



DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 9, №4 (2023)

noise
optimization acoustics
robotics control systems
pneumatics fluid power
hydraulics vehicles efficiency
transmissions mechatronics
pulsation automation vibration
CAD/CAE aerospace
modeling

published by
Samara University
<https://ssau.ru/>

<https://journals.ssau.ru/dynvibro/>

Главный редактор

Шахматов Е.В. – академик РАН, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Заместители главного редактора:

Ермаков А.И. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Прокофьев А.Б. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Технический редактор

Ермилова Е.Н. – инженер НИИ-201, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

Ермилова Е.Н. – инженер НИИ-201, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Члены редакционной коллегии:

Быстров Н.Д. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Балякин В.Б. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Берестовицкий Э.Г. – д.т.н., АО «Концерн «НПО «Аврора» (г. Санкт-Петербург, РФ);

Гимадиев А. Г. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Иголкин А.А. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Крючков А.Н. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Майзель А.Б. – д.т.н., профессор, АО «ЦКБ МТ «Рубин» (г. Санкт-Петербург, РФ);

Макарьянц Г.М. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Свербилов В.Я. – к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Фалалеев С.В. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Хаймович А.И. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Ножницкий Ю.А. – д.т.н., с.н.с., ЦИАМ (г. Москва, РФ);

Пановко Г.Я. – д.т.н., профессор, ИМАШ РАН (г. Москва, РФ);

Савин Л.А. – д.т.н., профессор, Орловский государственный университет имени И.С.Тургенева (г. Орёл, РФ);

Рабинский Л.Н. – д.ф.-м.н., профессор, МАИ (г. Москва, РФ);

Скворцов А.А. – д.ф.-м.н., профессор, Московский политехнический университет (г. Москва, РФ);

Павлов В.Ф. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Радченко В.П. – д.ф.-м.н., профессор, СамГТУ (г. Самара, РФ).

Editor-in-chief:

E.V. Shakhmatov – *Academician of the RAS, Samara University (Samara, RU).*

Deputy editor-in-chief:

A.I. Ermakov – *Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

A.B. Prokof'ev – *Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU).*

Technical Editor:

E.N.Ermilova – *engineer, Samara University (Samara, RU).*

Executive Editor:

E.N.Ermilova – *engineer, Samara University (Samara, RU).*

Members of the editorial board:

N.D. Bystrov – *Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

V.B. Balyakin – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof., (Samara University, Samara, RU);*

E.G. Berestovitskiy – *Doctor of Sciences (Eng.), Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, RU);*

A.G. Gimadiev – *Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

A.A. Igolkin – *Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

A.N. Kryuchkov – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

A.B. Mayzel – *Doctor of Science (Eng.), Prof. (St.Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, RU);*

G.M. Makar'yants – *Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

V.Ya. Sverbilov – *Candidate of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

S.V. Falaleev – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

A.I. Haymovich – *Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

Yu.A. Nozhnitskiy – *Doctor of Sciences (Eng.), Senior Researcher (Central Institute of Aviation Motors, Moscow, RU);*

G.YA Panovko – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Moscow, RU);*

L.A. Savin – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, RU);*

L.N. Rabinskiy – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Moscow Aviation Institute, Moscow, RU);*

A.A. Skvortsov – *Doctor of Sciences (Phys.–Math.), Prof. (Moscow Poly, Moscow, RU);*

V.F. Pavlov – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

V.P. Radchenko – *Doctor of Sciences (Phys.–Math.), Prof. (Samara Polytech, Samara, RU).*

ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

Журнал «Динамика и виброакустика» публикует теоретические и прикладные оригинальные научно-исследовательские работы в области, обусловленной названием журнала, а также в областях, смежных с ним. Все работы проходят предварительное рецензирование.

Целью журнала является стимулирование дискуссий, формирование научно-информационной среды и распространение идей в области динамики и виброакустики различных систем.

Тематика работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

- **системам управления:** адаптивному и оптимальному управлению; автоматизированному управлению; энергетическим системам и управлению ими; гидравлическим системам управления; интеллектуальному управлению; управлению движением;

- **вибрации:** вибрации систем с постоянными и дискретными параметрами; линейным и нелинейным вибрациям; модальному анализу; динамике конструкций; подавлению вибрации; пассивным и активным методам демпфирования;

- **акустике:** акустической эмиссии; борьбе с шумом и пульсациями рабочей среды;

- **пульсациям давления:** вопросам взаимодействия рабочей среды и твёрдых границ; течениям, вызывающим повышенный уровень шума и вибрации; течению в каналах и трубах; течению в биологических системах; струям; мультифазному течению; гидродинамике надводных и подводных аппаратов; турбулентности и волнам; динамике;

- **динамике машин:** поведению систем; долговечности; надёжности; процессам проектирования и изготовления; мехатронным системам; энергетическим установкам; робототехническим системам; транспортным средствам.

PURPOSES AND SCOPE

The Journal of Dynamics and Vibroacoustics publishes peer-reviewed theoretical and applied original scholarly articles, Research Papers, Technical Briefs, and feature articles in the traditional areas implied by its name, as well as papers in interdisciplinary areas.

The purpose of our journal is to disseminate information in dynamics and vibroacoustics of interest to researchers and designers in engineering, medicine, computer science, chemistry and others. The majority of papers present original analytical, numerical or experimental results and physical interpretation of lasting scientific value. Other papers are devoted to the review of recent contributions to a topic, or the description of the methodology and/or the physical significance of an area that has recently matured.

Area of interests include but is not limited to:

- **control systems:** adaptive and optimal control; computer control; distributed parameter systems and control; energy systems and control; fluid control systems; intelligent control; motion controls;

- **vibration:** vibration of continuous and lumped parameter systems; linear and non-linear vibrations; modal analysis; structural dynamics; vibration suppression and isolation; passive and active damping;

- **acoustics:** acoustic emission; noise control; structural acoustics;

- **pressure pulsation:** fluid-structure interaction; flow induced noise and vibration; bubbly flows; cavitations; compressible flows; duct and pipe flows; flows in biological systems; fluid-structure interaction; jets; multiphase flows; naval hydrodynamics; turbulence and wakes; instrumentation and components;

- **dynamics:** machinery dynamics; rotor dynamics; combined and coupled behavior; durability; reliability; system design and manufacturing; optimization; manufacturing technology; mechatronics; power systems; production systems; robotics, transportation systems.

СОДЕРЖАНИЕ

ПАМЯТИ АКАДЕМИКА ВЛАДИМИРА ПАВЛОВИЧА ШОРИНА <i>Быстров Н.Д.</i>	6
ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАСЧЁТНОГО РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ГТД С УЧЁТОМ ВЛИЯНИЯ АНАЛИТИЧЕСКИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ <i>Пахоменков А.В., Букатый С.А.</i>	19
ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ТОРЦЕВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОЙ НАГРУЗКЕ <i>Виноградов А.С., Шаронов А.И., Загадов И.А., Комисар Ю.В.</i>	31
О ПОГРЕШНОСТЯХ ИЗМЕРЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ УПРОЧНЁННЫХ ДЕТАЛЕЙ <i>Сазанов В.П., Павлов В.Ф., Матвеева К.Ф., Коньхова А.С.</i>	43
ИССЛЕДОВАНИЕ НОРМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ МЕТАНО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ПРИ ЕЁ ОБОГАЩЕНИИ ВОДОРОДОМ И РАЗБАВЛЕНИИ ВОДЯНЫМ ПАРОМ <i>Идрисов Д.В., Матвеев С.С., Матвеев С.Г., Гураков Н.И., Попов А.Д., Литарова А.А.</i>	52
О ПРИМЕНЕНИИ МАТЕРИАЛА МР ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ <i>Иголкин А.А., Сафин А.И.</i>	64
ИССЛЕДОВАНИЕ РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА НА ОСНОВЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ОПОРЫ С МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ <i>Шелковый М.А., Базиненков А.М.</i>	71

ПАМЯТИ АКАДЕМИКА ВЛАДИМИРА ПАВЛОВИЧА ШОРИНА

В декабре 2023 года на 85-м году жизни не стало академика Владимира Павловича Шорина – выдающегося научного и общественного деятеля, сыгравшего ключевую роль в создании Российской академии наук в 90-годы и восстановлении значимости образования в стране. К научной деятельности В. П. Шорина как ни к чему другому применимы слова академика А.Н. Крылова: «Надо помнить, что затраты на истинно научное творчество окупаются затем в жизни государства не седмирицею, не сторицею, а числами, для которых в древнем языке не было названий».

Вся жизнь Владимира Павловича была посвящена служению науке, созданию новой научной школы и новых научных направлений. Защитив докторскую диссертацию и став профессором, он создает новую учебную кафедру в Куйбышевском авиационном институте в начале 80-х годов, которая долгое время готовила специалистов в области автоматического управления двигателями летательных аппаратов и лазерных технологий. После образовательных реформ последнего времени кафедра уже в Самарском университете продолжает подготовку бакалавров и магистров в области автоматизации производства и робототехники, которые востребованы на предприятиях региона и в целом по стране. Под его научным началом несколько десятков его последователей защитили кандидатские и докторские диссертации, снискали академические звания. Научное наследие Владимира Павловича Шорина включает десятки книг, несколько сотен научных статей и десятки патентов.

Родина высоко оценила роль Владимира Павловича Шорина в создании научной школы, руководстве наукой, в деятельности депутатом в законодательном органе страны, подготовке инженерных и научных кадров.

Обладая высокими человеческими качествами, Владимир Павлович Шорин был центром притяжения для своих сотрудников и друзей. В. П. Шорин очень высоко ценил родственные узы. Он чтит память родителей и ушедших из жизни братьев. Огромную радость ему доставляло общение с семьёй. Научное сообщество страны, отдавая дань уважения памяти В.П. Шорина, продолжает осмысление и развитие его идей. Жизнь показала, что научные и инженерные работы академика Владимира Павловича Шорина получили исключительно широкое применение на практике и вызвали к жизни создание и развитие новых научных направлений.

Ключевые слова: академик; наука; научное руководство; учебная кафедра; диссертация; научная и общественная деятельность; образование

Быстров Н.Д.

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

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

bystrof-nd@ya.ru

1 Введение

В декабре 2023 года на 85 году жизни не стало академика Владимира Павловича Шорина.

С глубокой грустью переживают эти декабрьские дни все, кто был сотрудником кафедры, входил в научный коллектив, созданный Владимиром Павловичем, кто был другом этого замечательного человека, кто был знаком с его научным наследием и все те, кто не мог не знать этого прекрасного человека, будучи сотрудниками Самарского университета или Самарского научного центра РАН. Поскольку задача этой статьи кратко описать образ этого замечательного человека, необходимо вспомнить весь его жизненный путь, включая детские и юношеские годы.

2 Детские и школьные годы Володи Шорина

Незадолго до своего 80-летия Владимир Павлович написал, издал и подарил своим сотрудникам автобиографическую повесть «Становление» о своём детстве, студенческих годах и обучении в аспирантуре. Родился он в небольшом городе Нижний Ломов Пензенской области. Его родители были из крестьян Пензенской Губернии, имели трёх сыновей, Володя родился последним. Старший брат Виктор добровольцем вступил в ряды вооружённых сил и с 1943 года принимал участие в боевых операциях. Служил штурманом на торпедоносце, а затем входил в состав лётного объединения, которое перегоняло получаемые в качестве военной помощи от союзников по ленд-лизу самолёты из Ирана к месту боевых действий. Другой брат, Юрий, отличался склонностью к техническому творчеству и изобретательству.

Владимир Павлович писал об отце Павле Семёновиче, что тот непрерывно учился, в доме были книги по различным направлениям сельхознаук. Постоянно держали довольно большой огород при доме, дети работали, помогая родителям.

Свободное время братья проводили в лесу, на реке.

Мама, Мария Дмитриевна, очень много сделала для сына, чтобы тот хорошо учился и получил достойный аттестат зрелости. Через всю жизнь Владимир Павлович пронёс чувство глубокой любви к своим родителям.



Академик Владимир Павлович Шорин

3 Студенческие годы

Володя Шорин начинал студенческую жизнь в г. Пензе студентом Сельскохозяйственного института на факультете механизации сельского хозяйства. Сам Владимир Павлович вспоминал, что как-то летом, будучи в своем институте, увидел приглашение старшекурсникам продолжить учёбу в Куйбышевском авиационном институте. В те годы романтически настроенная молодёжь мечтала об авиации и космонавтике, и это не могло не повлиять на его решение учиться в КуАИ. Это кардинально меняет его жизненные планы.

Переводом с третьего курса он продолжил учёбу в КуАИ. Здесь он подружился с Жуковским А. Е. и Загузовым И. С., сту-

дентами-однокурсниками, которые стали его товарищами на всю жизнь.

Владимир Шорин с головой окунулся в учёбу, при этом достаточно рано он увлёкся научной работой, проявив себя как незаурядный конструктор и изобретатель, а также как молодой учёный, склонный к исследованию проблем в области автоматического управления. блестяще окончив курс по двигателям летательных аппаратов, он получил приглашение со стороны руководства вуза продолжить работу в качестве аспиранта и преподавателя. В эти годы он познакомился со своей невестой Галиной, будущим педагогом, которая позже стала его супругой.

