частицами абразива. Величина микронеровностей определяется глубиной внедрения частиц в обрабатываемую поверхность.

Формирование микрорельефа при струйной гидроабразивной обработке происходит в течение вполне определённого времени, а затем процесс стабилизируется и шероховатость поверхности не изменяется [6]. Возможны три случая формирования микрорельефа поверхности:

- получаемая после обработки шероховатость поверхности превышает исходную шероховатость;
- формируется новый микрорельеф без изменения величины исходной шероховатости;
- шероховатость поверхности в процессе обработки уменьшается.

Возникновение того или иного случая, а также время, необходимое для формирования нового микрорельефа, зависят от высоты неровностей исходной поверхности, размеров лунок, оставляемых частицами, и количества частиц, контактирующих с обрабатываемой поверхностью на определённой площади.

Для определения состояния поверхностного слоя после струйной ГАО необходимы математические модели. Сложность процессов, происходящих в зоне контакта гидроабразивной струи с поверхностью, приводит к созданию эмпирических моделей, которые могут применяться только при определённых условиях обработки [3; 7]. Поэтому создание моделей, учитывающих реальную картину воздействия абразивных частиц на поверхность, является весьма важной задачей.

### **Модель формирования микрорельефа поверхности**

Реальные технологические особенности процесса формирования микрорельефа позволяют представить его в виде последовательности единичных актов контактного взаимодействия частиц на элементарном участке обрабатываемой поверхности. Такой подход позволяет определять параметры шероховатости после струйной ГАО на основе модели взаимодействия единичной частицы с поверхностью.

Рассмотрим этапы построения математической модели. Перед началом моделирования должны быть заданы параметры шероховатости исходной поверхности. В рамках предлагаемой модели исходное состояние микрорельефа поверхности характеризуется максимальной высотой неровностей профиля  $R_{\max}$  и средним арифметическим отклонением профиля  $R_a$ . Микрорельеф обрабатываемой поверхности представлен в виде изотропной функции  $Z = f(x, y)$ . Контактное взаимодействие абразивных частиц рассматривается на элементарном участке в виде квадратной площадки с размером стороны, равным базовой длине при исследовании шероховатости. Предположение об изотропности функции  $Z$  позволяет существенно упростить моделирование процесса обработки за счёт перехода от моделирования на площади к моделированию на профиле. Определение формы поверхности и вычисление параметров шероховатости производятся по некоторому сечению, взятому в пределах элементарного участка, причём характеристики шероховатости не будут зависеть от выбора сечения. Пространственное распределение функции  $Z$  может быть получено по проекции профиля сечения. При моделировании профиль обрабатываемой поверхности представляется в виде массива чисел  $M(i), i \in (1, N_0)$ , где  $M(i)$  – высота профиля относительно средней линии;  $i$  – номер точки профиля;  $N_0$  – число точек профиля.

Поток абразивных частиц и элементарный акт контактного взаимодействия частицы с поверхностью описываются в рамках следующих допущений:

- абразивная частица считается абсолютно жёсткой;
- в момент удара частица не разрушается;
- частица представляет собой шар с радиусом  $R$ ;
- масса обрабатываемой заготовки по сравнению с массой частицы бесконечно велика, волновыми процессами при ударе пренебрегаем;
- учитываем только скольжение частицы по поверхности, вращением и возможным перекачиванием частицы при ударе пренебрегаем;
- обрабатываемая поверхность представляет собой пластическое полупространство.

Количество абразивных частиц, взаимодействующих с обрабатываемой поверхностью на элементарном участке, зависит от массового расхода суспензии через струйный аппарат, концентрации абразивного материала в суспензии, времени обработки и отношения площади элементарного участка к площади, охватываемой гидроабразивной струей в единицу времени:

$$q_y = \frac{F_y}{F_c} q,$$

где  $F_y$  – площадь элементарного участка;  $F_c$  – площадь, охватываемая гидроабразивной струей в единицу времени;  $q$  – количество частиц, контактирующих с поверхностью на площади, охватываемой гидроабразивной струей.

Расчёт количества частиц  $q$ , контактирующих с поверхностью, осуществляется по формуле [8; 9]:

$$q = \frac{3}{4} \frac{K m_c \rho_{аб.н}}{\pi R^3 \rho_{аб} \left[ \rho_{жс} + K(\rho_{аб} - \rho_{жс}) \frac{\rho_{аб.н}}{\rho_{аб}} \right]},$$

где  $K$  – концентрация абразива в суспензии;  $m_c$  – массовый расход суспензии через сечение струи;  $\rho_{аб.н}$  – насыпная плотность абразивного материала;  $\rho_{аб}$  – плотность абразивного материала;  $\rho_{жс}$  – плотность рабочей жидкости.

Контактное взаимодействие абразивной частицы с поверхностью рассматривается как внедрение жёсткой сферы в пластическое полупространство. Взаимодействие происходит в случайной точке профиля  $i_j$ , причём в этой точке частица достигает максимальной глубины внедрения  $h_{\max}$ .

Каждый единичный акт контактного взаимодействия вызывает определённые изменения в обрабатываемой поверхности. Происходит деформация выступов профиля, удаление материала из лунки, в окрестности точки контакта формируется новый микрорельеф поверхности, изменяется положение средней линии профиля. На рис. 1 показана схема взаимодействия абразивной частицы с поверхностью. В случайной точке  $j$  частица достигает максимальной глубины внедрения.

Высота профиля микрорельефа относительно средней линии в точках, где произошла деформация, определяется по формуле

$$M'_{j \pm n} = M_{i=j} - h_{\max} + R - \sqrt{R^2 - (n\delta)^2}, \quad (1)$$

где  $M_{i=j}$  – исходная высота профиля в точке  $j$ ;  $h_{\max}$  – максимальная глубина внедрения;  $\delta$  – интервал дискретизации профиля;  $n = 1, \xi, \zeta$  – число интервалов  $\delta$ , укладывающихся в размеры радиуса частицы  $R$ .

Моделирование процесса обработки в виде последовательности единичных актов взаимодействия неточно отражает реальный процесс, при котором с поверхностью одновременно контактирует большое число абразивных частиц. Однако реальный процесс происходит в течение вполне определённого промежутка времени и число взаимо-

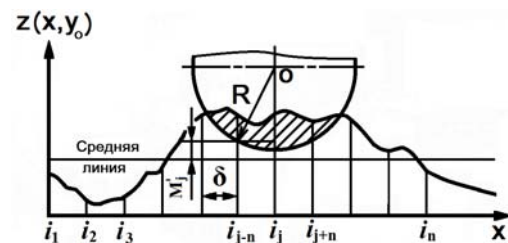


Рис. 1. Схема взаимодействия абразивной частицы с поверхностью

действующих с поверхностью абразивных частиц известно. Поэтому при осуществлении моделирования по известному числу взаимодействий конечный результат с достаточной степенью точности соответствует реальному процессу. Для описания нового профиля поверхности, полученного в результате моделирования, производится корректировка положения средней линии профиля по формуле

$$\Delta h = \frac{1}{N_0} \sum_{j=1}^{N_0} M'_j, \quad (2)$$

где  $\Delta h$  – изменение положения средней линии;  $M'_j$  – высота нового профиля относительно средней линии исходного профиля.

Высота нового профиля относительно его средней линии определяется по формуле:

$$M_j = M'_j - \Delta h, \quad j \in (1, N_0). \quad (3)$$

Предлагаемая математическая модель формирования микрорельефа поверхностного слоя является универсальной и позволяет осуществлять имитационное моделирование для различных характеристик шероховатости исходной поверхности в широком диапазоне изменения технологических параметров струйной ГАО.

Исходными данными для проведения процесса моделирования являются: характеристики обрабатываемого материала – плотность  $\rho_m$ ; предел текучести  $\sigma_m$ ; характеристики исходной шероховатости поверхности –  $R_a$ ,  $R_{\max}$ ; базовая длина  $l_0$ ; характеристики абразивного материала – плотность частиц  $\rho_{ab}$ , насыпная плотность  $\rho_{ab.n}$ , средний радиус частиц  $R$ ; характеристики гидроабразивной струи – плотность жидкой фазы  $\rho_{ж}$ , концентрация абразивных частиц в суспензии  $K$ ; массовый расход суспензии  $m_c$ ; скорость абразивных частиц  $C_0$ ; угол атаки  $\alpha$ ; площадь, охватываемая гидроабразивной струей за одну секунду  $F_c$ ; число отрезков дискретизации базовой длины профиля  $n$ ; время обработки  $T$ .

Моделирование начинается с создания исходного профиля обрабатываемой поверхности, для чего формируется массив  $M(i)$  случайных чисел, равномерно распределённых в интервале от  $-0,5R_{\max}$  до  $+0,5R_{\max}$ . Среднее арифметическое отклонение формируемого массива должно быть равно исходному значению  $R_a$ . Затем определяют максимальную глубину внедрения абразивной частицы и число единичных актов взаимодействия на элементарном участке обрабатываемой поверхности.

Цикл моделирования начинается с выработки случайной точки на профиле, в которой происходит контакт абразивной частицы с поверхностью. Число циклов моделирования определяется по формуле

$$Q = \frac{4Rq_y}{l_0^2} T. \quad (4)$$

Под циклом моделирования понимается последовательное моделирование единичных актов взаимодействия, количество которых равно числу частиц, одновременно контактирующих с профилем на базовой длине.

По формуле (1) определяется высота профиля микрорельефа относительно его исходной средней линии в точках, где произошла деформация. После каждого цикла моделирования по формулам (2), (3) производятся: корректировка положения средней линии, определение высоты нового профиля и проверка на окончание процесса моделирования, т.е. сравнение номера выполняемого цикла с общим числом циклов (4). На завершающем этапе моделирования определяются параметры шероховатости поверхности, сформированной в результате моделирования. Разработанная математическая модель позволяет определять пять параметров шероховатости:  $R_a$ ,  $R_{\max}$ ,  $R_z$ ,  $S_m$ ,  $S$ . Для осуществления процесса моделирования был разработан программный комплекс для ЭВМ.

На рис. 2-4 приведены расчётные значения шероховатости обработанной поверхности титанового сплава ВТ9 и жаропрочного сплава ЖС6Ф, полученные в результате процесса моделирования.

Для подтверждения полученных расчётных значений были проведены экспериментальные исследования на образцах с размерами  $4 \times 60 \times 130$  мм. Так как результаты струйной ГАО зависят от исходного состояния обрабатываемой поверхности, образцы для устранения неоднородности поверхностного слоя шлифовались с последующим вакуумным отжигом.

Подготовленные таким образом образцы имели твёрдость поверхности HRC<sub>3</sub> 43...53 и шероховатость  $R_a = 0,2...0,4$  мкм. В качестве абразивного материала были использованы микрошлифпорошки зернистости M20...M63 и шлифпорошок зернистости 10 из электрокорунда белого марки 24А с содержанием основной фракции не менее 50 %. Обработка образцов осуществлялась на установке Э3106М. Шероховатость поверхности после обработки измерялась с помощью профилографа-профилометра БВ-7669. Результаты экспериментов представлены на рис. 2-4.

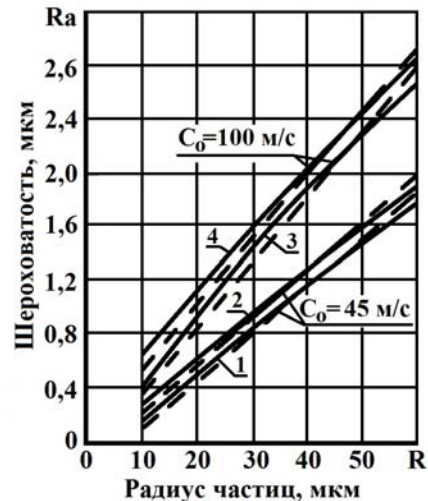


Рис. 2. Зависимость шероховатости поверхности от размеров абразивных частиц:

(параметры обработки:  
 $K=20\%$ ;  $L=100$  мм;  $\alpha=45^\circ$ );

1, 3 – ВТ9; 2, 4 – ЖС6Ф;

— — — расчётные значения;

— — — результаты экспериментов



Рис. 3. Зависимость шероховатости поверхности от скорости абразивных частиц:

(параметры обработки:

$K=20\%$ ;  $L=100$  мм;  $\alpha=45^\circ$ );  
обрабатываемый материал – ВТ9;

— — — расчётные значения;

— — — результаты экспериментов

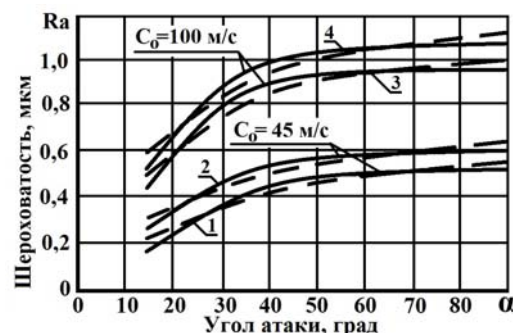


Рис. 4. Зависимость шероховатости поверхности от угла атаки: (параметры обработки:

$R=20$  мкм (абразив 24АМ40);

$K=20\%$ ;  $L=100$  мм;  $\alpha=45^\circ$ );

1, 3 – ВТ9; 2, 4 – ЖС6Ф;

— — — расчётные значения;

— — — результаты экспериментов

### Обсуждение результатов

Проведённые расчёты и экспериментальные исследования показали, что шероховатость поверхности резко возрастает с увеличением размеров абразивных частиц  $R$  по зависимостям, близким к линейным (рис. 2). Такие же зависимости наблюдаются и при увеличении скорости  $C_0$  частиц (рис. 3). Это объясняется увеличением глубины внедрения абразивных частиц и соответственно увеличением размеров лунок, оставляемых ими на обрабатываемой поверхности.