4. Владимир Шорин – молодой аспирант

Аспирантские годы Владимира Шорина были далеко не безоблачными.

Начав работу над диссертацией на Куйбышевском моторном заводе, по истечении года учёбы он вынужден был по ряду достаточно веских причин отказаться от своего прежнего научного руководителя. И здесь начинается достаточно важный этап в жизни Владимира Павловича, потому что его новым руководителем становится профессор Сойфер Александр Миронович – известный специалист в области конструкционной прочности авиационных двигателей, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов КуАИ, научный руководитель отраслевой научно-исследовательской лаборатории №1. Развитие работ по динамике элементов и узлов авиационных двигателей, вдохновителем которых был Александр Миронович, подвигло Владимира Павловича на исследования в области динамики трубопроводных систем двигателей летательных аппаратов. Выбор этого генерального научного направления определил судьбу молодого аспиранта, будущего академика Российской академии наук.

В последующие годы, когда речь заходила об аспирантских годах, Владимир

Павлович всегда с большой теплотой отзывался об Александре Мироновиче.



Владимир Шорин – один из лучших конструкторов СКБ КуАИ (1962 г.)

5 Работа над научным направлением и педагогическая деятельность

Создание высокоэффективных двигательных установок породило проблему, связанную с низкой надёжностью трубопроводных систем, вызванной вынужденными колебаниями рабочей среды, что приводило к разрушению трубопроводных систем и отказу двигателей. Аналитических решений данной задачи не было, а эмпирическая работа не давала точных результатов. Молодой исследователь В. П. Шорин взялся за решение этой сложной задачи.

В конце 60-х годов Владимир Павлович Шорин разрабатывает теорию подавления

вынужденных колебаний рабочих сред в авиационных трубопроводах и создаёт конструкции гасителей колебаний для трубопроводных систем двигателей и летательных аппаратов. К 1968-м году им была подготовлена и успешно защищена кандидатская диссертация «Исследование вынужденных колебаний рабочей среды в сложных трубопроводных системах применительно к гидравлическим системам летательных аппаратов и двигателей».

Таким образом, в 1970-е годы сложилась Школа динамики гидрогазовых систем двигателей летательных аппаратов и энергетических установок. Основой стали исследования динамических процессов в гидрогазовых системах, проводимые на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов (заведующий кафедрой профессор А. М. Сойфер) молодым и энергичным учёным В. П. Шориным.

По окончании аспирантуры и защиты кандидатской диссертации Владимир Павлович продолжает работу ассистентом на кафедре конструкции двигателей летательных аппаратов. Практически в это же время по предложению декана факультета двигателей летательных аппаратов В. Т. Шестакова Владимир Павлович становится его заместителем по старшим курсам. К этой работе, как, впрочем, и к любой другой работе, Владимир Павлович отнёсся исключительно ответственно. Студенты тех лет помнят, если Владимир Павлович обещал помочь, то обязательно держал слово. Его участие во всём, что делалось на факультете и в общежитии, быстрота и успешность в решении любых задач снискали ему уважение студентов, а также привлекли к нему внимание руководителей вуза. Через несколько лет в 1975 году ректор КуАИ В. П. Лукачёв предложил ему занять должность проректора института по вечернему обучению, а затем в 1983 году стать проректором по учебной работе.

6 Создание отдела динамики трубопроводных систем при ОНИЛ-1

Одновременно с педагогической работой Владимир Павлович достаточно активно и очень продуктивно работает в созданном им отделе динамики трубопроводных систем в рамках лаборатории ОНИЛ-1. Он создаёт научную группу, основой которой стали три выпускника КуАИ, аспиранты очного обучения: Гимадиев Асгат, Санчугов Валерий и Брудков Лев. Это первые ученики Владимира Павловича, двое из которых после успешной защиты диссертаций продолжили работу в вузе, а к.т.н. Гимадиев Асгат и на впоследствии созданной В. П. Шориным кафедре автоматических систем и энергетических установок.

В формировании В. П. Шорина как учёного и преподавателя большую роль сыграл выдающийся учёный, генеральный конструктор двигателей летательных аппаратов, академик Академии наук Советского Союза Николай Дмитриевич Кузнецов. При его непосредственной поддержке в 1973 году В. П. Шорин был направлен на научную стажировку в Белградский университет на кафедру автоматизированных систем.



С ректором КуАИ Лукачёвым В. П. (слева) Шорин В. П. и Чегодаев Д. Е. поздравляют Н. Д. Кузнецова (1980 г.)

7 Создание новой учебной кафедры

Во Владимире Павловиче довольно рано стали проявляться черты педагога и наставника. Причём эти качества проявлялись тонко и ненавязчиво. Этим определялось стремление многих молодых людей работать в коллективе под началом Владимира Павловича. Владимир Павлович решал многие вопросы воспитательного характера собственным примером добросовестного отношения к своим обязанностям, умением находить наиболее удачные решения в сложных жизненных ситуациях. Если кому-то из сотрудников давалось какое-либо обещание со стороны Владимира Павловича, то можно было не сомневаться,

что оно будет исполнено наилучшим образом.

Педагогическая одарённость Владимира Павловича вместе с научными достижениями способствовала появлению идеи создать кафедру автоматических систем в КуАИ и стать её заведующим.

Эта идея была с успехом претворена в жизнь спустя два года после защиты докторской диссертации. Таким образом, в сентябре 1982 года была создана кафедра автоматических систем энергетических установок (АСЭУ). К тому времени сложился коллектив преподавателей-единомышленников и молодых кандидатов наук, желавших работать на такой кафедре.



Кафедра АСЭУ (1983 год)

Таким образом, в состав кафедры вошли соратники и последователи В. П. Шорина: А. Г. Конев, А. Г. Гимадиев, А. Е. Жуковский. Затем пришли первые ученики: Е. В. Шахматов, А. Н. Головин и другие. Привлекались и ведущие специалисты отрасли: главный конструктор КБ «Арматур-проект» В. М. Квасов, главный конструктор Конструкторского бюро автоматических систем (КБАС) А. В. Кислецов и др. Большой вклад в организационную работу новой кафедры внесли инженеры Л. М. Лапчук и Л. С. Загузова.

Надо сразу подчеркнуть, что молодой заведующий создавал наилучшие условия для профессионального совершенства

сотрудников и их научного роста. Это не могло не дать своих результатов.

Развитие новых видов техники, в частности лазерных систем в Куйбышевской области, создание филиала Физического института Академии наук СССР (ФИАН) в 1983 году привели к тому, что на кафедру АСЭУ была возложена задача подготовки кадров и проведения исследований в области лазерной техники.

Сотрудники кафедры физики КуАИ Журавлев О. А. и Изжеуров Е. А., а также ведущие специалисты филиала ФИАН, НПО АС (ныне ФГУП КБ Автоматических систем) и НПО «Труд» (ныне ОАО «КУЗНЕЦОВ») составили основу учебного цикла «Лазерная техника» для подготовки на ка-

федре АСЭУ инженеров-механиков в области конструирования и эксплуатации лазерных установок. В последующие годы специальность получила название «Лазерные системы в ракетной технике и космонавтике». В общей сложности к моменту передачи специальности на другой факультет было подготовлено более 300 инженеров-лазерщиков.

Творческая деятельность молодого научного коллектива кафедры автоматических систем энергетических установок привела к ряду важных научных достижений, одним из итогов которых явились защиты диссертаций учеников В. П. Шорина: А. Г. Конева, А. Н. Головина, В.Я. Свербилова (1983 г.) и Е. В. Шахматова (1984 г.). Результаты научных исследований были представлены в солидных журналах: «Авиационная промышленность», «Известия вузов», «Теплоэнергетика», «Известия АН СССР», а также в заграничных изданиях.

В 2000 году под руководством Владимира Павловича в то время в СГАУ была открыта специальность 121100 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика».

На кафедре АСЭУ, бессменным заведующим которой в течение 28 лет являлся Владимир Павлович, в конце 2010 года работало 9 докторов наук, некоторые из них уже были профессорами. В этом же году Владимир Павлович передал бразды руководства кафедрой своему ученику, будущему академику РАН Шахматову Евгению Владимировичу – одному из талантливых учёных, связавших свой творческий путь с Самарским университетом и кафедрой с момента окончания вуза до наших дней.

8 Работа на ректорском посту

Среди замечательных качеств Владимира Павловича следует подчеркнуть его целеустремлённость, неутомимость в следовании намеченным целям. Эти черты характера, которые многие друзья и знакомые, не сговариваясь, отмечают, во

многом определили его творческую судьбу и вместе с прекрасной математической и инженерной подготовкой и обширным набором качеств, присущих талантливому руководителю, привели к быстрому научному росту и выдвижению его на ответственные посты в КуАИ.

Спустя шесть лет с момента организации кафедры АСЭУ Владимира Павловича, в соответствии с новой демократической процедурой тех лет, выбирают на должность ректора института.

Во время работы ректором Куйбышевского авиационного института (1988–1990) В. П. Шорин сконцентрировал свои усилия на узловых вопросах перестройки высшей школы. Под его руководством были разработаны новые учебные планы, ориентированные на подготовку высококвалифицированных специалистов для приоритетных направлений авиационно-космической науки и техники, проводилась большая работа по научной организации учебного процесса, учебные лаборатории и кафедры оснащались современным оборудованием и вычислительной техникой. Была существенно пересмотрена концепция научной деятельности института в направлении её фундаментализации и повышения эффективности.

Следует ещё раз особо отметить период деятельности Владимира Павловича, связанный с постоянной работой в КуАИ. В это время Шорин Владимир Павлович был центром притяжения творческих сил института и ведущих специалистов авиационно-строительных предприятий города Куйбышева, он был душой компании, куда входили и сотрудники кафедры, и близкие друзья. Обладая незаурядным чувством юмора, Владимир Павлович умел артистически рассказать занимательную историю, развеселить компанию, создать настроение, как нельзя лучше всего соответствующее праздничной атмосфере.

Владимир Павлович никогда не отказывался поддержать инициативы сотрудников. Когда в бытность его ректором КуАИ со стороны 2-го факультета было предло-

жено создать короткометражный документальный цветной профориентационный фильм «КуАИ им. С. П. Королёва» с привлечением профессиональных сотрудников киностудии министерства обороны, Владимир Павлович поддержал это начинание. В итоге в течение нескольких лет профориентационная работа в школах города и области велась с демонстрацией этого фильма. Более того, немногим позже с его «лёгкой руки» был создан фильм «Взлёт» о развитии научных исследований в КуАИ. Правда, принимать этот фильм ему пришлось в Москве на киностудии им. А. М. Горького в статусе народного депутата.

Владимир Павлович умел, как никто другой, высказать критическое замечание о деятельности сотрудника, но таким образом, чтобы не обидеть его, а настроить на скорейшее преодоление возникшей проблемы или затруднения.

Ещё одной отличительной чертой характера Владимира Павловича была его способность бескорыстно помочь другому человеку, поддержать его в трудную минуту жизни. Многие сотрудники и друзья могут привести примеры поддержки, когда помощь со стороны Владимира Павловича определяла во многом их дальнейшую судьбу.

9 Деятельность в законодательном собрании государства

Значительным этапом деятельности Владимира Павловича являлась его работа в законодательном собрании. Вот что по этому поводу можно было прочитать в мировой сети: «В 1990 году Шорин В. П. избирается в Верховный Совет РСФСР, где возглавляет Комитет по науке и народному образованию. В процессе своей депутатской деятельности он инициировал Постановление Верховного Совета о создании Российской академии наук и принял активное участие в формировании её состава. Под его руководством и при его непосредственном участии подготовлены про-

екты Указа Президента России № 1 и Закона РФ об образовании, проекты ряда других законов и постановлений, регламентирующих деятельность в сфере науки и образования. Шорин В. П. внёс существенный вклад в развитие исследований и подготовку высококвалифицированных кадров России, являясь исполнительным директором Федеральных целевых программ «Государственная поддержка интеграции высшего образования и фундаментальной науки» и «Интеграция науки и образования России».



На приёме у министра образования РФ Кинелёва В. Г. (в центре) с супругой Галиной Ивановной (2000 г.)

В 1991 году выпускник КуАИ Шорин В. П. становится академиком РАН.



В рабочем кабинете СНЦ РАН

10 О научной школе академика Владимира Павловича Шорина

Высокая эффективность научных исследований, проводимых творческим коллективом под руководством академика В. П. Шорина, признание вклада учёных-исследователей в развитие российской науки сделали возможным образование в 1995 году Института акустики машин (ИАМ) при СГАУ.

Во главе с Владимиром Павловичем в ИАМ проводились фундаментальные исследования в направлении изучения взаимодействия виброакустических полей гидравлических и механических подсистем сложных технических объектов, осуществлялось развитие теории подавления колебаний в газовых и гидромеханических системах и теории управления лазерными установками, изучалось и многое другое. Одним из важнейших направлений деятельности ИАМ было снижение пульсаций, вибраций и шума. Полученные результаты исследований специалистов института используются до настоящего времени для снижения виброакустических нагрузок в системах авиационной и ракетно-космической техники, трубопроводного транспорта нефти и газа, в машиностроении, различных технологических процессах. Разработки Шорина и его учеников нашли практическое применение в системах авиационных двигателей и летательных аппаратов, в технологическом оборудовании российских и зарубежных предприятий.

К этому времени в коллективе было 9 докторов технических наук (шесть по направлению «Гидрогазовые системы» и три по лазерной технике), «выращенных» на кафедре, 17 кандидатов технических наук, аспиранты и опытные инженеры-исследователи – всего 34 человека. В. П. Шорин стал научным руководителем института, а его бывший ученик, а потом и соратник, профессор Е. В. Шахматов – директором.

Интеллигентность Шорина всегда была ключевым фактором в его отношениях с людьми. Такт в разговоре и уважение к мнению собеседника во многом определили успех многих интересных научных находок и решений.

В. П. Шорин являлся членом бюро Отделения энергетики, машиностроения, механики и процессов управления РАН.

Общий список научных трудов В. П. Шорина включает десятки книг, свыше 400 печатных работ, в том числе более 70 авторских свидетельств и патентов на изобретения. Им лично были подготовлены 18 кандидатов и 7 докторов наук.

11 В. П. Шорин – председатель Самарского научного центра

С 1994 г. В. П. Шорин возглавлял Самарский научный центр Российской академии наук (СНЦ РАН). На этом посту В. П. Шорин инициировал привлечение необходимых средств по линии программы «интеграции» и средств Самарской области для строительства на территории СГАУ межвузовского медиацентра.

Самарский научный центр РАН в период работы В. П. Шорина председателем курировал учреждения РАН, расположенные в Самарской области, среди которых: Институт экологии Волжского бассейна, Институт систем обработки изображений, самарский филиал ФИАН и др. В составе центра функционировало Поволжское отделение секции прикладных проблем при Президиуме РАН.

Под руководством академика Шорина СамНЦ РАН не только сохранил свой потенциал, но и получил дальнейшее развитие: по его предложению в Самаре были открыты Институт проблем управления сложными системами (1996 год), Волжский филиал Института металлургии и материаловедения им. А. А. Байкова (1998 год), Поволжский филиал Института российской истории РАН (2004 г.).

Задачи Шорина как руководителя центра академической науки были исключи-

тельно обширны: развитие научных исследований по междисциплинарным государственным и региональным программам; координация фундаментальных научных исследований, развитие международного научного сотрудничества.

12 Награды В. П. Шорина и общественная деятельность последних лет жизни учёного

Награды и почётные звания Шорина В. П., свидетельствующие о признании его научных трудов:

1989 г. Орден Трудового Красного Знамени.

1989 г. Почётное звание «Заслуженный деятель науки и техники РФ».

1992 г. Почётная грамота Верховного Совета РСФСР.

В 1992 г. в составе группы учёных за работу «Разработка и внедрение интегральных лазерных и плазменных технологий, создание изделий новой техники авиационного и космического назначения» В. П. Шорин был удостоен Государственной премии России в области науки и техники.

1999 г. Лауреат премии Правительства РФ в области науки и техники.

1999 г. Орден «Почёта».

1999 г. Почётный доктор Пекинского технологического института (Китай).

2001 г. В. П. Шорин в составе коллектива авторов стал лауреатом Губернской премии за создание регионального центра высокопроизводительной обработки информации.

2004 г. Премия Президента Российской Федерации в области образования.

2006 г. Лауреат конкурса государственной поддержки ведущих научных школ.

В. П. Шорин выполнял обязанности исполнительного директора Федеральной целевой программы «Государственная поддержка интеграции фундаментальной науки и высшего образования на 1997-2000 годы», имевшей статус президентской. Его деятельность на этом посту во

многом способствовала оживлению научных исследований в вузах страны и академических институтах по подготовке высококвалифицированных кадров для фундаментальной науки.

13 Общественная деятельность

Общественная деятельность В. П. Шорина была не менее многогранной. В. П. Шорин выполнял многие общественные обязанности как член научного совета при Совете безопасности РФ, член комиссии по Государственным премиям РФ, член ВАК РФ, член научно-технического совета Минобразования РФ, член комиссии РАН по работе с молодёжью, председатель регионального экспертного совета РФФИ, заместитель председателя комиссии по присуждению Губернских премий и грантов в области науки и техники. В. П. Шорин являлся членом бюро Отделения энергетики, машиностроения, механики и процессов управления РАН.

14 Ученики и научные соратники о Владимире Павловиче

Многогранность личности выдающегося выпускника КуАИ-Самарского университета заслуживает самых искренних воспоминаний.

Вот с каким посланием обратился к Владимиру Павловичу по поводу его 80-летия Научный руководитель Самарского университета, его соратник, **Евгений Владимирович Шахматов**, ныне академик РАН:

«Исполняется 80 лет академику РАН Владимиру Павловичу Шорину, моему учителю, наставнику, другу. Ровно 45 лет назад он пригласил меня, студента 3 курса, на разговор в деканат факультета двигателей летательных аппаратов КуАИ. В ходе обстоятельного разговора он не только убедил меня перейти на новую специализацию и пригласил в ОНИЛ-1 заниматься наукой, но и расположил к себе

как к человеку. И это оказалось на всю жизнь. А жизнь у Владимира Павловича очень насыщенная, интересная и плодотворная, каждый из её этапов может быть описан отдельной книгой, так как включает массу созидательных дел. Из небольшой научной группы выросли институт акустики машин и кафедра АСЭУ, появились десятки кандидатов и докторов наук, что позволило открыть новые специальности и направления подготовки кадров. Первый Указ «Об образовании», давший гарантии для материального обеспечения системы образования, закон о создании Российской академии наук – всё это плоды работы Владимира Павловича. Были и трагические события – расстрел Белого дома в 1993 году, потери близких... Но жизнь продолжается, и хочется пожелать Владимиру Павловичу крепкого здоровья, успехов во всём, чтобы продолжалась радость общения с друзьями и его любимыми – дочерью Ириной, внучкой Машей и правнуком Иваном».

В своё время первый аспирант Владимира Павловича, профессор **Гимадиев Асгат Гатъятович**, ещё при жизни Шорина В. П. поделился с сотрудниками университета краткими воспоминаниями (воспоминания приводятся ниже полностью).

«Я благодарен судьбе, что на моём жизненном пути высветился человек с большой буквы – Владимир Павлович Шорин. Будучи студентом 4-го курса КуАИ, в поисках интересных направлений в учёбе, науке, следуя своему увлечению автоматикой двигателей, начал ходить на лекции В. П. Шорина, который читал лекции на 5-том курсе. Я с радостью ходил на эти лекции, не пропуская ни одной в течение двух семестров. Владимир Павлович был ещё только «незащищённым» ассистентом, а как хорошо читал лекции! Трудный для понимания студентов материал по автоматике и регулированию ЖРД Владимир Павлович излагал ясно, доходчиво. Уже в то время было ясно, что перед нами природжждённый педагог, увлечённый наукой по динамике гидравлических и топ-

ливных систем ЛА. По окончании КуАИ я был распределён на КМЗ по моему настоянию, хотя Владимир Павлович предлагал работу в ОНИЛ-1. Несмотря на работу в другой организации, никогда не терял связь с Владимиром Павловичем, интересовался результатами его деятельности, статьями.

Владимир Павлович ставил перед нами задачи, решение которых он уже предвидел и продумывал до конца, а нам казалось, что мы решаем их, и от этого мы получили истинное удовлетворение. Как забыть те вечера, которые мы проводили вместе в лаборатории. Они – Владимир Павлович, Р. Н. Старобинский, А. Е. Жуковский – вели беседу, а мы слушали, сидя поодаль, иногда бегали за «сухим» и конфетами «Буревестник». Это была настоящая школа познания, опыта, решения интересных задач, применение которых только едва проглядывалось. Большое значение в наборе опыта исследования процессов в гидравлических системах сыграла работа в качестве лаборанта в группе, возглавляемой Владимиром Павловичем, тогда ещё малочисленной (инженер Лапчук Л. М., лаборант Конев А. Г. и автор). Приобретя некоторый опыт на КМЗ по испытанию двигателей НК-33, вернулся в отдел 40 ОНИЛ-1 КуАИ, руководимый Владимиром Павловичем. Начались исследования в основном по заказам предприятий. В то время бюджетного финансирования было мало в отличие от настоящего времени. Приходилось самим искать заказчиков, и в этом основная тяжесть ложилась на Владимира Павловича, который был в контакте с предприятиями, искал их «болевые» задачи, к решению которых плавно подключались сотрудники отдела 40, которых насчитывалось более десяти человек. Владимир Павлович явился моим фактическим руководителем в аспирантуре, хотя официально руководителем был академик Н. Д. Кузнецов.

Меня поражала та основательность, которую проявлял Владимир Павлович в решении любых задач и, вместе с тем,

доброе отношение к подчинённым, в частности, ко мне, как к первому его аспиранту. Владимир Павлович методично приучал к решению научных задач. Учитывая мой малый опыт, он давал дооформлять им написанную статью, затем ставились задачи, шло движение от простого к сложному. Регулярные встречи по вечерам у него дома, где в домашней обстановке обсуждались задачи, пути их решения. От него всегда уходил воодушевлённый, поддержанный, без замечаний за невыполненное задание. Часто засиживались у него в доме допоздна. Супруга Владимира Павловича Галина Ивановна с пониманием относилась к его работе и консультациям.

Наступил второй год аспирантуры. Летом Владимир Павлович предложил мне поехать вместе с его семьёй на его родину с тем, чтобы подвести некоторую черту в работе и наметить путь дальнейших исследований. В основном отдыхали с родственниками Владимира Павловича, которые как родного встретили меня... Во время учёбы в аспирантуре я женился, родились дети, жили на частной квартире. Приходилось зарабатывать, «колымить» на стройке. Владимир Павлович с пониманием относился к этому моему «увлечению», хотя эта работа отнимала много сил и времени от аспирантских дел. Эти мои воспоминания приходятся на начало моей научной карьеры, в которой Владимир Павлович сыграл решающую роль как научный руководитель, наставник и друг. Владимир Павлович своей рукой на втором листе своей первой монографии надписал «... другу...».

Можно много писать и говорить о Владимире Павловиче Шорине как о крупном учёном, руководителе научной школы, организаторе крупного масштаба, много сделавшим для университета и вообще для развития образования и науки нашей страны».

При подготовке статьи были использованы материалы источников, указанных в следующем разделе.

Список использованных источников

[1] Взлёт. Сборник очерков: в 2-х т. / редкол.: В.А. Сойфер [и др.] – Самара: СГАУ, Издательство «Учебная литература», 2012. – Т. 1. – 480 с.

[2] Академик Шорин Владимир Павлович и его школа/ авт.-сост. М. Ю. Анисимов, Н. Д. Быстров, А. Г. Гимадиев [и др.]; под редакцией Е. В. Шахматова. – Самара : АНО «Изд-во СНЦ РАН», 2009. – 80 с.

[3] Выдающиеся выпускники Самарского университета. Шорин Владимир Павлович. // Интернет-портал Самарского университета. – <https://ssau.ru/info/person/around/outstanding/shorin> (дата обращения 20.12.2023).

[4] Академику В. П. Шорину — 60 лет. // Известия Самарского научного центра РАН. — Самара, 1999. — Т. 1, № 2. — С. 181–182.

[5] Академику В. П. Шорину — 70 лет. // Известия Самарского научного центра РАН. — Самара, 2009. — Т. 11, №5. — С. 7–8.

[6] Шорин, В.П. Становление. (Автобиографическая повесть). / В. П. Шорин – Самара: АНО «Издательство СНЦ», 2018 г. –100 с.

[7] К 80-летию Владимира Павловича Шорина. Юбилейный выпуск. // Газета «Полёт». – 2019 г. – 27 июля

[8] Краткая история кафедры автоматических систем энергетических установок / под редакцией Е. В. Шахматова. – Самара : Издательство Самарского университета, 2022. – 36 с.

IN MEMORY OF ACADEMICIAN VLADIMIR PAVLOVICH SHORIN

In December 2023, at the age of 85, Academician Vladimir Pavlovich Shorin, an outstanding scientific and public figure who played a key role in the creation of the Russian Academy of Sciences in the 90s and restoring the importance of education in the country, passed away. The words of Academician A.N. Krylov apply to the scientific activity of V.P. Shorin like nothing else: "We must remember that the costs of truly scientific creativity are then repaid in the life of the state not by a sevenfold, not a hundredfold, but by numbers for which there were no names in the ancient language." Vladimir Shorin's entire life was devoted to serving science, creating a new scientific school and new scientific directions. Having defended his doctoral dissertation and become a professor, he created a new educational department at the Kuibyshev Aviation Institute in the early 80s, which for a long time trained specialists in the field of automatic control of aircraft engines and laser technologies. After recent educational reforms, his department, already at Samara University, continues to train bachelors and masters in the field of production automation and robotics, which are in demand at enterprises in the region and throughout the country. Under his scientific leadership, several dozen of his followers defended their candidate and doctoral dissertations and earned academic titles. The scientific heritage of Vladimir Shorin includes dozens of books, several hundred scientific articles and dozens of patents. The Motherland highly appreciated the role of Vladimir Shorin in the creation of a scientific school, the leadership of science, his activities as a deputy in the country's legislative body, and the training of engineering and scientific personnel. Possessing high human qualities, Vladimir Shorin was the center of attraction for his employees and friends. He valued family ties very highly. He honored the memory of his parents and deceased brothers. The scientific community of the country, paying tribute to the memory of V.P. Shorin, continues to comprehend and develop his ideas. Life has shown that the scientific and engineering works of Academician Vladimir Pavlovich Shorin have received extremely wide application in practice and have given rise to the creation and development of new scientific directions.