Влияние угла атаки на шероховатость показано на рис. 4. При изменении  $\alpha$  от 15 до 45° шероховатость поверхности быстро увеличивается (примерно в 1,8..2,0 раза). Такая зависимость объясняется ростом нормальной составляющей скорости частиц в момент удара о поверхность и соответственно увеличением глубины внедрения  $h_{\max}$  ( $h_{\max}$  увеличивается более чем в 3,5 раза). В диапазоне углов атаки от 45 до 90° шероховатость изменяется в пределах 15...20%. В этом диапазоне изменение  $h_{\max}$  не превышает 30 %, при этом размеры площади контакта абразивной частицы с поверхностью увеличиваются всего на 15 %.

Расчёты и эксперименты показали весьма близкие значения шероховатости поверхности, получаемой при обработке титанового и жаропрочного сплавов (разница в значениях шероховатости не превышает 5..10%), что, по-видимому, объясняется близкими значениями глубин внедрения абразивных частиц.

Необходимо отметить, что расчёты шероховатости поверхности по предлагаемой модели хорошо согласуются с данными, полученными экспериментальным путём

### Заключение

Разработанная математическая модель учитывает основные особенности формирования микрорельефа поверхности при струйной ГАО. Моделирование позволяет технологам при разработке операций струйной ГАО осуществлять выбор необходимых технологических параметров обработки, обеспечивающих заданную шероховатость поверхности при максимальной производительности. Предлагаемая модель является универсальной и позволяет выполнять расчёты шероховатости при обработке различных материалов, применяемых в авиационном двигателестроении.

Возможным совершенствованием модели является разработка баз данных по обрабатываемости различных материалов методом струйной ГАО, а также создания баз данных по операциям струйной ГАО типовых деталей авиационных двигателей.

### Библиографический список

1. Трофимов Н.Г., Шманёв В.А., Мещеряков А.В., Второв Е.А. Струйная гидроабразивная обработка лопаток ГТД // *Авиационная промышленность*. № 7. 1987. С. 22-24.
2. Vasanth S., Muthuramalingam T., Vinothkumar P., Geethapriyan T., Murali G. Performance Analysis of Process Parameters on Machining Titanium (Ti-6Al-4V) Alloy Using Abrasive Water Jet Machining Process // *Procedia CIRP*. 2016. V. 46. P. 139-142. DOI: 10.1016/j.procir.2016.04.072
3. Смоленцев В.П., Гончаров Е.В., Котуков В.И. Комбинированное разделение заготовок гидроабразивным методом // В кн.: «Прогрессивные машиностроительные технологии, оборудование и инструменты». Т. 3. М.: Спектр, 2014. С. 118-172.
4. Эрозия / под ред. К. Прис. М.: Мир, 1982. 464 с.
5. Valíček J., Harníčárová M., Panda A., Hlavatý I., Kušnerová M., Tozan H., Yagimli M., Václavík V. Mechanism of creating the topography of an abrasive water jet cut surface

// Advanced Structured Materials. 2016. V. 61. P. 111-120. DOI: 10.1007/978-981-10-1082-8\_12

6. Шманёв В.А., Мещеряков А.В., Второв Е.А. Особенности формирования поверхностного слоя при струйной гидроабразивной обработке лопаток ГТД // Сб. научных трудов «Поверхностный слой, точность и эксплуатационные свойства деталей машин и приборов». М.: МДНТП, 1986. С. 12-15.

7. Li W.Y., Zhu H.T., Wang J., Huang C.Z. A surface roughness model in radial-mode abrasive waterjet turning for high-tensile steels // Applied Mechanics and Materials. 2014. V. 483. P. 177-181. DOI:10.4028/www.scientific.net/AMM.483.177

8. Мещеряков А.В., Шулепов А.П., Ерхов И.В. Определение параметров гидроабразивной смеси в выходном сечении струйного аппарата // В сб.: «Вестник СГАУ. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Самара: СГАУ, 1998. С. 168-174.

9. Моргунов Ю.А., Панов Д.В., Саушкин Б.П., Саушкин С.Б. Научно-технические основы машиностроительного производства. Физико-химические методы и технологии: уч. пособие. М.: ФОРУМ, 2013. 928 с.

## MATHEMATICAL MODEL OF SURFACE LAYER FORMATION DURING HYDROABRASIVE JET MACHINING

© 2016

**A. V. Meshcheryakov**

Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Engine Production Technology, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [al-mes1@mail.ru](mailto:al-mes1@mail.ru)

**A. P. Shulepov**

Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Engine Production Technology, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [pdla@ssau.ru](mailto:pdla@ssau.ru)

The article discusses the formation of the surface layer in hydroabrasive jet machining. We propose a mathematical model of surface microrelief formation under the influence of abrasive particles on the work surface. A single act of contact interaction of an abrasive particle with the surface is the basis of the model. The microrelief of the work surface is presented in the form of isotropic functions. We regard contact interaction of abrasive particles with the surface as the intrusion of a rigid sphere in a plastic half-space. We developed an algorithm and software package for the implementation of surface modeling. The article presents the results of calculations of surface roughness on the basis of the proposed model, as well as the results of experimental studies of roughness with the use of full-scale specimens made of a VT9 titanium alloy and a ЖС6Ф heat-resistant alloy. The model makes it possible to select the necessary technological process parameters to provide the desired surface roughness.

*Hydroabrasive jet machining; surface layer; mathematical model; abrasive particle; cycle of simulation; roughness parameters.*

---

**Citation:** Meshcheryakov A.V., Shulepov A.P. Mathematical model of surface layer formation during hydroabrasive jet machining. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 235-242. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-235-242

## References

1. Trofimov N.G., Shmanev V.A., Meshcheryakov A.V., Vtorov E.A. Hydroabrasive jet machining of gas turbine engine blades. *Aviation Industry*. 1987. No. 7. P. 22-24. (In Russ.)

2. Vasanth S., Muthuramalingam T., Vinothkumar P., Geethapriyan T., Murali G. Performance Analysis of Process Parameters on Machining Titanium (Ti-6Al-4V) Alloy Using Abrasive Water Jet Machining Process. *Procedia CIRP*. 2016. V. 46. P. 139-142. DOI: 10.1016/j.procir.2016.04.072

3. Smolentsev V.P., Goncharov E.V., Kotukov V.I. Combined blank separation by the hydroabrasive method. *In Book: «Advanced mechanical engineering techniques, equipment and tools»*. V. 3. Moscow: Spektr Publ., 2014. P. 118-172. (In Russ.)
4. Erosion / C.M. Preece. New York, Academic Press, 1979.
5. Valíček J., Harničárová M., Panda A., Hlavatý I., Kušnerová M., Tozan H., Yagimli M., Václavík V. Mechanism of creating the topography of an abrasive water jet cut surface. *Advanced Structured Materials*. 2016. V. 61. P. 111-120. DOI: 10.1007/978-981-10-1082-8\_12
6. Shmanev V.A., Meshcheryakov A.V., Vtorov E.A. Shmanev V.A., Meshcheryakov A.V., Vtorov E.A. Osobennosti formirovaniya poverkhnostnogo sloya pristrurnoy gidroabrazivnoy obrabotke lopatok GTD. *Sb. nauchnykh trudov «Poverkhnostnyy sloy, tochnost' i ekspluatatsionnye svoystva detaley mashin i priborov»*. Moscow: MDNTP Publ., 1986. P. 12-15. (In Russ.)
7. Li W.Y., Zhu H.T., Wang J., Huang C.Z. A surface roughness model in radial-mode abrasive waterjet turning for high-tensile steels. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. V. 483. P. 177-181. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.483.177
8. Meshcheryakov A.V., Shulepov A.P., Erkhov I.V. Defining the parameters of waterjet mixture at the exit of the jet device. *V sb.: «Vestnik SGAU. Seriya: Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya»*. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 1998. P. 168-174. (In Russ.)
9. Morgunov Yu.A., Panov D.V., Saushkin B.P., Saushkin S.B. *Naukoemkie tekhnologii mashinostroitel'nogo proizvodstva. Fiziko-khimicheskie metody i tekhnologii: uchebnoe posobie* [High technologies of machinery production. Physicochemical methods and techniques: study guide]. Moscow: FORUM Publ., 2013. 928 p.

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ РОТОРНО-ПОРШНЕВОЙ СХЕМЫ РЕАЛИЗАЦИЕЙ ДИЗЕЛЬНОГО ЦИКЛА

© 2016

- В. В. Окорочков** начальник отдела поршневых двигателей, СКБ ПАО «Кузнецов», г. Самара, [vv\\_okor@mail.ru](mailto:vv_okor@mail.ru)
- В. М. Окорочкова** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [nauka@ssau.ru](mailto:nauka@ssau.ru)
- А. И. Раводин** инженер, СКБ ПАО «Кузнецов», г. Самара, [Damnedsoulangel@list.ru](mailto:Damnedsoulangel@list.ru)

Рассмотрены вопросы повышения эффективности поршневых роторных двигателей путём реализации экономичного дизельного цикла в модуле с трёхдуговой эпитрохоидой и кинематической схемой с внешним зацеплением. Необходимость дизельного цикла вызвана потребностью снижения удельного расхода топлива двигателями роторно-поршневой схемы, которые получают в настоящее время широкое применение в легкомоторной авиации, прежде всего для дистанционно пилотируемых летательных аппаратов. Роторно-поршневой двигатель с двухдуговой эпитрохоидой по схеме Ванкеля, отличаясь от традиционных поршневых двигателей рядом преимуществ, уступает им по экономичности, особенно на частичных режимах. Реализация дизельного цикла в циклоидальном поршневом двигателе с трёхдуговой эпитрохоидой позволяет с сохранением перечисленных положительных качеств снизить удельные расходы топлива на 30%, а также использовать дизельное топливо, которое предпочтительней для высотных летательных аппаратов ввиду меньшей склонности к газообразованию в трубопроводах. Внутренний контур статора двигателя образован тремя дугами эпитрохоиды, образующими три рабочие камеры, равномерно расположенные по периметру, что обеспечивает уменьшение тепловой деформации статора при работе двигателя. Разработана методика определения геометрических параметров роторно-поршневого двигателя по схеме с трёхдуговой эпитрохоидой и конструкторская проработка в программе КОМПАС-3D дизельного двигателя мощностью 50 л.с. для применения в легкомоторной авиации и в качестве привода электрогенераторов, насосов, компрессоров при наземном применении.

*Роторно-поршневые двигатели; модуль; ротор; статор; системы охлаждения и зажигания; легкомоторная авиация; дистанционно пилотируемые летательные аппараты; генератор; компрессор.*

---

**Цитирование:** Окорочков В.В., Окорочкова В.М., Раводин А.И. Повышение эффективности двигателей роторно-поршневой схемы реализацией дизельного цикла // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 243-251. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-243-251

---

В настоящее время роторно-поршневые двигатели (РПД) получили широкое распространение в области малой авиации и, особенно, для дистанционно пилотируемых летательных аппаратов (ДПЛА) ввиду значительных преимуществ по удельным массогабаритным параметрам [1]. Но РПД несколько уступают поршневым двигателям (ПД) традиционной схемы по топливной экономичности, особенно на частичных режимах работы двигателя. С увеличением продолжительности полёта современных ДПЛА до нескольких суток этот фактор приобретает особо важное значение.