N.D. Bystrov

Samara National Research University
34, Moskovskoye shosse
Samara, 443086,
Russian Federation

bystrof-nd@ya.ru

Keywords: *academician; science; scientific leadership; educational department; thesis; scientific and social activities; education*

References

- [1] Soyfer , V. A. (ed) (2012), *Vzlet. Sbornik ocherkov: v 2-kh t.* [Collection of essays: in 2 volumes], vol. 1, in Soyfer , V. A. (redaktor), Balakin, V. L., Kuz'michev, V.S., Novikova, A. L. (ed), Izdatel'stvo «Uchebnaya literatura», Samara, Russia. (in Russian).
- [2] Anisimov, M. Yu., Bystrov, N. D., Gimadiev, A. G., Lazarev, Yu. N. and Shakhmatov, E. V. (2009), *Akademik Shorin Vladimir Pavlovich i ego shkola* [Academician Vladimir Pavlovich Shorin and his school], in Shakhmatov, E. V. (ed), Publishing House of the SSC RAS, Samara, Russia. (in Russian).
- [3] The official site of Samara University, "Outstanding graduates of Samara University. Shorin Vladimir Pavlovich", available at: <https://ssau.ru/info/person/around/outstanding/shorin> (Accessed 20 Dec 2023).
- [5] "Akademiku V. P. Shorinu — 60 let"[Academician V.P. Shorin is 60 years old] (1999), *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, vol. 1, no. 2, Samara, Russia, pp. 181–182. (in Russian).

[6] "Akademiku V. P. Shorinu — 70 let" [Academician V.P. Shorin is 70 years old] (2009), *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, vol. 11, no. 5, Samara, Russia, pp. 7–8. (in Russian).

[5] Shorin, V.P. (2018), *Stanovlenie (Avtobiograficheskaya povest')* [Becoming. (Autobiographical story)], Izdatel'stvo SNTs, Samara, Russia. (in Russian).

[6] "K 80-letiyu Vladimira Pavlovicha Shorina" [To the 80th anniversary of Vladimir Pavlovich Shorin. Anniversary issue] (2019), *Gazeta «Polet»*, July 27.

[7] Shakhmatov, E. V.(2022), *Kratkaya istoriya kafedry avtomaticheskikh sistem energeticheskikh ustanovok* [Brief history of the department of automatic systems for power plants], in Shakhmatov, E. V. (ed.), Izdatel'stvo Samarskogo universiteta, Samara, Russia. (in Russian).

Пахоменков А.В.

ПАО «ОДК-Сатурн»

пр-т Ленина, д.163,
г. Рыбинск, 152903,
Российская Федерацияaleksandr.pakhomenkov@uec-saturn.ru**Букатый С.А.**Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва
(Самарский университет)Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАСЧЁТНОГО РЕСУРСА
ДЕТАЛЕЙ ГТД С УЧЁТОМ ВЛИЯНИЯ
АНАЛИТИЧЕСКИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
ФАКТОРОВ**

Рассмотрен метод определения ресурса деталей газотурбинных двигателей, основанный на расчёте малоциклового долговечности деталей с учётом влияния аналитических и эксплуатационных факторов. На примере оценки ресурса диска первой ступени компрессора низкого давления показано, что действующие коэффициенты запаса прочности более чем в 4 раза занижают значения расчётной циклической долговечности.

Ключевые слова: ресурс; малоцикловая усталость; коэффициенты запаса прочности; аналитические и эксплуатационные факторы

1 Введение

В соответствии с действующей нормативно-технической документацией (НТД) [1] определение расчётного ресурса и установление назначенного ресурса основным деталям ГТД допустимо двумя способами:

- по результатам испытаний деталей, узлов или двигателей на малоцикловую усталость [2...4] (МЦУ) с требуемыми нормированными запасами прочности;
- по результатам расчётов циклической долговечности с использованием данных по конструкционной прочности материалов и нормированных коэффициентов запаса прочности.

Проведение испытаний деталей, узлов или двигателей на МЦУ требует значительного времени и существенных материальных затрат. Аналогично проведение натуральных испытаний отдельных деталей или узлов может столкнуться с проблемой невозможности полной имитации циклического нагружения или проведения испытаний ввиду массово-габаритных ограничений установок и испытательных стендов.

В дальнейшем с целью повышения точности прогнозирования малоциклового долговечности появились различные модификации уравнения Мэнсона [5, 6]. Однако результаты расчётов в ряде случаев значительно отличаются от результатов, полученных при испытаниях на МЦУ не только деталей, но и стандартных образцов и образцов с концентраторами напряжений [7, 8]. На основе многочисленных исследований по определению фактической циклической долговечности деталей, проведённых в ПАО «ОДК-Сатурн» [9], установлено, что уравнение Мэнсона приводит к занижению циклической долговечности по отношению к экспериментальным данным.

Известен метод установления ресурса авиационного газотурбинного двигателя (до первого капитального ремонта, межремонтный, назначенный) в соответствии с установленной нагруженностью [10]. Его недостатком является то, что оценку выработки назначенного ресурса газотурбинного двигателя проводят без учёта нагруженности ГТД в реальных условиях.

В [11] изложен метод установления ресурса ГТД в соответствии с установленной нагрузженностью, которая задаётся обобщённым полётным циклом. Недостатком этого метода является то, что оценку нагрузженности ГТД производят без учёта реальных условий полета и режимов его работы, что затрудняет количественную оценку повреждаемости ГТД.

Для установления ресурса основных деталей (ОД) ФГУП ЦИАМ им. П. И. Баранова разработало Временное положение [12] и Методику определения запасов по циклической долговечности [13], в соответствии с которыми требуется экспериментальное определение назначенного ресурса для ОД по эквивалентно-циклическим испытаниям всего двигателя или ОД отдельно, что является дорогостоящим способом.

Наиболее подробно и обоснованно изложена методика определения запасов по циклической долговечности основных деталей в технической процедуре PowerJet [14]. Данная методика учитывает все основные составляющие, сочетание которых влияет на прогнозирование долговечности и надёжности критических деталей: нагрузки, характеристики материалов, влияние окружающей среды и условия эксплуатации. Методика разработана компанией PowerJet S.A. на основе опыта эксплуатации двигателей зарубежной компании SAFRAN AIRCRAFT ENGINES и служит для демонстрации соответствия двигателей SaM146 требованиям нормативов лётной годности. Поэтому разработка новых отечественных подходов и расчётных методов прогнозирования циклической долговечности и ресурса ответственных деталей является актуальной проблемой.

Целью настоящей работы является разработка метода расчётного прогнозирования ресурса ГТД, учитывающего влияние аналитических и эксплуатационных факторов в малоцикловой области нагружения ОД газотурбинных двигателей.

2 Расчётный метод прогнозирования ресурса ГТД

Предлагаемый метод основан на использовании следующей зависимости [15]:

$$N_K = N_{\text{расч}} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (1)$$

где $N_{\text{расч}}$ – расчётное количество циклов до разрушения детали; K_1, K_2 – коэффициенты запаса по циклической долговечности, определяемые расчётно-экспериментальным способом с учётом опыта эксплуатации двигателей.

Расчётное количество циклов до разрушения предлагается определять на основе метода эквивалентных испытаний образцов с концентратором напряжений [16], моделирующим напряжённоподобное состояние (НДС) в наиболее опасном месте детали – в одном из концентраторов напряжений детали. Коэффициенты K_1 определяют на основе аналитических факторов, а определение K_2 основано на использовании эксплуатационных факторов.

В качестве параметров, характеризующих *аналитические факторы*, используются: условия эксплуатации ГТД ($K_{УЭ}$); тепловое состояние отдельных деталей и модулей двигателя ($K_{ТС}$); напряжённоподобное состояние основных деталей ($K_{НДС}$); свойства используемых материалов ($K_{СМ}$); расчётная циклическая долговечность ($K_{ЦД}$).

В качестве *эксплуатационных факторов* используются результаты: стендовых заводских испытаний ($K_{СИ}$); эксплуатации имеющегося авиационного парка ($K_{Э}$).

Степень влияния каждого из данных факторов на соответствующий коэффициент запаса прочности характеризуется достоверностью и объёмом имеющейся информации, характеризующей каждый фактор. Для каждого из вышеперечисленных факторов проводится количественная оценка, включающая в себя подробный анализ всех характеристик, описывающих каждый из факторов. Для проведения ко-

личественной оценки каждого фактора используется балльная система, имеющая строгий численный диапазон для каждой характеристики фактора. После проведения количественной оценки каждого из факторов определяются показатели *аналитического* ($K_{АП}$) и *эксплуатационного* ($K_{ЭА}$) анализов, являющиеся функциями соответствующих факторов

$$K_{АП} = f(K_{УЭ}, K_{ТС}, K_{НДС}, K_{СМ}, K_{ЦД});$$

$$K_{ЭП} = f(K_{СИ}, K_{Э}). \quad (2)$$

После определения всех показателей проводится оценка области применения каждого из показателей. Область их применения характеризуется численным диапазоном, выход за рамки которого приводит к аннулированию показателя и, как следствие, невозможности использования данного метода для оценки циклической долговечности деталей. Основной причиной выхода за рамки области применения

показателей является недостаток информации при анализе как отдельного фактора, так и суммарной оценки всех факторов. Границы области применения показателей определяются на основе результатов экспериментальной проверки по влиянию каждого из факторов на циклический ресурс деталей.

После определения величины показателей аналитического и эксплуатационного факторов определяют величины коэффициентов запаса по циклической долговечности K_1 и K_2 , которые в свою очередь также являются функциями соответствующих показателей и изменяются в диапазоне от 0 до 1.

$$K_1 = f(K_{АП}); \quad K_2 = f(K_{ЭП}). \quad (3)$$

На рисунке 1 представлена блок-схема, описывающая предлагаемую процедуру определения циклического ресурса.

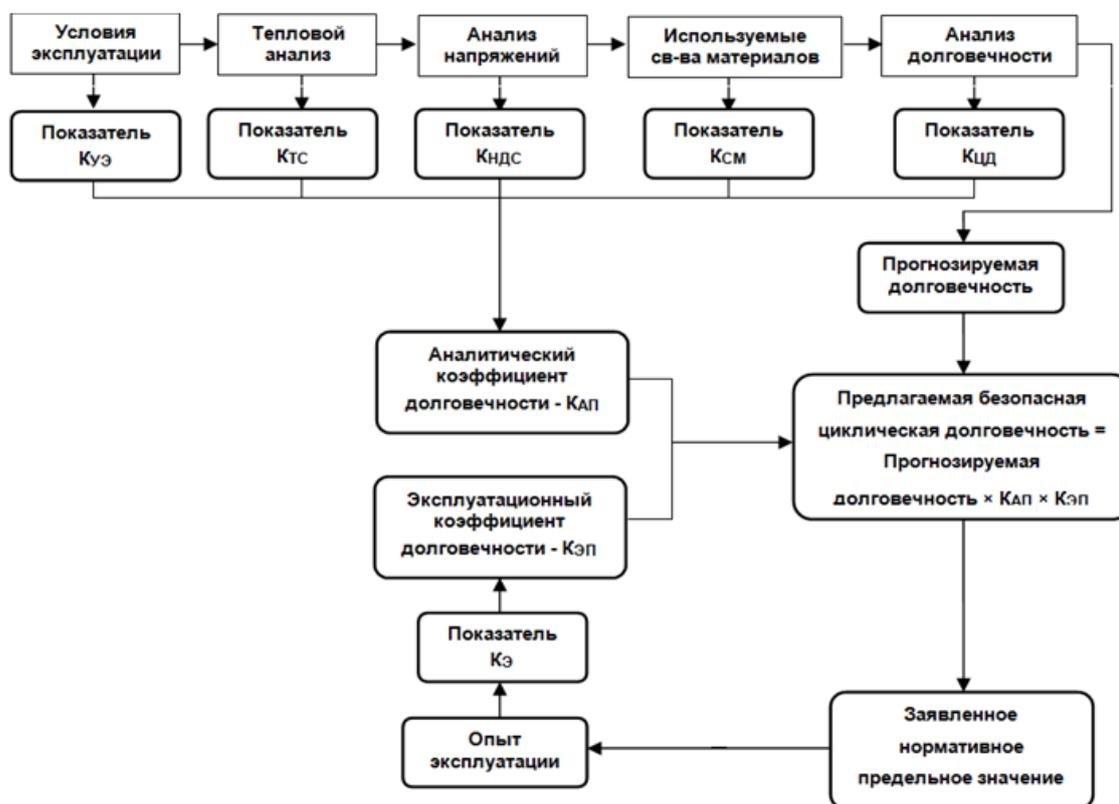


Рисунок 1. Блок-схема процедуры определения циклического ресурса

В соответствии с предлагаемым методом оценки циклического ресурса деталей величины коэффициентов запаса по циклической долговечности не являются постоянными величинами и изменяются в зависимости от степени достоверности и объёма данных, располагаемых фирмой-разработчиком при проектировании ГТД. Данный метод оценки циклической долговечности и ресурса деталей успешно применён на ПАО «ОДК-Сатурн» при продлении ресурса авиационных двигателей.