Известно, что работающие по дизельному циклу ПД экономичнее бензиновых на 25%. Поэтому эффективность двигателей роторно-поршневой схемы может быть увеличена реализацией дизельного цикла и работой на тяжёлых топливах. Применяемая в настоящее время схема РПД Ванкеля с двухдуговой эпитрохоидой не может обеспечить степень сжатия более 12, что недостаточно для реализации дизельного цикла. Это вынуждает обратиться к схеме циклоидального поршневого двигателя с трёхдуговой эпитрохоидой, обеспечивающей большую степень сжатия. Для формирования внутрен-

ней поверхности статора обеих схем используется эпитрохоида, математическое выражение которой известно [2]. Этим обусловлено применение некоторых общих формул для определения основных геометрических параметров.

В отличие от широко известной схемы РПД Ванкеля на базе двухдуговой эпитрохоиды, теория которой разработана и опубликована в Германии, Японии и России [2], отечественная методика по расчёту двигателей по циклоидальной схеме с внешней огибающей семейства эпитрохонд отсутствует. Схема циклоидального поршневого двигателя (ЦПД) конструктивно отличается от схемы РПД не только формой эпитрохоиды статора и ротора, но и кинематикой синхронизирующих шестерён. В ЦПД подвижной шестернёй, закреплённой на роторе, является малая шестерня с радиусом  $r = 2e$ , а неподвижная шестерня – большая с радиусом  $R = 3e$  (рис. 1).

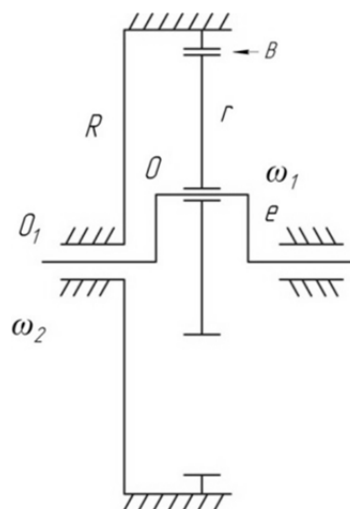


Рис. 1. Кинематическая схема синхронизирующих шестерён

Скорость точки  $B$  подвижной шестерни, закреплённой на роторе, складывается из окружной скорости  $\omega_1$  вращения малой шестерни вокруг центра  $O$ , равной  $\omega_1 r$ , и скорости вращения вокруг точки  $O_1$  (оси вала), равной  $\omega_2 e$ . Поскольку точка  $B$  неподвижна, т.к. контактирует с неподвижной большой шестерней, то

$$\omega_1 r - \omega_2 e = 0;$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{e}{r} = \frac{1}{2}, \quad 2\omega_1 = \omega_2.$$

Скорость вращения вала вдвое выше скорости вращения ротора. Вал и ротор вращаются в противоположные стороны.

Для проектирования ЦПД необходима разработка методики определения геометрических параметров ротора и статора, величины рабочего объёма циклоидального двигателя на базе трёхдуговой эпитрохоиды, зависимости изменения рабочего объёма камеры ЦПД от угла поворота ротора, а также определение необходимого объёма камеры сгорания для достижения требуемой степени сжатия в зависимости от заданной мощности. Профиль статора ЦПД образован тремя идентичными дугами эпитрохоиды, повернутыми друг относительно друга на угол  $120^\circ$ . Профиль ротора образован двухдуговой эпитрохоидой.

На рис. 2-4 представлены схемы для определения расчётных зависимостей координат статора и ротора, на которых ротор повернут на некоторый угол (рис. 2) и в положениях максимального (рис. 3) и минимального (рис. 4) объёмов верхней рабочей камеры.

**Определение геометрии статора.** В представленных на рис. 2 координатах  $XOY$  профиль дуги 1 контура статора в параметрическом виде описывается следующим образом:

$$\begin{aligned} x_{cam,1}(t) &= e \sin 3t + R_1 \sin t; \\ y_{cam,1}(t) &= e \cos 3t + R_1 \cos t, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $t$  – параметр функции, изменяющийся от  $-\frac{\pi}{3}$  до  $\frac{\pi}{3}$ ;  $e$  – эксцентриситет;  $R_l$  – производящий радиус статора.

Для определения координат дуг 2 и 3 (рис. 2) подставим формулы (1) в выражение для поворота координат с центром поворота в точке  $(0; -e)$ . После преобразования тригонометрических функций получим следующую параметрическую функцию:

$$\begin{aligned} x_{стат}(t, \theta) &= e \sin(3t + \theta) + R_l \sin(t + \theta) + e \sin \theta; \\ y_{стат}(t, \theta) &= e \cos(3t + \theta) + R_l \cos(t + \theta) - e(1 - \cos \theta), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\theta$  – угол поворота ветви. Подставляя вместо  $\theta$  значения  $\frac{2\pi}{3}$  и  $\frac{4\pi}{3}$ , получим уравнения координат соответственно второй и третьей ветвей контура статора.

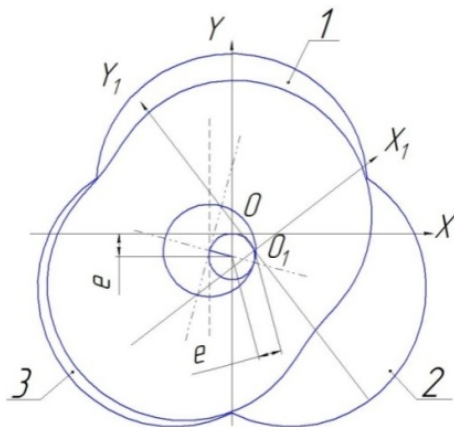


Рис. 2. Положение ротора в начале такта всасывания в рабочей камере 1

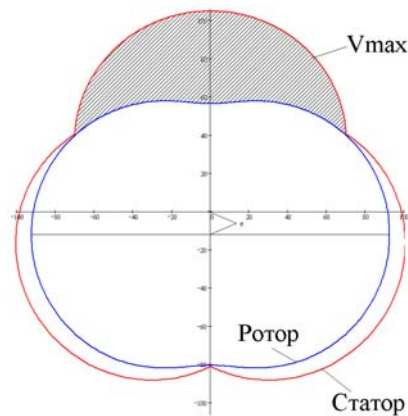


Рис. 3. Положение ротора с максимальным объемом рабочей камеры

**Определение геометрии ротора.** В представленных на рис. 2 координатах  $X_1O_1Y_1$  профиль дуги ротора описывается следующим образом:

$$\begin{aligned} x_{ром}(t) &= e \sin 3t + R \sin t; \\ y_{ром}(t) &= e \cos 3t + R \cos t, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $t$  – параметр функции, изменяющийся от 0 до  $2\pi$ ,  $e$  – эксцентриситет,  $R$  – производящий радиус ротора.

Полученные зависимости позволяют найти координаты точек контура ротора для использования при моделировании или составлении программы для станка с числовым программным управлением, так как описывают ротор в центральной системе координат с осями симметрии, совпадающими с осями абсцисс и ординат.

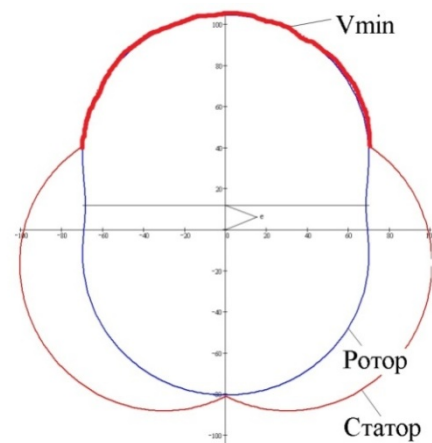


Рис. 4. Положение ротора с минимальным объемом рабочей камеры

Но для моделирования процессов, происходящих в ЦПД, данного описания недостаточно, так как ротор во время работы двигателя совершает плоскопараллельное движение. Для выполнения расчётов, связанных с определением рабочего объёма камеры и степени сжатия, необходимо иметь универсальное параметрическое описание движущегося ротора.

Так как движения ротора и эксцентрика жёстко синхронизированы зубчатой передачей, то можно применить принцип суперпозиции и разложить плоскопараллельное движение ротора на поворот ротора относительно центра и вращение центра, принадлежащего эксцентрику, в противоположную сторону с вдвое большей угловой скоростью. В таком случае движение центра ротора будет описываться следующими зависимостями:

$$\begin{aligned}x_c(\gamma) &= e \sin(-2\gamma); \\ y_c(\gamma) &= e \cos(-2\gamma),\end{aligned}$$

где  $\gamma$  – угол поворота ротора. Знак минус перед аргументом тригонометрических функций показывает, что ротор вращается в сторону, противоположную вращению вала. Учитывая свойства тригонометрических функций, запишем эти зависимости в виде:

$$\begin{aligned}x_c(\gamma) &= -e \sin 2\gamma; \\ y_c(\gamma) &= e \cos 2\gamma.\end{aligned}\tag{4}$$

Подставляя полученные зависимости (3) и (4) в выражение для поворота точки в системе координат, получим итоговые выражения, описывающие положение произвольной точки внешнего контура ротора, повернутого на произвольный угол в системе координат  $XOY$ :

$$\begin{aligned}x_{pom}(t, \gamma) &= e \sin(3t + \gamma) + R \sin(t + \gamma) - e \sin 2\gamma; \\ y_{pom}(t, \gamma) &= e \cos(3t + \gamma) + R \cos(t + \gamma) - e(1 - \cos 2\gamma).\end{aligned}\tag{5}$$

**Определение зависимости рабочего объёма камеры двигателя от угла поворота ротора.** Рабочий объём одной камеры ЦПД в каждый конкретный момент может быть вычислен как произведение площади поперечного сечения и ширины статора. Так как ширина статора является величиной постоянной, то процесс определения зависимости объёма от угла поворота ротора сводится к определению данной зависимости для площади сечения. Искомая площадь  $S(\gamma)$  получается вычитанием из площади  $S_{стат}$ , ограниченной контуром дуги статора, соответствующей рассматриваемой камере, площади  $S_{pom}$ , ограниченной частью контура ротора, непосредственно находящейся в рассматриваемой камере ЦПД, а также поправочной площади  $S_n$ .

$$S(\gamma) = S_{стат} - S_{pom} - S_n.\tag{6}$$

Площади  $S_{стат}$  и  $S_{pom}$  находятся с помощью формулы для площади, ограниченной произвольной параметрической кривой:

$$S = \int_{t_1}^{t_2} y(t) \frac{dx(t)}{dt} dt, \quad (7)$$

где  $y(t)$ ,  $x(t)$  – параметрические уравнения, описывающие произвольную кривую;  $S_n$  – поправочная площадь, рассчитывается как площадь прямоугольной трапеции:

$$S_n = 2 \left( x_{стат} \left( \frac{\pi}{3}, 0 \right) - x_{ром} \left( \frac{\pi}{3} - \gamma, \gamma \right) \right) \left( y_{стат} \left( \frac{\pi}{3}, 0 \right) + y_{ром} \left( \frac{\pi}{3} - \gamma, \gamma \right) \right). \quad (8)$$

Подставляя в формулу (8) выражения (2) и (5) и проводя преобразования, получим:

$$S_n = \frac{\sqrt{3}}{2} (R_1 - R) \left( \frac{R_1 + R}{2} - 2e \right). \quad (9)$$

Из выражения (9) видно, что величина поправочной площади не зависит от положения ротора и поэтому может быть вычислена один раз и в дальнейшем использована в расчётах как константа  $S_n$ .

Подставляя (2) и (5) в (7), а затем в (6), проводя преобразования и умножив полученное выражение на ширину статора  $H$ , получим итоговое выражение, описывающее зависимость рабочего объёма камеры от угла поворота ротора:

$$V(\gamma) = H \left[ \frac{e\sqrt{3}}{2} (R_1 + 5R) - 3\sqrt{3}eR \cos^2 \gamma + (R_1^2 - R^2) \left( \frac{\pi}{3} + \frac{\sqrt{3}}{4} \right) - S_n \right]. \quad (10)$$

Подставляя в полученное выражение  $\frac{\pi}{2}$  и 0 вместо  $\gamma$ , получим значения максимального и минимального объёма соответственно. Разность полученных объёмов называется полным рабочим объёмом секции ЦПД и определяется следующим образом:

$$V_{hk} = 3\sqrt{3}eRH. \quad (11)$$

**Определение геометрической степени сжатия и объёма камеры сгорания, необходимого для достижения заданной действительной степени сжатия.** Геометрическая (или теоретическая) степень сжатия представляет собой отношение максимального объёма камеры ЦПД к минимальному. Значения этих объёмов были определены ранее. После преобразований получим выражение для теоретической степени сжатия:

$$\varepsilon_m = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = 1 + \frac{18\sqrt{3}eR}{(R_1 - R) \left[ 9\sqrt{3}e + 2\pi(R_1 + R) \right]}. \quad (12)$$

Теоретическая степень сжатия может оказаться слишком высокой, что приведёт к снижению механического КПД и повышению нагрузок на детали двигателя. В данном случае задаются некоторой приемлемой степенью сжатия, называемой действительной, и находят объём камеры сгорания, необходимый для получения данной величины. Исходя из того, что действительная степень сжатия находится по формуле

$$\varepsilon = \frac{V_{\max} + V_c}{V_{\min} + V_c}, \quad (13)$$

где  $V_c$  – объём камеры сгорания, можно найти выражение для определения величины  $V_c$ :

$$V_c = H \left[ \frac{3\sqrt{3}e}{2} \left( R \frac{(\varepsilon+1)}{(\varepsilon-1)} - R_1 \right) - \frac{\pi}{3} (R_1^2 - R^2) \right]. \quad (14)$$

Складывая (10) и (14) и проведя математические преобразования, получим выражение для полного объёма от угла  $\gamma$ :

$$V_{полн}(\gamma) = eRH3\sqrt{3} \left[ \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} - \cos^2 \gamma \right]. \quad (15)$$

Используя полученные зависимости, можно определять геометрические параметры ЦПД потребной размерности, на основе которых выполняются необходимые для проектирования расчёты: тепловой, динамический, кинематический, прочностной и балансировки вала по методикам для четырёхтактных поршневых двигателей с учётом специфики ЦПД.