3 Пример применения расчётного метода прогнозирования ресурса ГТД

В качестве примера ниже рассмотрено применение данного метода на примере диска первой ступени компрессора низкого давления (КНД) авиационного двигателя. Рассмотрим проведение анализа показателя условия эксплуатации $K_{уэ}$. Под термином «условия эксплуатации» подразумеваются все факторы, вносящие вклад в формирование термодинамических параметров, характеризующих работу двигателя в ходе эксплуатации. Данные параметры являются исходными данными для проведения термомеханических расчётов, необходимых для определения прогнозируемой циклической долговечности.

«Условия эксплуатации» делятся на две группы: сведения, несущие информацию о назначении двигателя и о его полётных циклах, и сведения, несущие информацию о моделировании эксплуатационных полётных циклов на установившихся и переходных режимах. Профили обобщённых типовых полётных циклов разработаны с использованием предварительных данных изготовителя самолёта. Обобщение результатов полётов первых самолётов в ходе проведения лётных испытаний вместо эксплуатации в учебном процессе показано на схеме (рисунок 2).

Так как термодинамическая модель двигателя соответствует заявленной конфигурации, но откалибрована по результатам наземных испытаний с учётом резуль-

татов испытаний лётной лаборатории, итоговое значение показателя условия эксплуатации равно сумме всех коэффициентов и равно 45.

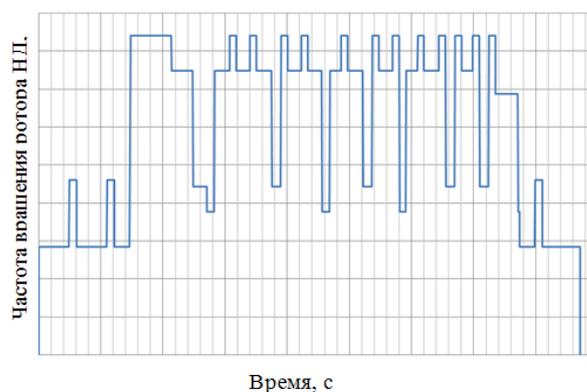


Рисунок 2. Схема обобщённого типового полётного цикла (ОТПЦ)

Далее производится оценка показателя достоверности **теплового состояния** $K_{ТС}$, который характеризует результаты анализа изменения теплового состояния диска первой ступени КНД относительно полётного цикла, используемого при окончательном расчёте циклической долговечности. Показатель характеризует также степень достоверности результатов теоретического теплового анализа по отношению к результатам теплового анализа, полученного при испытаниях.

Показатель ТС оценивается для каждой зоны диска первой ступени КНД, влияющей на её циклическую долговечность. Критическими зонами для расчёта циклической долговечности являются зоны с нарушением окружных связей. К ним относятся: профильная часть рабочих колёс, отверстия под балансировочные грузики, отверстия под сброс масла, болтовые отверстия.

Оценка показателя теплового анализа выполняется в два этапа: на первом этапе определяется базовый показатель, который зависит от чувствительности циклической долговечности диска первой ступени КНД к температурным воздействиям; на втором этапе базовый показатель подвергается коррекции. Коррекция базового показателя включает в себя учёт уровня качества теп-

лового анализа, использующегося для определения термодинамических параметров двигателя (температуры, давления и т.д.), качество расчётной тепловой модели, достоверность подтверждения результатами испытаний двигателя или его отдельных модулей, а также метод, использующийся для оценки теплового состояния деталей (расчётные методики).

Итоговый показатель достоверности теплового состояния диска 1 ступени КНД оценивался исходя из ряда допущений по точности моделирования его теплового состояния и верификации теплогидравлической модели КНД. По результатам анализа итоговый показатель достоверности теплового состояния диска первой ступени КНД равен 75.

На следующем этапе работ производится оценка степени достоверности расчётов НДС – оценка **анализа напряжений** для каждой критической зоны диска. Для имитации напряжений в рабочем колесе использовалась конечно-элементная модель двух типов. Для стандартного процесса анализа напряжённо-деформированного состояния ротора КНД использовалась осесимметричная двумерная модель (рисунк 3), включающая ротор целиком или

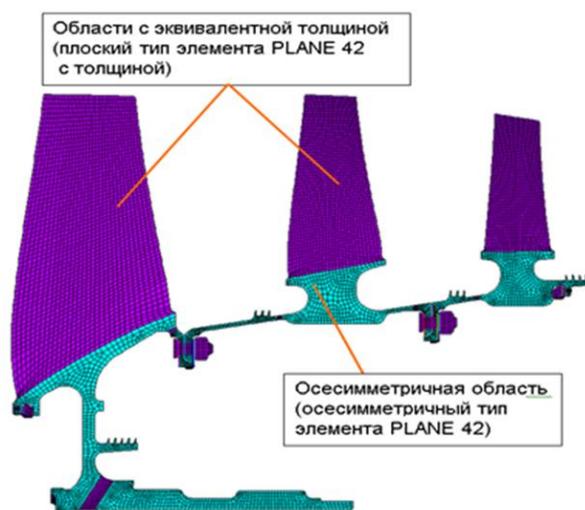


Рисунок 3. 2D модель ротора КНД

его отдельные детали по принадлежности к модулю. Модель позволяет определять распределение напряжений в деталях и их

изменение по полётному циклу. Жёсткость конечно-элементной модели соответствует жёсткости фактической конструкции ротора.

Для определения локальных напряжений отдельных зон со сложной геометрией (вентиляционные отверстия, отверстия под болты и др.) использовали локальную трёхмерную 3D конечно-элементную модель. В качестве граничных условий для проведения анализа напряжений таких моделей используются граничные условия, применяемые в двумерной осесимметричной модели. Для критических зон использовалась локальная трёхмерная расчётная модель для всех полётных циклов, выбранных для анализа циклической долговечности. При этом моделирование контактных соединений (болтовые соединения) проводилось с коэффициентами трения, принятыми на основании опыта ПАО «ОДК-Сатурн».

По результатам анализа НДС итоговый показатель «Анализ напряжений» для каждой критической зоны рабочего колеса первой ступени КНД составил: корневое сечение профильной части рабочего колеса – 80; отверстия под балансировочные грузики рабочего колеса – 80; отверстия для сброса масла – 80; болтовые отверстия – 75; косые отверстия в ступице рабочего колеса – 80.

Одним из важнейших этапов применения методики является оценка показателя **свойств материала** K_{CM} . Данный показатель характеризует степень достоверности и качество используемой базы данных материалов, а также соответствие изготовленных деталей техническим требованиям, заложенным в конструкторской документации. Особое внимание уделяется статистическому качеству используемых кривых распределения характеристик свойств материалов, применяемых для определения уровней напряжений и циклической долговечности основных деталей.

Показатель используемых свойств материала оценивается по трём аспектам:

– качество базы данных по свойствам малоцикловой усталости в соответствующем диапазоне значений долговечности (циклический ресурс) и температуры;

– оценка влияния коэффициентов асимметрии кривых малоцикловой усталости при определении циклического ресурса;

– наличие данных по свойствам материала, полученных путём вырезки образцов непосредственно из проектируемых деталей, наличие периодического контроля, а также учёт имеющейся эталонной базы данных свойств используемых материалов.

Материал рабочего колеса 1 ступени КНД – титановый сплав ВТ8-1 (заготовка – ОСТ 1 90197-89). Титановый сплав ВТ8-1 – хорошо известный и широко применяемый на ПАО «ОДК-Сатурн» материал, процессы обработки и контроля качества которого стандартизованы и отработаны. Заготовки деталей из данного сплава проходят выходной контроль на выпускающем предприятии и входной контроль при поступлении на предприятие-изготовитель, включая ультразвуковой контроль с оформлением паспорта и всестороннее металлургическое исследование по образцам-свидетелям.

Показатель качества базы данных свойств материалов является базовым показателем и отражает знание поведения свойств малоцикловой усталости посредством эталонной базы данных, имеющейся и используемой при расчёте напряжённо-деформированного состояния и ресурса. Так как база данных по материалу ВТ8-1 относится к третьей категории, итоговый показатель используемых свойств материала равен 40.

На завершающем этапе выполнения работ производится обоснование показателя анализа **циклической долговечности** $K_{ЦД}$, который позволяет провести оценку срока службы детали в области малоцикловой усталости. Величина этого показателя основывается на оценке показателей, описанных в предыдущих параграфах. Если

оценка вышеописанных показателей не проводилась, то расчёт ресурса невозможен.

Ниже приведены основные процессы и критерии, которые были учтены в расчётных методиках при определении циклического ресурса диска первой ступени КНД:

– анализ распределения температур и напряжений производился во всех критических зонах детали по всем полётным циклам, определённым для расчёта циклического ресурса;

– определение повреждаемости выполнялось с учётом «метода дождя» для каждой критической зоны детали (рисунок 4);

– оценка циклического ресурса выполнялась с применением кривых МЦУ посредством определения эквивалентных по Мизесу напряжений и с учётом коэффициентов асимметрии циклов (основного и вторичных);

– оценка циклического ресурса выполнялась с учётом наиболее неблагоприятной температуры для каждого цикла (основного и вторичных).

Для оценки циклического ресурса основных деталей использовался набор обобщённых типовых полётных циклов. С целью проверки расчётного циклического ресурса, определённого по стандартным методикам, проводились испытания двигателей по программам длительных и эквивалентно-циклических испытаний в стендовых условиях. Поэтому величина показателя анализа циклической долговечности равна 75.

Определение безопасной циклической долговечности осуществлялось с использованием **аналитического коэффициента долговечности АКД**, являющегося функцией **полного аналитического показателя ПАП**, который в свою очередь зависит от следующих факторов: условия эксплуатации; тепловой анализ; анализ напряжений; анализ долговечности; используемые свойства материалов.

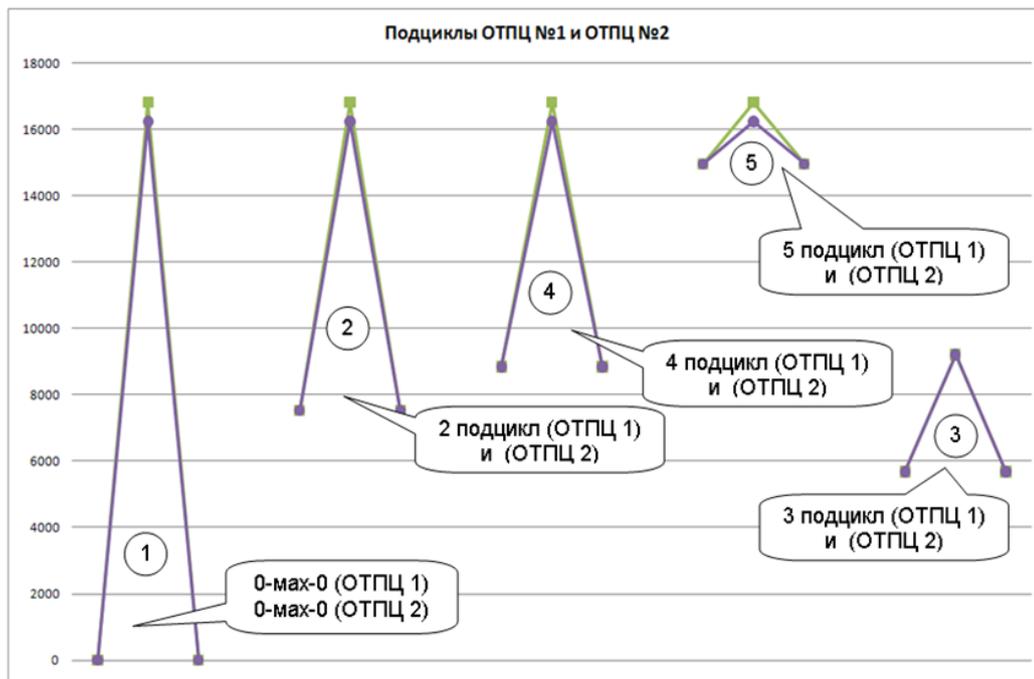


Рисунок 4. Деление обобщённых типовых полётных циклов ОТПЦ 1 и ОТПЦ 2 на подциклы

— ОТПЦ 1 — ОТПЦ 2

Количественная оценка показателя ПАП определяется по формуле

$$ПАП = (УЭ \cdot ТА \cdot АН \cdot СМ \cdot АД)^{0,2}. \quad (4)$$

После определения коэффициента ПАП определяется значение аналитического коэффициента долговечности АКД по формуле

$$АКД = 1 - 3,2644 \cdot (1 - ПАП/100)^{3,1}. \quad (5)$$

Анализ безопасной циклической долговечности проводится для каждой критической зоны диска первой ступени КНД с

применением коэффициента АКД, который является коэффициентом запаса

$$N_{ЦД} = АКД \cdot N_{расч}, \quad (6)$$

где $N_{ЦД}$ – безопасная циклическая долговечность; $N_{расч}$ – расчётная долговечность, определяемая по методикам, применяющимся и утверждённым на ПАО «ОДК-Сатурн».