По сравнению с известной схемой РПД, кроме возможности реализации дизельного цикла, схема ЦПД имеет следующие преимущества:

- как известно, в РПД окончание такта сжатия, воспламенение и сгорание топливной смеси при работе двигателя происходит в одном месте периметра статора при вращении ротора, что вызывает температурную неравномерность корпуса статора и тепловую деформацию его в процессе работы. У ЦПД все такты четырёхтактного цикла происходят в трёх отдельных камерах, равномерно распределённых по эпитрохоиде статора, что уменьшает температурную неравномерность по корпусу статора;

- в РПД пластины радиальных уплотнений установлены в вершинах трёхгранного ротора и при работе вращаются вместе с ним. Герметичность уплотнения должна обеспечиваться силой поджатия пластины пружиной, начиная с запуска и работы на малом газе. При увеличении частоты вращения с ростом центробежных сил увеличивается сила прижатия пластины к статору. Это излишняя сила, которая вызывает износ поверхностей статора и пластины. Для уменьшения центробежной силы пластину стремятся сделать минимальных размеров и массы, что противоречит требованиям по прочности пластины. Разработчик двигателя вынужден искать компромисс между противоречивыми требованиями. По схеме ЦПД радиальные уплотнения установлены в корпусе статора и скользят при работе по поверхности ротора. При вращении ротора уплотнения остаются неподвижными, что снимает ограничения по их массе и габаритам;

- возможность работы ЦПД по дизельному циклу особенно важна для авиационных двигателей и, в первую очередь, для современных ДПЛА, поскольку применение тяжёлых топлив позволяет уменьшить объём топливных баков при сравнимых с бензином расходах. С учётом лучшей экономичности дизельного цикла способность ЦПД работать на тяжёлых топливах позволит значительно уменьшить объём баков и упростить их компоновку в составе летательного аппарата. Дизельное топливо обеспечит работоспособность топливной системы при высотной эксплуатации современных ДПЛА ввиду его меньшей склонности к газообразованию;

- свечи зажигания в РПД постоянно находятся в зоне высоких температур, что накладывает ограничения по их ресурсу и требует применения специальных свечей зажигания, а у ЦПД при работе по дизельному циклу свечи зажигания не применяются;

- при работе четырёхтактного двигателя традиционной схемы с кривошипно-шатунным механизмом за два оборота вала происходит один рабочий ход, у РПД – два рабочих хода, а у ЦПД – три рабочих хода. Это преимущество схемы ЦПД обеспечивает повышение равномерности крутящего момента и литровой мощности двигателя.

Отделом КО-5 СКБ ПАО «Кузнецов» на основе проведённых расчётов выполнена инициативная разработка в программе «КОМПАС-3D» авиационного роторного дизельного двигателя на базе трёхдуговой эпитрохоиды для ДПЛА. Общий вид ЦПД мощностью 50 л.с. представлен на рис. 5.

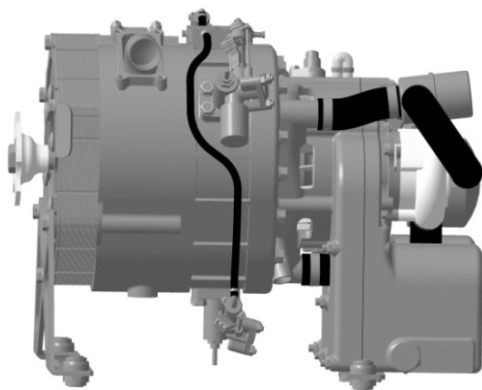


Рис. 5. ЦПД мощностью 50 л.с.

Двигатель снабжён системой впуска воздуха, встроенным стартёр-генератором мощностью 3кВт, автономными системами жидкостного охлаждения и смазки, электронной системой топливопитания и регулирования. Вид основных деталей двигателя представлен на рис. 6.

Для сравнения с дизельными двигателями традиционной схемы основные параметры ЦПД-50 приведены в табл. 1.

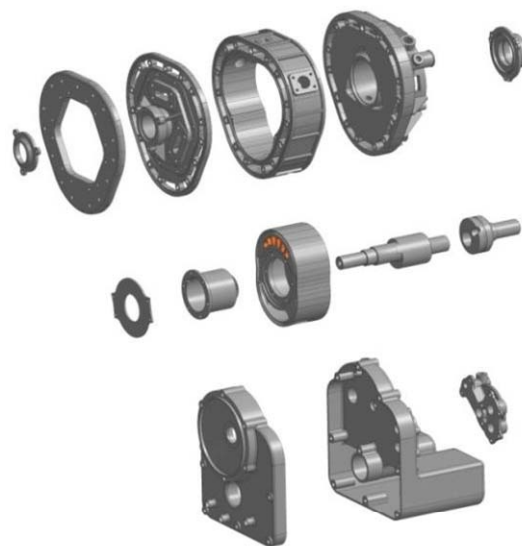


Рис. 6. Основные детали ЦПД

Таблица 1. Параметры дизельных двигателей

|                                   | 4М364             | 6М366             | ТМЗ-650                          | ММЗ-3ЛД           | QC 480            | YND 485           | ЦПД-50 (проект)            |
|-----------------------------------|-------------------|-------------------|----------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|----------------------------|
| Мощность, л. с.                   | 36                | 55                | 16,3                             | 35                | 37                | 46                | <b>50</b>                  |
| Обороты вала, об/мин              | 3000              | 3000              | 3600                             | 3000              | 3000              | 3000              | <b>5000</b>                |
| Удельный расход, г/л.с.ч.         | 180               | 180               | 190                              | 190               | 180               | 180               | <b>150</b>                 |
| Рабочий объём, л.                 | 2,34              | 3,5               | 0,65                             | 1,6               | 1,8               | 2,15              | <b>1,02</b>                |
| Габариты: L×B×H, мм               | 550<br>590<br>545 | 650<br>590<br>640 | 450<br>465<br>551                | 650<br>550<br>650 | 687<br>494<br>610 | 687<br>494<br>628 | <b>500<br/>390<br/>390</b> |
| Масса, кг                         | 265               | 320               | 65 (без навесного оборудования)  | 220               | 195               | 200               | <b>30</b>                  |
| Удельная мощность, л.с./л         | 15,3              | 15,7              | 25,0                             | 21,9              | 20,5              | 21,4              | <b>49</b>                  |
| Удельная масса, кг/л.с.           | 7,4               | 5,8               | 3,9 (без навесного оборудования) | 6,3               | 5,3               | 4,15              | <b>0,6</b>                 |
| Объём габаритный, л               | 176               | 245               | 107,6                            | 232               | 207               | 213               | <b>76</b>                  |
| Удельный габаритный объём, л/л.с. | 4,9               | 4,5               | 6,6                              | 6,6               | 5,5               | 4,6               | <b>1,5</b>                 |

Приведённые в табл. 1 данные показывают, что двигатель ЦПД-50 имеет преимущества по всем параметрам.

Спроектированный модуль экономичного компактного дизельного двигателя может найти применение в качестве привода электрогенераторов, насосов и компрессоров при наземном использовании.

На базе модуля ЦПД возможно создание эффективных компрессоров с тремя рабочими камерами высокого давления в одной секции. Тематика компрессоростроения является самостоятельным направлением развития технологии роторно-поршневой техники, не менее значимой в своей области, чем РПД в двигателестроении [1]. Потребность в промышленных и медицинских компрессорах сравнима с потребностью в двигателях, а возможно и превосходит её. Двойное применение одной материальной части модулей для изготовления двигателей и компрессоров увеличивает серийность деталей и способствует снижению себестоимости продукции.

На основе базового односекционного модуля двигателя в 50 л.с. увеличением числа секций и применением турбонаддува возможна разработка широкого мощностного ряда двигателей. Такая схема позволяет применением базовой секции уменьшить затраты на подготовку производства и доводку создаваемых более мощных двигателей без значительного увеличения номенклатуры комплектующих деталей.

Модульность – одно из основных положительных качеств двигателей роторно-поршневой схемы. Фирмой «Mazda», достигшей серьёзных успехов в развитии роторно-поршневой тематики [3], на основе секции РПД мощностью 100 л.с. создан двигатель мощностью 1200 л.с. путём объединения в один блок трёх четырёхсекционных модулей. Такое компоновочное решение обеспечивает наилучшие массогабаритные параметры, недостижимые для двигателей традиционной схемы с кривошипно-шатунным механизмом.

Таким образом, выполненная работа даёт возможность разрабатывать лёгкие, компактные, экономичные дизельные двигатели различной мощности для ДПЛА, малой авиации и наземного применения в качестве приводов электрогенераторов, насосов, компрессоров, а также роторные компрессоры с тремя рабочими камерами в одной секции.

Реализация экономичного дизельного цикла в двигателях роторно-поршневой схемы позволит обеспечить при работе на дизельном топливе снижение удельного расхода топлива, по сравнению с бензиновым РПД, на 30%.

### **Библиографический список**

1. Окорочков В.В., Окорочкова В.М., Шафранов В.В. Актуальность и направления развития роторно-поршневой тематики // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2014. № 5 (47), часть 3. С. 82-91.
2. Бениович В.С., Апазиди Г.Д., Бойко А.М. Ротопоршневые двигатели. М.: Машиностроение, 1968. 151 с.
3. Yamamoto K. Rotary Engine. Tokyo-Japan: Published by Sankaido CO Ltd, 1981. 67 p.

## INCREASING THE EFFICIENCY OF ROTARY PISTON ENGINES BY THE USE OF THE DIESEL CYCLE

© 2016

- V. V. Okorochkov** Head of Piston Engine Department , «Kuznetsov» public company, Samara, Russian Federation, [vv\\_okor@mail.ru](mailto:vv_okor@mail.ru)
- V. M. Okorochkova** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [nauka@ssau.ru](mailto:nauka@ssau.ru)
- A. I. Ravodin** engineer, «Kuznetsov» public company, Samara, Russian Federation, [Damnedsoulangel@list.ru](mailto:Damnedsoulangel@list.ru)

The article deals with the task of increasing the efficiency of rotary piston engines by implementing an economical diesel cycle in a module with a three-arc epitrochoid and an external gearing kinematics scheme. The necessity of the diesel cycle is caused by the need of reducing specific fuel consumption in rotary piston engines that are currently widely used in light aviation, mostly for remotely piloted aircraft. The Wankel rotary piston engine with a two-arc epitrochoid, though having a number of advantages over traditional piston engines, is inferior to them in efficiency, particularly in partial load modes. The implementation of the diesel cycle in a cycloidal piston engine with a three-arc epitrochoid makes it possible to reduce specific fuel consumption by 30% while retaining the listed positive qualities, as well as to use diesel fuel which is preferable for high-altitude aircraft due to lesser tendency to gas formation in pipelines. The engine stator inner loop is made up by three arcs of the epitrochoid that form three working chambers equally-spaced along the perimeter, which provides a decrease of the stator thermal deformation during the operation of the engine. A method is developed to determine the geometric parameters of a rotary piston engine with a three-arc epitrochoid, and design work is carried out in the KOMPAS-3D code for a 50 h. p. diesel engine to be used in light aviation and as a drive of electrical generators, pumps and compressors for ground application.

*Rotary engines; module; rotor; stator; cooling & ignition systems; light aviation; unmanned aircraft; generator; compressor.*

---

**Citation:** Okorochkov V.V., Okorochkova V.M., Ravodin A.I. Increasing the efficiency of rotary piston engines by the use of the diesel cycle. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 243-251. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-243-251

### References

1. Okorochkov V.V., Okorochkova V.M., Shafranov V.V. Significance and directions of development of rotary piston area of research. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No. 5 (47), part 3. P. 82-91. (In Russ.)
2. Beniovich V.S., Apazidi G.D., Boyko A.M. *Rotoporshnevyye dvigateli* [Rotary piston engines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1968. 151 p.
3. Yamamoto K. Rotary Engine. Tokyo, Japan: Published by Sankaido CO Ltd, 1981. 67 p.

## МЕТОДИКА КОМПЕНСАЦИИ ПОГРЕШНОСТЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ

©2016

**В. А. Печенин** аспирант кафедры технологий производства двигателей, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, [vadim.pechenin2011@yandex.ru](mailto:vadim.pechenin2011@yandex.ru)

Обработка сложнопрофильных деталей на станке с числовым программным управлением и контроль их геометрии производится по 3D-моделям, характеризующим эталонную деталь. В статье предлагается методика компенсации погрешностей изготовления, основанная на встраивании в технологический процесс механической обработки координатных измерений геометрии детали. Методика содержит изменение программы обработки посредством перестройки 3D-модели детали по информации об отклонениях, полученной после измерения. Методика позволяет осуществлять анализ результатов измерений и оперативную корректировку управляющих программ для металлообрабатывающего оборудования с числовым программным управлением. Анализ результатов измерений заключается в определении того, нужно ли проводить компенсацию погрешностей, и в фильтрации случайных составляющих погрешностей, не учитываемых при компенсации. Методика была реализована в виде программного обеспечения в пакете прикладных программ MATLAB. Оперативная корректировка управляющих программ для металлообрабатывающего оборудования позволит повысить качество выпускаемой продукции и эффективность производственных процессов.

*Механическая обработка сложнопрофильной детали; методика компенсации погрешностей.*

---

Цитирование: Печенин В.А. Методика компенсации погрешностей механической обработки сложнопрофильных деталей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 252-264. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-252-264

---

### Введение

Погрешности размеров (геометрических параметров) могут возникать как при обработке, так и при контроле деталей. Следовательно погрешности размеров можно разделить на погрешности обработки и погрешности измерения. Причём и погрешности обработки, и погрешности измерения носят одинаковый характер и подчиняются одним и тем же закономерностям.

В метрологии погрешности разделяются на случайные  $\delta_c$  и систематические  $dF$ . Случайными называются погрешности, непостоянные по величине и знаку; систематическими – погрешности, постоянные по величине и знаку или изменяющиеся по некоторому закону.

Величину или знак каждой случайной погрешности нельзя заранее предугадать; величину, знак и тенденцию изменения систематической ошибки можно оценить заранее. Именно поэтому систематические погрешности сравнительно легко поддаются компенсации.

Таким образом, общую величину погрешности  $\varepsilon$  в каждой контролируемой точке поверхности детали можно записать в виде суммы двух составляющих:

$$\varepsilon = dF + \delta_c. \quad (1)$$

Задача компенсации технологических погрешностей решается наиболее полно, когда выходным параметром технологической системы является непосредственно регулируемый размерный (геометрический) параметр. Такая компенсация носит комплексный характер, поскольку в этом случае одновременно устраняется влияние износа режущего инструмента, тепловых и силовых деформаций [1]. Перспективным путём

является компенсация погрешностей программными методами. Его реализация возможна посредством корректировки траектории движения инструмента в ходе обработки для уменьшения или исключения действия погрешностей. Кратко охарактеризуем имеющиеся исследования по проблеме компенсации погрешностей программными методами.

В работе [2] рассмотрены проблемы обработки и описаны пути достижения требуемой точности и шероховатости поверхностей длинномерных лопаток моноколёс на основе применения переменной 3D-коррекции. Коррекция суммировалась из величины желаемого припуска на поверхности лопатки и износа радиуса сферической фрезы. Переменная коррекция позволяет изменять припуск вдоль высоты лопатки, автоматически изменяя величину коррекции на каждом витке фрезы. Данная методика трёхмерной коррекции была реализована на АО «Мотор Сич» при взаимодействии с ЗАО ГК «Постпроцессор» (г. Москва) и апробирована при высокоскоростной обработке моноколёс на станках фирмы HERMLE (C30U, C40U и C40U). Для измерения отклонений использовался встроенный контроль на станке. В качестве базовой системы расчёта траектории движения инструмента была применена CAD/CAM система NX. При помощи данной методики удалось добиться отклонения точек профиля 0,01-0,09 мм.

В работе [3] предложен расчётно-экспериментальный метод компенсации погрешности механообработки лопаток газотурбинного двигателя (ГТД) («Блиск») за счёт учёта погрешности, обусловленной упругой деформацией пера под действием силы резания. Апробация метода проводилась на фрезерном станке MTE 500V/5. Сначала проводилась обработка пера лопатки на заранее подобранных постоянных режимах резания; затем проводилось измерение профиля полученной поверхности и оценка погрешностей, построение скорректированной CAD-модели лопатки по принципу изменения профиля в тело детали на величину погрешности, создание с помощью САМ-системы новой управляющей программы на основе скорректированной твёрдотельной модели. Измерения отклонений осуществлялись по управляющей программе (УП) с помощью измерительного щупа Renishaw MP10, установленного в шпиндель главного движения станка, и оптического приёмно-передающего устройства Renishaw OMM. Корректировка модели проводилась с помощью API-функций CAD-системы DS Solidworks по данным из файла измерения поверхности пера. В результате применения данного метода удалось добиться снижения погрешности обработки на порядок: с 0,1-0,15 мм до 0,002-0,02 мм.

В [4] предложена модель ленточного шлифования пера лопаток компрессора ГТД, позволяющая осуществить адаптивное шлифование на станке Metabo 6NC-1000. Модель включает в себя: модель движений многокоординатного лентошлифовального станка с учётом упругих свойств технологической системы; модель деформации контактного элемента и заготовки сложной формы; модель формообразования поверхности. Перед проведением шлифования проводится замер профиля лопатки и анализ распределения припуска по каждому сечению. Применение данной модели позволило уйти от операции ручного полирования профиля лопатки и определить режимы обработки, соответствующие достижению наименьшей погрешности обработки профиля пера лопатки и прикомочных участков.

В статье [5] рассматривается как тема компенсации погрешностей обработки сложнопрофильных поверхностей, так и вопрос точного измерения данных поверхностей как элемента процедуры компенсации погрешностей обработки. Контроль обрабатываемой поверхности проводился на координатно-измерительной машине (КИМ) с использованием программного обеспечения (ПО) PC-DMIS. Рассматривается задача повышения точности компенсации радиуса измерительного наконечника (ИН) КИМ при расчёте координат точек и применяется методика расчёта координат, основанная

на задании поверхности по координатам центров ИН, и дальнейший пересчёт координат точек на величины радиусов ИН по направлениям нормалей в точках поверхности. Измеренные данные анализировались на наличие систематической составляющей, и регрессионная модель поверхности для компенсации задавалась с использованием NURBS-аппроксимации. Также в работе рассматривается применение данной методики при обработке фрезерованием кубического образца с одной сложнопрофильной обрабатываемой поверхностью. В результате удалось снизить возникающие погрешности обработки с 0,035-0,04 до 0,01-0,014 мм.

Анализируя вышеприведённые работы, укрупнённо можно выделить два варианта компенсации погрешностей программными методами. Первый вариант заключается в изменении 3D-модели поверхности лопатки таким образом, что возникающие отклонения в ходе обработки могут быть компенсированы при создании траектории движения инструмента в САМ-системе. Второй вариант заключается в изменении непосредственно управляющей программы, задающей траекторию движения инструмента. Компенсация погрешностей может быть реализована по результатам измерений на координатно-измерительных машинах, а также по измерениям непосредственно на оборудовании с помощью датчиков. И в первом, и во втором вариантах повышения точности посредством компенсации встречаются следующие проблемы:

- 1) недостаточная точность измеренных данных;
- 2) достоверность разделения случайных и систематических составляющих погрешностей;
- 3) отсутствие измеренных данных в некоторых областях поверхностей, недоступных для измерений.

Целью данной работы является создание методики компенсации погрешностей изготовления, основанной на встраивании в технологический процесс механической обработки координатных измерений геометрии детали.

### Основная идея подхода компенсации погрешностей

На рис. 1 представлена схема, раскрывающая основную идею подхода компенсации систематических погрешностей обрабатываемой детали.

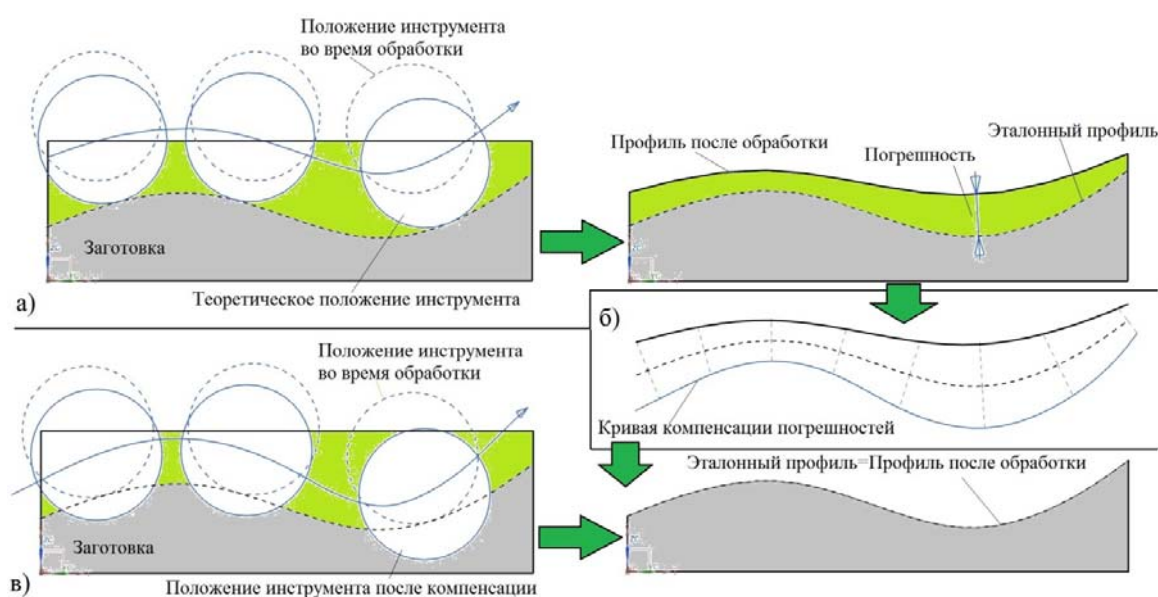


Рис. 1. Идея подхода компенсации систематических погрешностей: а – обработка без компенсации; б – расчёт поверхности компенсации; в – обработка по изменённой модели

Рассмотрим подробнее процесс компенсации систематических погрешностей на станках с числовым программным управлением (ЧПУ).

1. Производится обработка поверхности на фрезерном станке с ЧПУ (рис.1, а). В управляющей программе для станка обработка строится по эталонной CAD-модели детали. Из-за наличия систематических и случайных погрешностей обработки существует несоответствие между эталонной и полученной поверхностью или же имеется неравномерность припуска, который остаётся после промежуточной обработки.

2. Деталь снимается со станка и переносится на стол КИМ или же измеряется непосредственно на станке (рис.1, б). Производится измерение геометрических погрешностей. Выполняется проверка: носят ли измеренные погрешности случайный характер. Если существуют систематические погрешности, то производится фильтр случайных погрешностей и процедура пересчёта поверхности на величину систематических погрешностей.

3. Производится экспорт сформированной поверхности в CAD-модель детали и перестройка детали (рис. 1, в). В управляющую программу обработки загружается перестроенная модель, деталь возвращается на станок и обрабатывается. Таким образом, устраняются систематические погрешности обработки.

### **Математическое описание поверхностей сложногопрофильных деталей, имеющих погрешности обработки**

Кривые и поверхности сложной формы в CAD-системах и метрологическом обеспечении измерительного оборудования описываются сплайновыми уравнениями. Сплайн – кусочный полином степени  $K$  с непрерывной производной степени  $K-1$  в точках соединения сегментов, называемых задающими точками. Для математического представления сложных поверхностей использован нормализованный кубический сплайн третьей степени – Эрмита кривая [6].

В основе описания поверхностей деталей, имеющих геометрические отклонения формы, использовались поверхности, образованные из бикубических порций (порции Кунса). Описываемая поверхность представляет собой сегмент, соответствующий значениям параметров  $0 \leq u \leq 1$ ,  $0 \leq v \leq 1$ . Порция Кунса образуется в результате сопряжения граничных сплайновых кривых и определяется выражением

$$P(u, v) = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 a_{ij} u^i v^j, \quad (2)$$

где  $a_{ij}$  – алгебраические векторные коэффициенты с компонентами  $x$ ,  $y$ ,  $z$ .