Результаты расчёта безопасной циклической долговечности для критических зон диска первой ступени КНД представлены в таблице 1.

Таблица 1. Безопасная циклическая долговечность критических зон диска первой ступени КНД авиационного двигателя

Критическая зона	t_{min}	t_{max}	σ_m	$N_{расч}$	ПАП	АКД	$N_{ЦД}$
	°С	°С					
Корневое сечение	15	49	13,5	$1 \cdot 10^6$	60,492	0,817	816544
Отверстия под балансировочные грузики	15	59	32	272340	60,492	0,817	222378
Отверстия для сброса масла	15	74	34,1	99609	60,492	0,817	81335
Болтовые отверстия	15	104	25,7	114708	59,716	0,805	92357
Косые отверстия в ступице	15	139	22,6	571737	60,492	0,817	466849

На основании анализа безопасной расчётной циклической долговечности всех критических зон диска назначается минимальная безопасная циклическая долговечность диска первой ступени КНД, равная 81335 циклов, соответствующая минимальной расчётной циклической долговечности в отверстии для сброса масла.

Для определения заявленного ресурса необходимо определить коэффициент K_2 , являющийся функцией эксплуатационного показателя $K_{ЭА}$. Для определения эксплуатационного показателя необходимо установить ресурсные показатели двигателя и его узлов, заявленные для сертификации или удовлетворяющие требованиям заказчика. Далее проводится анализ достоверности данных по ресурсу двигателя или детали на основании эксплуатационных и заводских испытаний или имеющегося

опыта эксплуатации двигателей и деталей аналогичной конструкции. Коэффициент запаса, основывающийся на эксплуатационных факторах, не является функцией, зависящей от результатов расчётов. Поэтому описание результатов анализа в данной работе не приводится.

Для сравнения: в таблице 2 приведены результаты расчёта безопасной расчётной циклической долговечности $N_{расч}$ по предложенному методу и в соответствии с действующей НТД – нормами прочности [1], где нормированный коэффициент запаса прочности $K = 5$. Определение безопасной циклической долговечности, основанное на результате расчёта циклической долговечности, проводилось для всех критических зон диска первой ступени КНД.

Таблица 2. Сравнение безопасной расчётной циклической долговечности критических зон диска первой ступени КНД авиационного двигателя

Критическая зона	$N_{расч}$ циклы	Предлагаемая методика			Действующая НТД		$\Delta = \frac{N_{цд}}{N}$
		ПАП	АКД	$N_{цд}$ циклы	Нормированный коэффициент запаса прочности K	N циклы	
Корневое сечение	$1 \cdot 10^6$	60,492	0,817	816544	5	$2 \cdot 10^5$	4,08
Отверстия под Балансировочные грузики	272340	60,492	0,817	222378	5	54468	4,08
Отверстия для сброса масла	99609	60,492	0,817	81335	5	19922	4,08
Болтовые отверстия	114708	59,716	0,805	2357	5	22942	4,03
Косые отверстия в ступице	571737	60,492	0,817	466849	5	114347	4,08

Следовательно, в соответствии с действующей НТД, коэффициенты запаса прочности более чем в 4 раза занижают значения расчётной циклической долговечности, что приводит к проектированию ответственных деталей с большими массово-габаритными характеристиками или применению материалов с более высокими физико-механическими показателями конструкционной прочности.

Применение предлагаемого метода позволяет использовать гибкий подход к определению безопасной расчётной циклической

долговечности деталей и двигателя в целом на всём протяжении его жизненного цикла.

На примере диска первой ступени КНД рассмотрим возможные пути увеличения безопасной расчётной циклической долговечности и, как следствие, заявленного ресурса детали. Существенно увеличить безопасную расчётную циклическую долговечность диска можно за счёт улучшения значения показателя условия эксплуатации – в настоящее время равен 45. Улучшение показателя возможно путём

проведения анализа реальных профилей полётных миссий, полученных при эксплуатации в учебном процессе самолёта в строевых частях, и последующего обобщения данных в типовые полётные циклы с использованием комбинаций событий и частоты их повторения (окружающие условия, горячий/холодный запуск и т.д.).

Также на минимальном уровне находится значение показателя используемых свойств материала – в настоящее время равен 40. Для повышения значения показателя используемых свойств материала необходимо выполнить механические испытания на стандартных образцах для построения кривых МЦУ с соблюдением следующих условий:

- изготовление стандартных образцов из трёх и более плавков;

- исследование наличия анизотропии механических свойств в заготовках от каждой плавки;

- диапазон описываемых напряжений полностью охватывает диапазон расчётных напряжений в критических зонах детали;

- температурный диапазон кривых МЦУ полностью охватывает диапазон рабочих температур детали. При этом дискретизация кривых МЦУ по температуре испытаний внутри данного диапазона составляет не более 150 °С;

- количество испытанных образцов составляет не менее 15 для одной точки кривой МЦУ. Для построения кривой МЦУ используется не менее пяти точек для одного значения температуры. Данный объём испытаний необходимо провести для всех плавков.

Выполнение работ по увеличению значений показателя условия эксплуатации и показателя используемых свойств материала позволит увеличить степень достоверности результатов расчётов малоциклового усталости в критических зонах диска первой ступени турбины низкого давления и увеличить безопасную расчётную циклическую долговечность детали.

Также, зная влияние каждого из показателей на конечный коэффициент коррек-

ции, мы можем гибко планировать работы по увеличению ресурса на протяжении всего жизненного цикла двигателя. Возможность корректировки данных по безопасной расчётной циклической долговечности деталей и двигателя при изменении набора входящих данных (изменение условий применения воздушного судна, изменение режимов или параметров двигателя, смена поставщиков или материалов деталей и др.) является существенным преимуществом предложенного метода.

4 Заключение

Из приведённого выше примера следует вывод о необходимости повышения качества выполняемых расчётно-аналитических работ, требуемых для определения расчётных значений малоциклового усталости в критических зонах детали.

Но, несмотря на совершенство расчётно-аналитических методов определения ресурса по малоциклового усталости детали, остаётся необходимость проведения инженерных и сертификационных испытаний деталей, узлов или двигателей на малоциклового усталость с целью подтверждения заявленной циклической долговечности.

Список использованных источников

[1] Нормы прочности авиационных ГТД // Издание 6. – Москва : ЦИАМ, 2004. – С. 146-150.

[2] Manson, S. S. Fatigue: A Complex Subject – Some Simple Approximations / S. S. Manson // Proceedings. Society of Experimental Stress Analysis. – Vol. 12. – No. 2. – 1965.

[3] Биргер, И. А. Расчёт на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич // Справочник. 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1979. – 702 с.

[4] Демьянушко, И. В. Расчёт на прочность вращающихся дисков / И. В. Демьянушко, И. А. Биргер. – Москва : Машиностроение. – 1978. – 247 с.

[5] Муралидхаран, У. Модифицированное уравнение с универсальными показателями степени для оценки усталостных характеристик металлов / У. Муралидхаран, С. Мэнсон // Теоретические основы инженерных расчётов. – 1988. – № 4. – С. 87-92.

[6] Муратов, Р. Х. Многокритериальное оптимальное проектирование основных деталей роторов ГТД для ожидаемых условий эксплуатации / Р.Х. Муратов // Автореф. дис. канд. тех. наук. – Пермь. – 2004. – 16 с.

[7] Портер, А. М. Исследование процессов накопления повреждений и разрушения валов и дисков ГТД из материалов ЭИ-961 в зависимости от длительности действия максимальных напряжений в цикле нагружения / А. М. Портер, С. А. Букатый, А. А. Округин // Вестник Рыбинской государственной технологической академии имени П. А. Соловьева – Рыбинск. – 2008. – № 2(14). – С. 65-74.

[8] Шереметьев, А. В. Прогнозирование циклической долговечности и установление ресурсов основных деталей авиационных ГТД / А. В. Шереметьев // Материалы X Международного конгресса 138 двигателестроителей. Авиационно-космическая техника и технология. – № 8. – 2005. – 5 с.

[9] Портер, А. М. К вопросу о выборе эквивалентного нагружения стандартных гладких образцов для определения малоциклового долговечности основных деталей ГТД / А. М. Портер, Г. П. Матвеев, С. А. Букатый // Материалы докладов междунар. науч.-техн. Конференции – Самара: СГАУ. – 2006. – В 2-х Ч. – Ч.2. – С. 115-116.

[10] Положение об установлении ресурсов газотурбинных двигателей гражданской авиации, их агрегатов и комплектующих изделий. // Издание 3. – ЦИАМ. – ГосНИИ ГА. – Москва. – 1994. – 18 с.

[11] Патент №2211442 Российская Федерация, МПК G01M 15/14, G01M 15/00. Способ эксплуатации двигателя : № 2001123102/06 : заявлено 16.08.2001 : опубликовано 27.08.2003 / Матвеев

Г. П., Портер А. М., Старожилов Г. И., Хохрин А. Л.; патентообладатель ОАО "Научно-производственное объединение "Сатурн" – 4 с.

[12] Временное положение об установлении и увеличении ресурсов и сроков службы газотурбинных двигателей гражданской авиации, их агрегатов и комплектующих изделий. // ФГУП «ЦИАМ им. П. И. Баранова». – 2006. – 80 с.

[13] Методика определения запасов по циклической долговечности для установления ресурса основных деталей на основе данных о сопротивлении материалов малоциклового усталости. // ФГУП «ЦИАМ им. П. И. Баранова». – 2006. – 46 с.

[14] Техническая процедура № SaM146-PWJ-TEC-PRO-ENG-00070-03 «Методика проверки срока службы, указанного в технической характеристике». // PowerJet. – 2017. – 73 с.

[15] Пахоменков, А. В. Расчётное определение ресурса основных деталей газотурбинных двигателей при малоцикловом нагружении / А. В. Пахоменков, Р. А. Азимов, С. А. Букатый // Известия вузов. Авиационная техника – Казань, 2017. – № 3. – С. 3-8.

[16] Букатый, С. А. Прогнозирование малоциклового долговечности деталей газотурбинного двигателя методом эквивалентных испытаний образцов с концентратором напряжений при растяжении-сжатии / С. А. Букатый, А. В. Пахоменков, Г. А. Солнцев, А. С. Букатый // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – Самара, 2018. – Том 17. – № 2. – С. 37-46.

**Pakhomenkov A.V. FORECASTING THE ESTIMATED LIFE OF
GTE PARTS BASED ON THE IMPACT OF
ANALYTICAL AND OPERATIONAL FACTORS**

PJSC «UEC-Saturn»

Lenin Ave., 163.,
Rybinsk, 152903,
Russian Federation

aleksandr.pakhomenkov@uec-saturn.ru

This paper considers a life analysis method applying to GTE parts and based on low-cycle fatigue endurance of parts with due account of analytical and operational factors. Using life analysis for a disk of the first stage of a low-pressure compressor as an example, it is shown that the current strength factors underestimate calculated cyclic lives over 4 times.