Комбинирование порций Кунса позволяет определить поверхность произвольной формы и размера. Сплайновая поверхность определена в пространстве параметров  $u$  и  $v$ .

При помощи сплайновых уравнений производится моделирование поверхностей, имеющих различные геометрические погрешности. Погрешности обработки и случайные погрешности измерения моделировались вдоль поверхности. Координаты точек поверхности с учётом моделируемых погрешностей рассчитываются от координат точек на номинальной поверхности по нормальям

$$P_{\text{мод}}(u, v) = P(u, v) + \varepsilon(u, v) n(u, v), \quad (3)$$

где  $P_{\text{мод}}(u, v)$  – координаты точек действительной поверхности с погрешностями обработки;  $P(u, v)$  – соответствующие точки на номинальной поверхности, заданной со-

гласно (2);  $\varepsilon(u, v)$  – общие величины погрешностей в точках;  $n(u, v)$  – нормали в точках  $P(u, v)$ .

*Систематические погрешности.* В работе рассмотрены три модели, описывающие систематические погрешности: 1) основанная на значении средней кривизны поверхности; 2) заданная с помощью полинома; 3) равномерное отклонение, описываемое с помощью плоскости. Рассмотрим подробнее данные модели.

Погрешность формы, связанная с обработкой криволинейных поверхностей деталей, возникает в результате изменения кривизны обрабатываемого объекта при контакте режущего инструмента с поверхностью. Распределение этой погрешности можно вычислить, основываясь на значениях средней кривизны поверхности [7]:

$$dF = A_m (i_s - 0,5), \quad (4)$$

где  $A_m$  – максимальная погрешность обработки.

Индекс  $i_s$  определяется по формуле

$$i_s = (H - H_{\min}) / (H_{\max} - H_{\min}), \quad (5)$$

где  $H$ ,  $H_{\min}$  и  $H_{\max}$  – соответственно значение средней кривизны в точке поверхности, минимальное и максимальное значение средней кривизны по всей поверхности.

Средняя кривизна представляет собой полусумму двух главных кривизн поверхности и для бипараметрических поверхностей (2) задаётся выражением [6]:

$$H = \frac{A|Q_v|^2 - 2BQ_uQ_v + C|Q_u|^2}{2|Q_u \times Q_v|^3}, \quad (6)$$

где  $A = [Q_u \times Q_v] Q_{uu}$ ,  $B = [Q_u \times Q_v] Q_{uv}$ ,  $C = [Q_u \times Q_v] Q_{vv}$ ;  $Q_u$ ,  $Q_v$  – частные производные первого порядка уравнения (2);  $Q_{uu}$ ,  $Q_{vv}$ ,  $Q_{uv}$  – частные производные второго порядка уравнения (2).

Систематическое отклонение может быть представлено посредством полинома  $n$ -й степени (степени полинома  $\lambda_u$ ,  $\lambda_v$  задаются по двум параметрическим осям сплайновой поверхности). В работе был использован полином второй степени по осям  $u$ - $v$ . Таким образом, формула расчёта систематического отклонения формы в виде полинома выглядит следующим образом:

$$dF = p_{00} + p_{10}u_n + p_{01}v_n + p_{20}u_n^2 + p_{11}u_nv_n + p_{02}v_n^2, \quad (7)$$

где  $p_{0..2,0..2}$  – коэффициенты полинома;  $u_n, v_n$  – нормированная в диапазоне  $[-1; 1]$  координата точек по осям  $u$  и  $v$ .

Нормирование необходимо для универсального подбора характера и амплитуды измерения отклонения на любую опорную длину профиля. Пересчёт координат производится по следующей формуле:

$$u_{n_i} = 2(u_i - u_{\min}) / (u_{\max} - u_{\min}) - 1, \quad (8)$$

где  $u_{\max}, u_{\min}$  – максимальное и минимальное значения координат  $x$  точек.

Равномерные систематические погрешности можно представить следующим образом:

$$dF = A_m = \text{const}. \quad (9)$$

Таким образом, данный вид систематической погрешности представляет собой плоскость.

Рассмотренные типы моделей описания систематических погрешностей представлены на рис. 2.

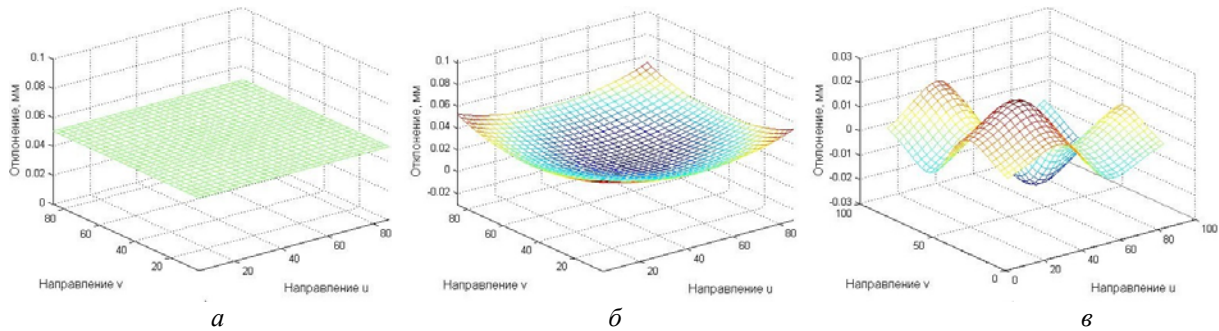


Рис. 2. Три типа систематических отклонений формы:  
 а – равномерное отклонение; б – отклонение в виде полинома второй степени;  
 в – отклонение по кривизне

На практике после обработки поверхности встречается сочетание отклонений формы. При апробации методики были применены две модели погрешностей: равномерная (9) и сочетание полиномиальной модели (7) и модели погрешности по кривизне (4).

**Случайные погрешности.** Наличие случайных погрешностей проявляется в том, что результаты оказываются различными при многократных повторных измерениях одной и той же неслучайной величины. Для современных контактных КИМ подобные погрешности составляют 0,7-2 мкм, но при измерении сложных криволинейных поверхностей или при несоблюдении нормальных условий измерений данные погрешности могут быть выше. При измерении поверхностей с помощью лазерных и оптических средств (например, T-SCAN-CS и COMET 6 фирмы Steinbichler Optotechnik GmbH) величины погрешностей возрастают до 10-50 мкм. Рассеяние случайных погрешностей обычно подчиняется композиции законов распределения. При моделировании случайных погрешностей использовался равновероятностный и нормальный законы распределения. Моделируемые значения случайной составляющей отклонения  $\delta_r$  не превышают 0,005 мм.

### Расчёт систематических погрешностей обработки

Если после измерения детали рассчитанные погрешности по существу носят случайный характер, то проводить процедуру компенсации не требуется. Для того чтобы понять, есть ли систематические погрешности поверхности, рассчитывалась пространственная автокорреляция величин измеренных погрешностей.

Существуют различные тесты для проверки пространственной автокорреляции. Однако многие из них не дают полной информации о характере структурированности некоторого признака, а лишь служат для проверки гипотезы: близко расположенные регионы более похожи по некоторому признаку, а более отдалённые – менее похожи. В случае сложной структуры, когда отношения между соседними участками имеют «нелинейный» характер, более точную картину можно получить, используя показатели пространственной автокорреляции. В качестве такого показателя использовался коэффициент I Морана.

Показатель общей пространственной автокорреляции (статистика Морана I) [8] рассчитывается следующим образом:

$$I = \frac{n}{S_0} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \omega_{ij} (\varepsilon_i - \bar{\varepsilon})(\varepsilon_j - \bar{\varepsilon})}{\sum_{i=1}^n (\varepsilon_i - \bar{\varepsilon})^2}, \quad (10)$$

где  $S_0 = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \omega_{ij}$ ;  $\omega_{ij}$  – вес, характеризующий измерение пространственной связи между  $i$ -м и  $j$ -м отклонениями:

$$\omega_{ij} = \begin{cases} d_{ij}^{-k} / L_i, & \text{при } i \neq j; \\ 0, & \text{при } i = j, \end{cases} \quad (11)$$

где  $d_{ij}$  – расстояние между  $i$ -м и  $j$ -м отклонениями;  $k$  – константа ( $k \geq 1$ );  $L_i$  – нормирующий коэффициент:

$$L_i = \sum_{j=1}^n d_{ij}^{-k}. \quad (12)$$

Выражения для расчёта математического ожидания  $\mu_M$  и величины дисперсии  $D_M$  коэффициента Морана приведены в [9].

Проверка гипотезы о пространственно-статистической независимости значений погрешностей  $\{\varepsilon_i\}$  производится в следующей последовательности:

1. Выдвигается нулевая ( $H_0$ ) и альтернативная ( $H_a$ ) гипотезы.  $H_0$  говорит о том, что рассматриваемые погрешности статистически независимы; гипотеза  $H_a$  говорит о статистической связи рассматриваемых погрешностей.

2. Выбирается уровень значимости. Уровень значимости характеризует вероятность отвергнуть гипотезу, когда она верна. Был выбран наиболее используемый уровень значимости 0,05.

3. Производится статистический тест. Расчёт статистического отклонения критерия Морана производится по формуле

$$z = \frac{I - \mu_M}{\sigma_M}, \quad (13)$$

где  $\sigma_M = \sqrt{D_M}$  – среднеквадратическое отклонение критерия.

4. Принимается решение о принятии или отвержении гипотезы  $H_0$ . Если рассматриваемые отклонения имеют пространственную автокорреляцию, это говорит о том, что точки с близкими значениями отклонений находятся рядом. Для 0,05 уровня значимости стандартного нормального распределения критическое значение  $z_{0,05}$  равно 1,96. Если  $z < z_{0,05}$ , то нулевая гипотеза принимается; в противном случае принимается альтернативная гипотеза. При принятии альтернативной гипотезы необходимо определить систематические погрешности геометрии.

Если после проведения теста Морана выясняется, что на обработанной поверхности присутствуют существенные систематические погрешности, то возникает необходимость удаления шума, представляющего собой случайные погрешности средства измерения. Проблемы, связанные с шумоподавлением, возникают при обработке изображений. Существуют многочисленные исследования и разработано множество алгоритмов шумоподавления именно для задачи обработки изображений, которые могут быть применены для шумоподавления при обработке измеренной информации [10; 11].

В разработанной методике для решения задачи шумоподавления применены два вида фильтров: билатеральный фильтр и сглаживающие сплайны.

Рассмотрим принцип их работы.

Билатеральное фильтрование впервые было представлено в [12]. Данная техника фильтрации используется в основном в задачах обработки изображений [13; 14] и применима для шумоподавления измеренных отклонений.

При работе билатерального фильтра производится вычисление величины отклонения в точке (для цифрового изображения – интенсивностью пикселя) как взвешенного среднего интенсивностей соседних величин отклонений в окрестности радиуса  $r$ . Вес соседних отклонений изменяется в соответствии со значениями расстояний между точками (пространственный вес) и со значением величины отклонений (интенсивности пикселей для изображений) в точках «ранговый фильтр». Наиболее широкое практическое применение получил билатеральный фильтр, основанный на функции Гаусса. Учитывая тот факт, что, как правило, случайные погрешности измерения подчиняются нормальному закону распределения [15], в работе был использован Гауссов билатеральный фильтр.

Билатеральный фильтр для множества отклонений (изображения)  $\varepsilon(u)$  в точке определяется по формуле

$$\hat{\varepsilon}(u) = \frac{\sum_{p \in N(u)} W_c(\|p-u\|) W_s(|\varepsilon(u) - \varepsilon(p)|) \varepsilon(p)}{\sum_{p \in N(u)} W_c(\|p-u\|) W_s(|\varepsilon(u) - \varepsilon(p)|)}, \quad (14)$$

где  $N(u)$  – окрестность точки  $u$ ;  $W_c$  – фильтр домена (Гауссов фильтр) с параметром  $\sigma_c \left( W_c(x) = e^{-x^2/(2\sigma_c^2)} \right)$ ;  $W_s$  – ранговый фильтр (весовая функция подобия) с параметром  $\sigma_s \left( W_s(x) = e^{-x^2/(2\sigma_s^2)} \right)$ .

На практике (и в данной работе) окрестность  $N(u)$  состоит из множества точек  $\{q_i\}$ , для которых выполняется неравенство

$$\|u - q_i\| < r, \quad (15)$$

где  $r = 2\sigma_c$ .

Случайная составляющая отклонения формы вычисляется соответственно в каждой точке по формуле

$$\delta_\phi(u) = \varepsilon(u) - \hat{\varepsilon}(u). \quad (16)$$

Таким образом, билатеральный фильтр имеет два основных параметра:  $\sigma_c$  и  $\sigma_s$ .