Bukatyy S.A. Keywords: *life; low-cycle fatigue; strength factors; analytical and operational factors*

Samara National Research University

Moskovskoe shosse, 34,
Samara, 443086,
Russian Federation

References

- [1] *Normy prochnosti aviacionnykh GTD* [Norms of strength of aviation gas turbine engines] (2002), 6th ed., CIAM, Moscow, RU, pp. 146-150. (in Russian)
- [2] Manson, S.S. (1965), "Fatigue: A Complex Subject – Some Simple Approximations", *Proceedings. Society of Experimental Stress Analysis*, vol. 12, no. 2.
- [3] Birger, I. A., Shorr, B. F. and Iosilevich, G. B. (1979), *Raschet na prochnost' detaley mashin* [Calculation of the strength of machine parts] Handbook, 3rd ed., Mechanical Engineering, Moscow, RU. (in Russian)
- [4] Dem'yanushko, I. V. and Birger, I. A. (1978), *Raschet na prochnost' vrashchayushchikhsya diskov* [Calculation of the strength of rotating disks], Mechanical Engineering, Moscow, RU. (in Russian)
- [5] Muralidharan, U. and Menon, S. (1988), "Modifitsirovannoe uravnenie s universal'nymi pokazatelyami stepeni dlya otsenki ustalostnykh kharakteristik metallov" [Modified equation with universal exponents for assessing the fatigue characteristics of metals], *Theoretical foundations of engineering calculations*, RU, no. 4, pp. 87-92. (in Russian)
- [6] Muratov, R. Kh. (2004), *Mnogokriterial'noe optimal'noe proektirovanie osnovnykh detaley rotorov GTD dlya ozhidaemykh usloviy ekspluatatsii* [Multicriteria optimal design of the main parts of gas turbine engine rotors for expected operating conditions], abstract of Ph.D dissertation, Perm', RU. (in Russian)
- [7] Porter, A. M., Bukatyy, S. A. and Okrugin, A. A. (2008), *Issledovanie protsessov nakopleniya povrezhdeniy i razrusheniya valov i diskov GTD iz materialov EI-961 v zavisimosti ot dlitel'nosti deystviya maksimal'nykh napryazheniy v tsikle nagruzheniya* [Study of the processes of accumulation of damage and destruction of shafts and disks of gas turbine engines made of EI-961 materials depending on the duration of maximum stresses in the loading cycle], *Bulletin of the Rybinsk State Technological Academy named after P.A. Solovyova*, Rybinsk, RU, no. 2(14), pp. 65-74. (in Russian)
- [8] Sheremet'ev, A. V. (2005), "Prognozirovaniye tsiklicheskoy dolgovechnosti i ustanovleniye resursov osnovnykh detaley aviatsionnykh GTD" [Forecasting cyclic durability and establishing the life of the main parts of aviation gas turbine engines], *Materials of the X International Congress of 138 Engine Builders. Aerospace engineering and technology*, Samara, RU, no. 8, 5 p. (in Russian)
- [9] Porter, A. M., Matveenko, G. P. and Bukatyy, S. A. (2006), "K voprosu o vybore ekvivalentnogo nagruzheniya standartnykh gladkikh obraztsov dlya opredeleniya malotsiklovoy dolgovechnosti osnovnykh detaley GTD" [On the issue of choosing equivalent loading of standard smooth samples to determine the low-cycle durability of the main parts of gas turbine engines], *Materials of reports of the international. scientific-technical Conferences*, SSAU, Samara, RU, in 2 parts, part 2, pp. 115-116. (in Russian)
- [10] GosNII GA (1994), *Polozheniye ob ustanovlenii resursov gazoturbinnnykh dvigateley grazhdanskoy aviatsii, ikh agregatov i komplektuyushchikh izdeliy* [Regulations on establishing the life of gas turbine engines for civil aviation, their units and components], 3rd ed., CIAM, Moscow, RU. (in Russian)

- [11] Matveenko, G. P., Porter, A. M., Starozhilov, G. I. and Khokhrin, A. L., JSC "Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie "Saturn" (2003), *Sposob ekspluatatsii dvigatelya* [The method of operation of the engine], RU, Pat. №2211442. (in Russian)
- [12] FSUE "CIAM named after. P.I. Baranova" (2006a), *Vremennoe polozhenie ob ustanovlenii i uvelichenii resursov i srokov sluzhby gazoturbinnnykh dvigateley grazhdanskoy aviatsii, ikh agregatov i komplektuyushchikh izdeliy* [Temporary regulation on establishing and increasing the life and service life of civil aviation gas turbine engines, their units and components], RU. (in Russian)
- [13] FSUE "CIAM named after. P.I. Baranova" (2006b), *Metodika opredeleniya zapasov po tsiklicheskoj dolgovechnosti dlya ustanovleniya resursa osnovnykh detaley na osnove dannykh o soprotivlenii materialov malotsiklovoy ustalosti* [Methodology for determining cyclic durability reserves to establish the service life of main parts based on data on the resistance of materials to low-cycle fatigue], RU. (in Russian)
- [14] PowerJet (2017), *Tekhnicheskaya protsedura № SaM146-PWJ-TEC-PRO-ENG-00070-03 «Metodika proverki sroka sluzhby, ukazannogo v tekhnicheskoy kharakteristike»* [Technical procedure No. SaM146-PWJ-TEC-PRO-ENG-00070-03 "Method for checking the service life specified in the technical specifications"], RU. (in Russian)
- [15] Pakhomenkov, A.V., Azimov R. A and Bukatyy, S. A. (2017) "Raschetnoe opredelenie resursa osnovnykh detaley gazoturbinnnykh dvigateley pri malotsiklovom nagruzhenii" [Calculated determination of the resource of the main parts of gas turbine engines under low-cycle loading], *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika*, Kazan, RU, no. 3, pp. 3-8. (in Russian)
- [16] Bukatyy, S. A., Pakhomenkov, A.V., Solntsev, G. A and Bukatyy, A. S. (2018), "Prognozirovaniye malotsiklovoy dolgovechnosti detaley gazoturbinnogo dvigatelya metodom ekvivalentnykh ispytaniy obratstov s kontsentratorom napryazheniy pri rastyazhenii-szhatii" [Forecasting of low-cycle durability of gas turbine engine parts by the method of equivalent tests of samples with a stress concentrator under tension-compression], *Bulletin of the Samara University. Aerospace engineering, technology and mechanical engineering*, Samara, RU, Vol. 17, No. 2, pp. 37-46. (in Russian)

Виноградов А.С. ШАРОНОВ А.И. ЗАГАДОВ И.А. КОМИСАР Ю.В.
**ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ТОРЦЕВОГО
 ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ ПРИ
 НЕСТАЦИОНАРНОЙ НАГРУЗКЕ**

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

Московское шоссе, д. 34,
 г. Самара, 443086,
 Российская Федерация

a.s.vinogradov@list.ru
sharonov.alex0210@gmail.com
ilyazagadov@yandex.ru
komisar.yuv@ssau.ru

В данной работе представлена новая методика расчёта утечек торцевого газодинамического уплотнения со спиральными канавками на различных режимах работы авиационного двигателя. Этот тип уплотнения никогда не использовался в конструкции авиационных двигателей, однако имеет хорошие характеристики в сравнении с традиционными типами уплотнений. В разработанной методике исследовано влияние изменения режима работы двигателя на температурные нагрузки и деформации. Результаты моделирования сравниваются с экспериментальными данными.

Ключевые слова: герметичность; торцевое уплотнение; гидравлическая модель; режим работы; моделирование

1 Введение

Уплотнения и уплотнительные системы являются обязательной частью авиационного двигателя и любой энергетической установки. Они определяют работу воздушной и масляной систем двигателя. Высокие значения температуры, давления и окружных скоростей вынуждают применять уплотнительные системы, которые состоят из нескольких уплотнений. Эффективность работы уплотнения и всей уплотнительной системы определяет экономичность двигателя, величину удельного расхода топлива и его надёжность. Качество уплотнения зависит от совершенства методов проектирования. Расчётные модели уплотнения должны обладать высокой точностью.

Параметры рабочего цикла современных двигателей близки к теоретически возможным значениям, поэтому основной задачей совершенствования авиационного двигателя является повышение эффективности работы его конструктивных элементов. Основное назначение уплотнений авиационных двигателей – предотвратить перетекание газов через зазор между ротором и статором (иногда между двух роторов). Уплотнения бывают двух типов: кон-

тактные и бесконтактные. Наибольшее распространение в авиационных двигателях получили бесконтактные лабиринтные уплотнения, однако этот тип имеет самую низкую герметичность. Контактные уплотнения широко применяются в двигателях третьего и четвёртого поколений, однако эти уплотнения имеют относительно небольшой срок службы вследствие контакта уплотнительных поверхностей. В настоящее время перспективным видом уплотнений для авиационных двигателей являются торцевые газодинамические уплотнения. Этот тип уплотнения имеет небольшой зазор между уплотнительными поверхностями, который составляет несколько микрометров (обычно около 2–5 мкм) [1].

Работа торцевого газодинамического уплотнения основана на создании тонкой газовой плёнки между уплотнительными кольцами, которая исключает контакт во время работы. Газовая плёнка создаётся специальными V- или U-образными канавками, которые расположены на поверхности вращающегося кольца. Глубина канавки сопоставима с величиной зазора. Наибольшее распространение получили спиралевидные канавки. Газ нагнетается в канавки вращением кольца, что приводит к

образованию зазора и, следовательно, к взаимному скольжению контактных поверхностей, разделённых газовой плёнкой. Это обеспечивает малые перетекания в зазоре и низкий износ уплотнительных колец. Уплотнения этого типа широко применяются в ракетостроении и авиации при наличии больших перепадов давления (до 10 МПа и выше) в рабочем процессе [2].

К недостаткам торцевых газодинамических уплотнений относятся сложность, высокая стоимость и чувствительность к осевым смещениям. Однако главным недостатком таких уплотнений для применения их в авиационных двигателях является то, что они проектируются для одного расчётного режима работы, а авиационные двигатели характеризуются частой сменой режимов работы во время полёта. Поскольку смена основных режимов не происходит мгновенно, то между ними образуются переходные, количество которых может достигать нескольких десятков. При работе на других режимах возможно нарушение работоспособности уплотнения, поэтому исключительно важно исследовать работу торцевого газодинамического уплотнения в течение всего полётного цикла. Это важно с двух точек зрения. Во-первых, с точки зрения обеспечения заданной герметичности. Во-вторых, с точки зрения исключения контакта уплотнительных поверхностей в течение всего времени работы.

Основной целью работы является разработка методики расчёта герметичности торцевого газодинамического уплотнения со спиральными канавками в опоре двигателя на переходных режимах работы.

При изменении режима температура и давление газа меняются соответственно в течение короткого промежутка времени. Этого времени может быть недостаточно, для того чтобы кольцо полностью прогрелось. Поэтому необходимо решать данную задачу как нестационарную [3, 4].

Для разработки исследовательской методики расчёта торцевых газодинамических уплотнений нет необходимости рас-

сматривать весь полётный цикл. Целесообразно выбрать ту его часть, которая характеризуется резкой сменой режимов работы двигателя.

На рисунке 1 показана часть полётного цикла, которая была выбрана для исследования. Данная область полётного цикла была выбрана исходя из того, что она включает в себя наибольший перепад параметров, характеризующих работу уплотнения. Общая продолжительность выбранной области, состоящей из четырёх участков, составляет 583 секунды. Высота над уровнем моря колеблется от 9200 до 10840 м; число Маха изменяется от 0,35 до 0,89. Значения высоты и числа Маха на ступенях приведены в таблице 1.

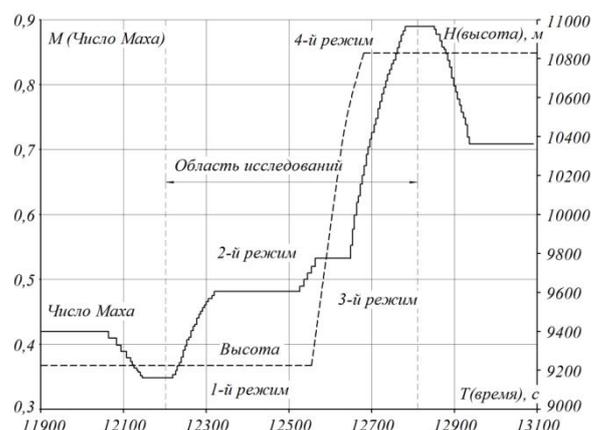


Рисунок 1. Область исследования полётного цикла

Таблица 1. Значения высоты и числа Маха

Номер режима	1	2	3	4
H (высота над уровнем моря), м	9200	9200	9200	10840
M (число Маха)	0,35	0,48	0,53	0,89

Каждое уплотнение разделяет полости с высоким и низким давлением. Чтобы определить давление и температуру на входе и на выходе из уплотнения, необходимо выполнить расчёт параметров двигателя для условий полёта, соответствующих четырём участкам. Расчёт должен производиться с учётом совместной работы узлов двигателя и закона регулирования частоты вращения ротора двигателя [4]. Результаты расчёта температуры на входе и выходе из

уплотнения для соответствующих режимов приведены на рисунке 2.

При переходе от первого участка к четвёртому температура на входе в уплотнение увеличивается на 27 % (рисунок 2), при этом температура газа на выходе из уплотнения увеличивается на 6 %. Это связано с процессом охлаждения в масляной полости. Для торцевого газодинамического уплотнения подобное изменение рабочих параметров является значительным, так как силовые и температурные деформации уплотнительных колец могут серьёзно влиять на его герметичность.

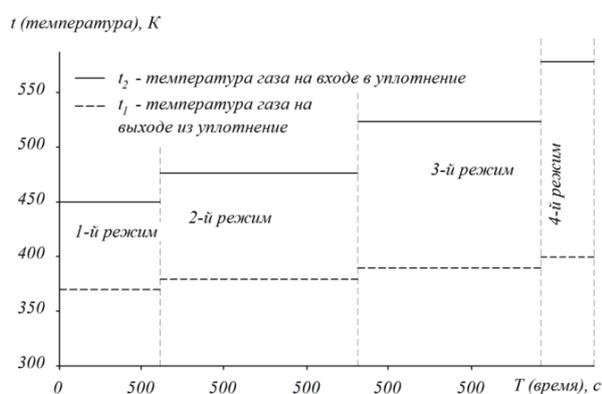


Рисунок 2. Температура газа на входе и выходе из уплотнения для рассматриваемых участков полётного цикла

2 Гидравлическая расчётная модель торцевого газодинамического уплотнения

Математическая модель торцевого газодинамического уплотнения позволяет определить распределение давления в зазоре уплотнения. Однако для расчёта тепловых деформаций уплотнительных колец должны быть известны коэффициенты конвективной теплоотдачи со всех поверхностей этих колец. Чтобы найти коэффициенты конвективной теплоотдачи, в программном комплексе ANSYS FLUENT была создана гидравлическая модель уплотнения (рисунок 3).