Сглаживающий сплайн – это методика сглаживания (аппроксимации кривой или поверхностью набора зашумлённых исходных данных) с использованием сплайн-функций [16]. Сглаженный сплайн  $\hat{\varepsilon}$  множества отклонений  $\varepsilon$  минимизирует величину

$$p \sum_{i=1}^n w_i (\varepsilon(u_i) - \hat{\varepsilon}(u_i))^2 + (1-p) \int (D^2 \hat{\varepsilon}(u))^2 du \rightarrow \min, \quad (17)$$

где  $(u, \varepsilon)$  – аппроксимируемые данные (точка и величина отклонения в ней);  $p$  – параметр сглаживания  $p \in [0, 1]$ ;  $w$  – вектор весов (принят за вектор единиц).

Таким образом, сплайн имеет единственный параметр  $p$ .

### Процедура компенсации погрешностей обработки

Для проведения процедуры компенсации отклонения формы необходимо учесть отклонения граничных областей поверхностей, которые не были измерены. Так как систематические отклонения описываются в виде сплайновой поверхности, то возможно продлить её границы на небольшую величину и таким образом предсказать её поведение. Если отступ от границ поверхности невелик, как в рассматриваемом случае, то погрешность прогнозирования поверхности на областях отступа будет невелика и на точность учёта компенсации это существенно не повлияет.

Таким образом, была проведена кубическая экстраполяция сплайновой поверхности  $dF(u, v)$ , описывающей систематические погрешности, в областях отступа измерительного наконечника.

Точки компенсации поверхности  $P_c(u, v)$  можно рассчитать по формуле [17]:

$$P_c(u, v) = P(u, v) - dF(u, v)n(u, v), \quad (18)$$

где  $P(u, v)$  – соответствующие точки на номинальной поверхности, заданной с помощью (2);  $dF(u, v)$  – рассчитанная систематическая составляющая отклонения;  $n(u, v)$  – нормали в точках  $P(u, v)$ .

По рассчитанным точкам  $P_c(u, v)$  задаётся соответствующая поверхность согласно выражению (2).

### Основные этапы методики

Перечислим этапы методики компенсации погрешностей механической обработки сложнопрофильных деталей:

1. Задание количества и расположения точек измерения на обработанной поверхности. При этом, как правило, всегда есть отступ от границ поверхности.
2. Проведение измерений в соответствии с этапом 1.
3. Расчёт погрешностей в измеренных точках. Погрешности являются расстояниями от точек на математической модели детали до измеренных точек действительной поверхности.
4. Расчёт критерия Морана для проверки наличия систематических погрешностей. Если критерий имеет значение меньше критической величины, то процедуру компенсации проводить не нужно и на этом выполнение методики завершается. Если значение критерия превышает критическое, то переходят к следующему этапу.
5. Проведение декомпозиции погрешностей на случайный и систематический компоненты при помощи сплайнового и билатерального фильтров.
6. Проведение кубической экстраполяции систематических погрешностей в области отступа измерительного наконечника от границ поверхности.
7. Расчёт точек компенсации поверхности, моделирование компенсационной поверхности. Замена компенсационной поверхностью имеющейся поверхности на 3D-модели детали, используемой в управляющей программе станка для проведения обработки.
8. Проведение обработки поверхности с использованием компенсационной модели детали, созданной на этапе 7.

### Программная реализация методики

Разработанная методика была реализована в программном пакете MATLAB. Интерфейс программного обеспечения представлен на рис. 3.

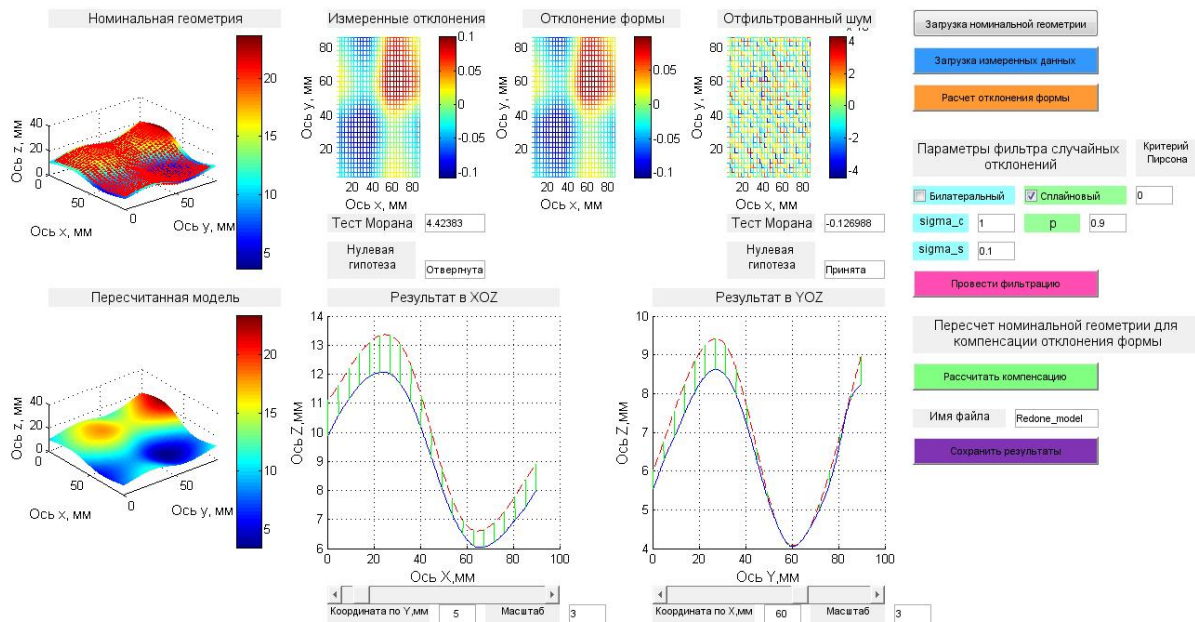


Рис. 3. Интерфейс программного обеспечения

В разработанном программном обеспечении производится загрузка номинальной поверхности при нажатии на кнопку «Загрузка номинальной геометрии». При нажатии на кнопку «Загрузка измеренных данных» в систему загружаются координаты измеренных точек и соответствующих им точек номинальной поверхности. Точки визуализируются в графическом окне «Номинальная геометрия» (рис. 3). При нажатии на кнопку «Расчёт отклонения формы» производится расчёт отклонений измеренных точек от их номинальных значений, характеризующихся систематическими и случайными погрешностями. Визуализация погрешностей производится в окне «Измеренные отклонения» (рис. 3). Для выявления автокорреляции измеренных погрешностей производится расчёт критерия Морана. Далее пользователю предоставляется выбор в использовании фильтра для декомпозиции случайных и систематических погрешностей. Пользователь использует для фильтрации «Билатеральный фильтр» или «Сплайновый фильтр». При нажатии на кнопку «Провести фильтрацию» (рис. 3) производится фильтр случайных погрешностей. Производится расчёт критерия Пирсона и тест Морана для отфильтрованных шумов. Пользователь может оперативно подобрать нужные для правильной фильтрации параметры, основываясь на графических окнах «Отфильтрованный шум» (рис. 3) и показателях критерия Пирсона и критерий Стьюдента для линейной автокорреляции.

После выполнения фильтрации производится пересчёт поверхности с учётом рассчитанных систематических погрешностей с помощью кнопки «Рассчитать компенсацию». Визуально пересчитанная модель представлена в окне «Пересчитанная модель». Можно детальнее посмотреть отклонения пересчитанной модели от номинальной в сечения XOZ и YOZ с помощью передвижения соответствующих ползунков и задания масштаба показываемых отклонений.

На заключительном этапе оператор выполняет сохранение пересчитанной поверхности в формате \*.igs для экспорта в CAD/CAM систему посредством нажатия кнопки «Сохранить результаты». Имя сохраняемого файла вводится в соответствующем окне «Имя файла» (рис. 3).

### **Выводы**

В предложенной методике компенсации погрешностей обработки сложнопрофильных деталей проводится фильтрация случайных погрешностей. Для проверки адекватности получаемых результатов фильтрации производится автоматизированный расчёт критериев Пирсона, Морана и абсолютный величины рассчитанных погрешностей. В отличие от известных подходов, в разработанной методике производится расчёт координат точек в областях поверхностей, недоступных для измерений методом сплайновой экстраполяции, которая необходима для получения эффекта компенсации по всей поверхности. Методика реализована в пакете прикладных программ MATLAB, что позволяет автоматизировать её реализацию при использовании в производственном процессе.

Работа поддержана Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках реализации программы повышения конкурентоспособности Самарского университета среди мировых ведущих научно-образовательных центров на 2013-2020 гг.

### **Библиографический список**

1. Волосов С.С., Педь Е.И. Приборы для автоматического контроля в машиностроении. М.: Машиностроение, 1970. 310 с.
2. Мозговой В.Ф., Балушок К.Б., Котов И.И., Панасенко В.А., Бирук М.К. Стратегии обработки лопаток моноколес на обрабатывающих центрах с ЧПУ с переменной 3D-коррекцией // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. № 7 (104). С. 22-28.
3. Постнов В.В., Малахов Е.Н., Старовойтов С.В., Федоровцев А.Ю., Измайлова Н.Ф. Расчетно-экспериментальный метод компенсации погрешности механообработки лопаток газотурбинных двигателей на мехатронном станочном оборудовании // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2012. Т. 16, № 7(52). С. 145-153.
4. Волков Д.И., Коряжкин А.А. Адаптивное ленточное шлифование лопаток ГТД на многокоординатном станочном оборудовании // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии имени П.А. Соловьёва. 2013. № 1 (24). С. 42-48.
5. Poniatowska M. Free-form surface machining error compensation applying 3D CAD machining pattern model // Computer-Aided Design. 2015. V. 62. P. 227-235. DOI: 10.1016/j.cad.2014.12.003
6. Роджерс Д., Адамс. Дж. Математические основы машинной графики. М. Мир. 2001. 604 с.
7. Rajamohan G., Shunmugam M.S., Samuel G.L. Effect of probe size and measurement strategies on assessment of freeform profile deviations using coordinate measuring machine // Measurement. 2011. V. 44, Iss. 5. P. 832-841. DOI: 10.1016/j.measurement.2011.01.020
8. Moran P. Notes on Continuous Stochastic Phenomena // Biometrika. 1950. V. 37. Iss. 1/2. P. 17-23. DOI: 10.2307/2332142

9. Ufton G., Fingleton B. Spatial data analysis by example categorical and directional data. New York: Wiley, 1989. 432 p.
10. Fleishman S., Drori I., Cohen-Or D. Bilateral mesh denoising // ACM Transactions on Graphics. 2003. V. 22, Iss. 3. P. 950-953. DOI: 10.1145/882262.882368
11. Abdul-Rahman H.S., Jiang X.J., Scott P.J. Freeform surface filtering using the lifting wavelet transform // Precision Engineering. 2013. V. 37, Iss. 1. P. 187-202. DOI: 0.1016/j.precisioneng.2012.08.002
12. Tomasi C., Manduchi R. Bilateral filtering for gray and color images // Proceedings of the IEEE International Conference on Computer Vision. 1998. P. 839–846. DOI: 10.1109/ICCV.1998.710815
13. Eisemann E., Durand F. Flash photography enhancement via intrinsic relighting // ACM Transactions on Graphics. 2004. V. 23, Iss 3. P. 673-678. DOI: 10.1145/1015706.1015778
14. Durand F., Dorsey J. Fast bilateral filtering for the display of high-dynamic-range images // ACM Transactions on Graphics. 2002. V. 21, Iss. 3. P. 257-266. DOI: 10.1145/566654.566574
15. Sprauel J.M., Linares J.M., Bachmann J., Bourdet P. Uncertainties in CMM measurements, Control of ISO specifications // CIRP Annals-Manufacturing Technology. 2003. V. 52, Iss. 1. P. 423-426. DOI: 10.1016/s0007-8506(07)60616-7
16. De Boor C. A Practical Guide to Splines (Revised Edition). New York: Springer, 2001. 348 p.
17. Yang B.-D., Menq C.-H. Compensation for form error of end-milled sculptured surfaces using discrete measurement data // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 1993. V. 33, Iss. 5. P. 725-740. DOI: 10.1016/0890-6955(93)90103-2

## TECHNIQUE OF COMPENSATING ERRORS IN MACHINING OF PARTS WITH SCULPTURED SURFACES

©2016

**V. A. Pechenin** postgraduate student of the Department of Engine Production Technology, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, [vadim.pechenin2011@yandex.ru](mailto:vadim.pechenin2011@yandex.ru)

Machining of parts with sculptured surfaces using computer numerical control equipment and the control of their geometry is accomplished by 3D-models describing the master part. The article presents a technique of compensation of manufacturing errors, based on the incorporation of coordinate measuring of the part geometry in the machining process. The proposed technique involves changing of the machining program by restructuring 3D-model of the part according to the information on deviations obtained after the measurement. The technique allows the analysis of the measurement results and on-line correction of control programs for CNC metalworking equipment. The analysis of the measurement results consists in determining whether it is necessary to compensate the errors, and filtering the random error components not taken into account in compensation. Operational adjustment of control programs for metalworking equipment makes it possible to improve the quality of its products and the efficiency of production processes. The developed technique was implemented in the MATLAB application software package.

*Machining of parts with sculptured surfaces; error compensation technique.*

---

*Citation:* Pechenin V.A. Technique of compensating errors in machining of parts with sculptured surfaces. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 252-264. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-252-264

## References

1. Volosov S.S., Ped' E.I. *Pribory dlya avtomaticheskogo kontrolya v mashinostroenii* [Devices for automatic control in engineering]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1970. 310 p.
2. Mozgovoj V.F., Baluchok K.B., Kotov I.I., Panasenkov V.A., Biruk M.K. Strategy of processing of blades monowhels on the processing centres CNC with variable 3D-correction. *Aerospace technic and technology*. 2013. No. 7 (104). P. 22-28. (In Russ.)
3. Postnov V.V., Malakhov E.N., Starovoitov S.V., Fedorovtsev A.Ju., Izmailova N.F. Computational and experimental method of machining blades for gas turbine engines on mechatronic machines with error compensation. *Vestnik UGATU*. 2012. V. 16, no. 7(52). P. 145-153. (In Russ.)
4. Volkov D.I., Koryazhkin A.A. Adaptive belt grinding of gas turbine engine blades at themulticoordinate machine-tool equipment. *Vestnik RGATU*. 2013. No. 1 (24). P. 42-48. (In Russ.)
5. Poniatowska M. Free-form surface machining error compensation applying 3D CAD machining pattern model. *Computer Aided Design*. 2015. V. 62. P. 227-235.  
DOI: 10.1016/j.cad.2014.12.003
6. Rogers D.F., Adams J.A. *Mathematical Elements for Computer Graphics*. New York: McGraw-Hill Publishing Company, 1976. 239 p.
7. Rajamohan G., Shunmugam M.S., Samuel G.L. Effect of probe size and measurement strategies on assessment of freeform profile deviations using coordinate measuring machine. *Measurement*. 2011. V. 44, Iss. 5. P. 832-841.  
DOI: 10.1016/j.measurement.2011.01.020
8. Moran P. Notes on Continuous Stochastic Phenomena. *Biometrika*. 1950. V. 37. Iss. 1/2. P. 17-23. DOI: 10.2307/2332142
9. Upton G., Fingleton B. *Spatial data analysis by example categorical and directional data*. New York: Wiley, 1989. 432 p.
10. Fleishman S., Drori I., Cohen-Or D. Bilateral mesh denoising. *ACM Transactions on Graphics*. 2003. V. 22, Iss. 3. P. 950-953. DOI: 10.1145/882262.882368
11. Abdul-Rahman H.S., Jiang X.J., Scott P.J. Freeform surface filtering using the lifting wavelet transform. *Precision Engineering*. 2013. V. 37, Iss. 1. P. 187-202.  
DOI: 10.1016/j.precisioneng.2012.08.002
12. Tomasi C., Manduchi R. Bilateral filtering for gray and color images. *Proceedings of the IEEE International Conference on Computer Vision*. 1998. P. 839-846.  
DOI: 10.1109/ICCV.1998.710815
13. Eisemann E., Durand F. Flash photography enhancement via intrinsic relighting. *ACM Transactions on Graphics*. 2004. V. 23, no 1. P. 673-678.  
DOI: 10.1145/1015706.1015778
14. Durand, F., Dorsey J. Fast bilateral filtering for the display of high-dynamic-range images. *ACM Transactions on Graphics*. 2002. V. 21, Iss. 3. P. 257-266.  
DOI: 10.1145/566654.566574
15. Spraul J.M., Linares J.M., Bachmann J., Bourdet P. Uncertainties in CMM measurements, Control of ISO specifications. *CIRP Annals—Manufacturing Technology*. 2003. V. 52, Iss. 1. P. 423-426. DOI: 10.1016/s0007-8506(07)60616-7
16. De Boor C. *A Practical Guide to Splines* (Revised Edition). New York: Springer, 2001. 348 p.
17. Yang B.-D., Menq C.-H. Compensation for form error of end-milled sculptured surfaces using discrete measurement data. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 1993. V. 33, Iss. 5. P. 725-740. DOI: 10.1016/0890-6955(93)90103-2

## Правила оформления статей

1. **Статья представляется** в одном экземпляре, распечатанном на лазерном принтере с одной стороны листа формата А4 в режиме качественной печати, а также в электронном виде на адрес редакции [vest@ssau.ru](mailto:vest@ssau.ru) или через систему отправки статей на сайте журнала. Печатный экземпляр должен быть подписан всеми авторами и вместе с комплектом документов (см. п. 7) отправлен на адрес редакции журнала: **443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, ответственному секретарю журнала «Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение» Прохорову А. Г.**

2. **Текст статьи** представляется в формате Microsoft Word, подготовленный по следующим требованиям:

- объём статьи – до 10 страниц формата А4;
- поля текста – по 2,5 см с каждой стороны;
- шрифты – Times New Roman, Symbol, 12 пт;
- междустрочный интервал – одинарный;
- отступ первой строки абзаца – 1 см;
- выравнивание – по ширине страницы;
- страницы должны быть пронумерованы.

Имя файла определяется по фамилии первого автора: **Иванов.doc. ( .docx)**

**Замена буквы «ё» на букву «е» в тексте недопустима.**

3. Допускается наличие рисунков, формул и таблиц по тексту.

3.1. **Рисунки** размещаются как в самом тексте статьи, так и в отдельных файлах. Рисунки должны быть представлены в форматах JPEG, GIF, TIFF, PNG. Подпись к рисунку начинается со слова «Рис.» и номера по порядку; располагается под рисунком, выравнивание – по центру, курсив, кегль – 10 пт. Для ссылки на рисунок по тексту статьи следует использовать сокращение, например, рис. 1.

3.2. Для набора **математических выражений и формул** следует использовать Microsoft Equation 3.0 (и выше) или MathType по следующим требованиям:

- буквы латинского алфавита – Times New Roman; курсив, кегль 12 пт;
- буквы греческого алфавита – Symbol; курсив, кегль 12 пт;

Все специальные символы в тексте статьи должны выполняться в математическом редакторе. **Не допускается применение в тексте вставных символов Microsoft Word при наборе математических выражений и формул.**

Формулы следует печатать с новой строки; нумерация формул осуществляется в порядке следования по тексту статьи. Нумеровать следует только формулы, на которые в тексте делаются ссылки. Номер формулы и ссылка на неё в тексте обозначается числом в круглых скобках: (1), (2), (3). Допускается разбивка длинных формул на строки.

3.3. Заголовок **таблицы** начинается со слова «Таблица» и номера по порядку; располагается над таблицей, выравнивание – по левому краю, кегль – 10 пт. Для ссылки на таблицу по тексту статьи следует использовать сокращение, например, табл. 1.

**Обязательно наличие подрисуночных подписей и подписей к таблицам.**

4. **Аннотация к статье** (на русском и английском языках) должна быть информативной (не содержать общих слов), содержательной (отражать основное содержание статьи и результаты исследований), структурированной (следовать логике описания результатов в статье). Авторское резюме должно описывать основные цели исследования; объяснить методику проведения исследования (без методологических деталей);

суммировать наиболее важные результаты и их важность. Рекомендуемый объем аннотации – 150-250 слов. Аннотация не должна содержать ссылок на литературу и аббревиатуры (если возможно). Аннотация на английском языке должна содержать англоязычную специальную терминологию по тематике публикации.

При подготовке аннотации авторам предлагается ознакомиться с разделом 3.3 «Авторское резюме и ключевые слова на английском языке» в публикации:

Кириллова О.В. Редакционная подготовка научных журналов по международным стандартам. М., 2013. 90 с. ([http://shkola.neicon.ru/images/documents/1\\_Ikirillovaredprep\\_2013.pdf](http://shkola.neicon.ru/images/documents/1_Ikirillovaredprep_2013.pdf))

**5. Библиографический список** приводится на русском и английском языках отдельными списками. Литературные источники располагаются в порядке их использования по тексту статьи в виде нумерованного списка. Ссылки на литературные источники в тексте приводятся в квадратных скобках и отделяются запятыми или тире, например, [1-3], [1,2,5]. В библиографическом описании каждого источника должны быть представлены **все авторы**.

5.1. Библиографический список на английском языке (References) должен полностью повторять структуру русскоязычного списка. Рекомендуемая схема описания русскоязычных публикаций на английском языке:

- авторы (транслитерация);
- перевод заглавия статьи на английский язык (для русскоязычных книг и монографий название приводится в транслитерации, далее перевод на английский язык в квадратных скобках);
- название русскоязычного источника (транслитерация или английский вариант, если таковой имеется);
- перевод названия источника на английский язык в квадратных скобках (для журналов можно не делать);
- выходные данные с обозначениями на английском языке (том – V., № – no., С. – P.);
- указание на язык статьи (In Russ.) после описания статьи.

В журнале выбран стандарт транслитерации BGN (The United States Board on Geographic Names), для корректной транслитерации информации авторам рекомендуется воспользоваться ресурсом <http://ru.translit.net/?account=bgn>.

5.2. Если русскоязычная публикация имеет переводной вариант (на английском языке), то в английской части библиографии приводятся переводные данные публикации.

5.3. Если источник в Библиографическом списке (References) имеет DOI, он приводится в конце соответствующей ссылки.

5.4. Включение в Библиографический список неопубликованных материалов не допускается.

5.5. Рекомендуется проверять правильность представляемых источников (название публикации, авторы, выходные данные и т.д.) на сайтах журналов (издательств), баз цитирования (РИНЦ, Scopus, Web of Science и др.); приводить только существующие источники. **Не допускается приводить ссылки и осуществлять заимствование из непроверенных источников.**

Авторам предлагается ознакомиться с разделом 3.4 «Списки литературы в латинице – References» в публикации:

Кириллова О.В. Редакционная подготовка научных журналов по международным стандартам. М., 2013. 90 с. ([http://shkola.neicon.ru/images/documents/1\\_Ikirillovaredprep\\_2013.pdf](http://shkola.neicon.ru/images/documents/1_Ikirillovaredprep_2013.pdf))

6. В каждой статье должны быть указаны следующие **данные на русском и английском языках** (по структуре оформления рукописи):

- УДК;
- название статьи (12 пт, все буквы прописные жирное начертание);
- инициалы, фамилия автора(ов) (12 пт);
- название организации (без сокращения типа ФГБОУ ВПО), город, страна;
- аннотация (10 пт);
- ключевые слова (каждое ключевое слово или словосочетание отделяется от другого точкой с запятой) (10 пт, курсив);
- текст статьи (12 пт) (допускается разбиение текста на разделы: Введение, ..., Заключение);
- библиографический список (References) (заголовок 12 пт, жирное начертание);
- информация об авторах: учёная степень, учёное звание, должность (с указанием подразделения), организация; электронная почта (e-mail).

Англоязычный блок, содержащий название статьи, ФИО авторов, наименование организации, аннотацию, ключевые слова, References, информацию об авторах, приводится отдельным разделом после информации об авторах на русском языке.

7. К тексту статьи прилагается **комплект сопроводительных документов**:

- направление организации (если авторы не являются сотрудниками Самарского университета) на фирменном бланке, подписанное её руководителем или заместителем по научной работе, заверенное печатью;
- акт экспертизы о возможности опубликования в открытой печати;
- отзыв специалиста по научному направлению статьи (не являющегося сотрудником подразделения, где работают авторы);
- контактная информация (не публикуется в журнале): фамилия, имя, отчество (полностью) на каждого автора; e-mail для переписки; телефон; почтовый адрес для отправки авторского экземпляра журнала.

8. Статьи, не отвечающие перечисленным требованиям, к рассмотрению не принимаются. Рукописи и сопроводительные документы не возвращаются. Датой поступления рукописи считается день получения редакцией окончательного текста.

Вестник Самарского университета.  
Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение

Т. 15, № 4, 2016

Корректор Н. С. Куприянова  
Переводчик Е. И. Безрукова  
Компьютерная вёрстка Т. А. Ефимова

---

Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. – 33,5  
Тираж 200.

---

Отпечатано в издательстве «Новая техника», г. Самара  
Подписано в печать 31.12.2016 г.