Вследствие крайне малой величины зазора между кольцами уплотнения и крайне малой величины утечек (порядка 1 мг/с) для корректного расчёта параметров пото-

ка, омывающего граничные стенки колец, расчёт делался в два этапа. На первом этапе исключался зазор между кольцами уплотнения. В итоге параметры потока были получены в области, близкой к зазору. На втором этапе расчёта моделировали непосредственно зазор уплотнения. На рисунке 3 показана сетка конечных элементов для второго этапа CFD-расчёта.

В качестве решателя CFD-модели был выбран Density Based Explicit. Используются осесимметричные конечные элементы (тип Axisymmetric Swirl). Параметры потока не зависят от времени на этом этапе исследования, поэтому тип расчёта – стационарный. Векторы скорости задаются в абсолютной системе координат (Absolute Velocity Formulation). Изменения температуры и тепловые потоки учитываются при введении энергетического уравнения. Применена модель переноса сдвиговых напряжений (SST) Ментера. Эта модель очень точно описывает явления в пристеночной области, но только при использовании высококачественных сеток конечных элементов. Для расчёта сетка конечных элементов создается с низким параметром y^+ ($y^+ < 1$ возле кольцевой стенки). Вторая пространственная дискретизация Order Upwind применяется ко всем уравнениям при решении.

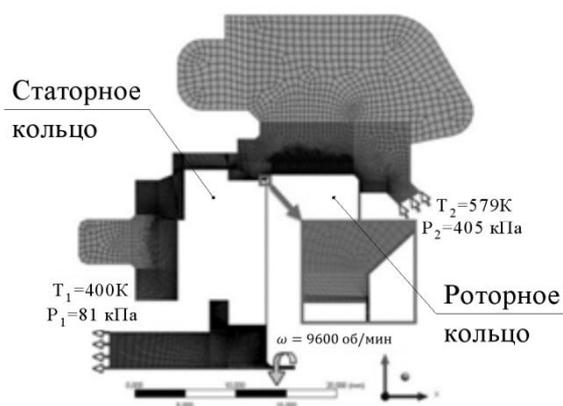


Рисунок 3. Конечно-элементная сетка гидравлической модели уплотнения с граничными условиями для 4-ого режима и стенок адиабатических колец $\omega = 9600$ об/мин

В качестве рабочего тела используется газ с переменной плотностью, изобарической теплоёмкостью, теплопроводностью, вязкостью [5]. Плотность задаётся уравнением идеального газа. Теплоёмкость определяется как кусочно-полиномиальная функция удельной теплоёмкости при постоянном давлении (C_p) от температуры (T) по уравнению 1 в широком диапазоне изменения температуры для граничных условий анализа (от 370 К до 579К). Значения коэффициентов полинома представлены в таблице 2 [6].

$$C_p = a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4 + a_6 \cdot T^5 + a_7 \cdot T^6 + a_8 \cdot T^7. \quad (1)$$

Таблица 2. Коэффициенты кусочно-полиномиальной функции (C_p)

$a_1 = 1161,482$	$a_2 = -2,369$
$a_3 = 0,015$	$a_4 = -5,035 \cdot 10^{-5}$
$a_5 = 9,929 \cdot 10^{-8}$	$a_6 = -1,111 \cdot 10^{-10}$
$a_7 = 6,540 \cdot 10^{-14}$	$a_8 = -1,574 \cdot 10^{-17}$

Вязкость задаётся в зависимости от температуры с помощью закона Сазерленда:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \frac{T_{ref} + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{3/2}, \quad (2)$$

где T_{ref} – эталонная температура; S – эффективная температура; μ_0 – эталонное значение коэффициента динамической вязкости (для воздуха $\mu_0 = 1,716 \cdot 10^5$ кг/м·с).

Теплопроводность задаётся в соответствии с уравнением кинетической теории:

$$k = \frac{15}{4} \frac{R}{M_\omega} \mu \left[\frac{4}{15} \frac{C_p M_\omega}{R} + \frac{1}{3} \right], \quad (3)$$

где R – универсальная газовая постоянная; M_ω – молекулярная масса; μ – коэффициент динамической вязкости, вычисленная с помощью уравнения (2); C_p – удельная теплоёмкость, вычисленная с помощью уравнения (1).

Коэффициент теплоотдачи определяется по уравнению:

$$H = \frac{q}{(T_{wall} - T_{ad})}, \quad (4)$$

где q – тепловой поток; T_{wall} – температура стенки; T_{ad} – пристеночная температура потока.

Следует отметить, что в любом случае необходимо задаваться либо количеством тепла, проходящего через стенку, либо температурой стенки в уравнении (4). Для вычисления коэффициента теплоотдачи в CFD-пакетах в качестве граничной температуры потока принимаются три рекомендованные величины:

- постоянная температура, заданная пользователем;
- срединная температура;
- среднемассовая температура, которая вычисляется по уравнению:

$$T_b = \frac{\int \rho C_p U T dy}{\dot{m} C_p}, \quad (5)$$

где ρ – плотность газа, U – составляющая скорости, параллельная поверхности стенки, T – температура потока, \dot{m} – массовый расход. Для данного расчёта используется указанная пользователем постоянная температура.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по методике, которая включает в себя два предварительных расчёта. Первый предварительный расчёт выполняется с адиабатическими стенками (рисунок 3). Во втором расчёте задавалась температура одной из исследуемых поверхностей кольца. Подставляя пристеночную температуру потока (T_{ad}) из расчёта с адиабатическими стенками, величину теплового потока (q) из второго предварительного расчёта и полную пристеночную температуру потока (T_{wall}) в уравнение (4), получаем средний коэффициент теплоотдачи собственной поверхности. Каждая из поверхностей уп-

лотнительных колец рассчитывалась отдельно.

Таким образом, после расчётов с помощью гидравлической модели уплотнения были получены распределения коэффициентов конвективной теплоотдачи и температуры по всем поверхностям уплотнительных колец для четырёх этапов полётного цикла. Полученные результаты необходимы для последующего анализа напряжённо-деформированного состояния и определения деформации уплотнения.

3 Анализ напряжённо-деформированного состояния торцевого газодинамического уплотнения

Механические деформации торцевого газодинамического уплотнения рассчитываются в коммерческом программном обеспечении ANSYS Mechanical APDL. Размеры модели приведены на рисунке 4 в миллиметрах.

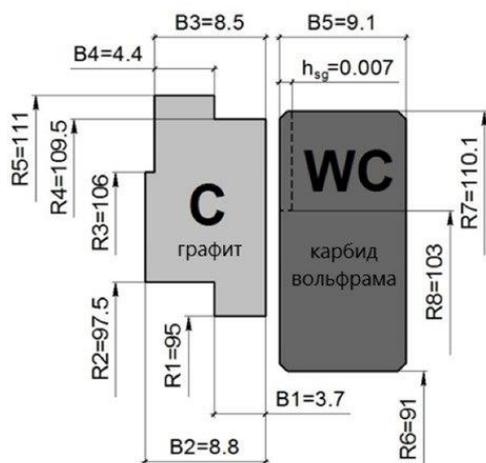


Рисунок 4. Размеры исследуемого уплотнения

Геометрия была создана в виде осесимметричной плоской модели (рисунок 5). Модель рассчитывается в два этапа. На первом этапе определяется распределение тепла для второго этапа. На втором этапе рассчитываются деформации и конусность поверхности ($\Delta h = h_{max} - h_{min}$) в зазоре.

Для создания сетки конечных элементов используются типы элементов PLANE55 и LINK32. Первый используется для моделирования осесимметричных уплотни-

тельных колец. LINK32 представляет собой одноосный элемент, обладающий способностью проводить тепло между своими узлами (используется для моделирования теплопроводности в зазоре). На втором

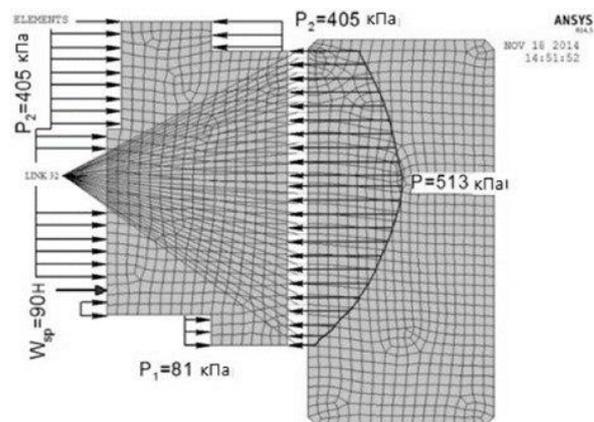


Рисунок 5. Конечно-элементная сетка структурной модели уплотнения с граничными условиями для 4-ого участка рассматриваемой области полётного цикла

шаге элементы PLANE55 были преобразованы в элементы типа PLANE42. Элементы определяются четырьмя узлами, имеющими по две степени свободы в каждом узле. Элементы LINK34 исключаются. Применяются типы анализа Transient Thermal и Static Structural. Основным источником тепла является сила трения газа в зазоре. Мощность сил трения оценивается по уравнению (6):

$$N = \mu \cdot \omega^2 \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{r^3}{h(r, \varphi)} p \varphi dr. \quad (6)$$

Мощность трения находится в диапазоне от 164 до 324 Вт для четырёх режимов. При переходе с первого режима полёта на четвёртый мощность существенно меняется, т.к. меняются условия полёта, следовательно, меняются давление, температура и частота вращения. Первый расчёт мощности выполняется для постоянной величины газового зазора (h). Дальнейший расчёт мощности сил трения выполняется с учё-

том деформации уплотнительного кольца. Уравнение (6) учитывает наличие канавок косвенно, путём изменения величины зазора и распределения давления в зазоре.

Нестационарность данного исследования заключается в том, что в четырёх граничных точках (рисунок 2) происходит изменение условий нагружения структурной модели, на первой секунде к модели прикладываются значения коэффициентов теплоотдачи и температур стенок для первого режима и до 120-й секунды происходит их линейное изменение. На 120-й секунде прикладываются параметры второго режима, и они также линейно изменяются до 360-й секунды. Аналогично для следующего режима.

Затем выполняется статический структурный анализ со следующими граничными условиями: распределение давления из результатов математической модели и распределение температуры из анализа переходных процессов. По результатам моделирования конструкции для условий нестационарного процесса оценивается форма зазора, соответствующая каждому из четырёх режимов, представленных на рисунке 1.

Далее определяется герметичность уплотнения для каждой части полётного цикла. Результаты нестационарного расчёта сравнивались с результатами статического расчёта. В последнем случае герметичность определяется как сумма утечек, соответствующих четырём стадиям цикла.

4 Методика расчёта

В результате исследования создана методика расчёта герметичности уплотнения в течение всего времени полёта при нестационарном нагружении. Она показана на рисунке 6.

Исходными данными для расчёта являются эксплуатационные параметры на каждом из участков цикла. На основе этих параметров оценивается изменение температуры и давления для каждого участка. Распределение давления для каждой части

полётного цикла рассчитывается по математической модели для стационарных условий нагружения, предложенной Е. А. Muijderman [7]. Затем рассчитывается гидравлическая модель уплотнения. Результатами расчёта являются значения пристеночных температур потока и коэффициентов теплоотдачи поверхностей уплотнительных колец. Эти коэффициенты используются в качестве начальных граничных условий для теплового расчёта с помощью структурной модели.



Рисунок 6. Методика расчёта герметичности торцевого газодинамического уплотнения при нестационарном нагружении

С помощью математической модели газодинамического уплотнения со спиральными канавками определяется распределение давления в уплотнительном зазоре при условии отсутствия деформаций. Данное распределение давления является начальным условием для определения деформаций уплотнительных колец с помощью структурной модели.

Далее проводится переходный термический анализ. Затем выполняется расчёт деформации уплотнительных колец. После завершения получается новая деформированная форма зазора.

Расчёт распределения давления в зазоре на основе предыдущего анализа деформаций уплотнительных поверхностей проводится повторно для уточнения результатов. После этого нестационарный тепловой

расчёт рекомендуется выполнять повторно. Эти расчёты необходимо повторять несколько раз до тех пор, пока значения деформаций поверхности, полученные с помощью структурной модели, не совпадут со значениями, которые были использованы в математической модели уплотнения.

В результате может быть вычислено значение утечек через уплотнение в течение всего времени работы с учётом изменения условий нагружения.

5 Анализ результатов исследования

Гидравлическая модель уплотнения (рисунок 3) позволяет определить температуру T_{ad} для уплотнительных колец. Коэффициенты теплоотдачи (H) рассчитываются по уравнению (4) на основе температуры T_{ad} и температуры, заданной пользователем T_{wall} (значения теплового потока (q) определяются для каждой стенки колец программным обеспечением FLUENT). На рисунке 7 показано распределение температуры T_{ad} , полученное с помощью CFD-расчёта, соответствующего четвёртому этапу полётного цикла. Максимальное значение температуры находится в уплотнительном зазоре (681K), а минимальное значение – на выходе (413K).

В результате проведённых расчётов были получены значения коэффициентов конвективной теплоотдачи и температуры граничных стенок колец уплотнений для всех четырёх участков. Значения коэффициентов конвективной теплоотдачи для первого участка приведены на рисунке 8.

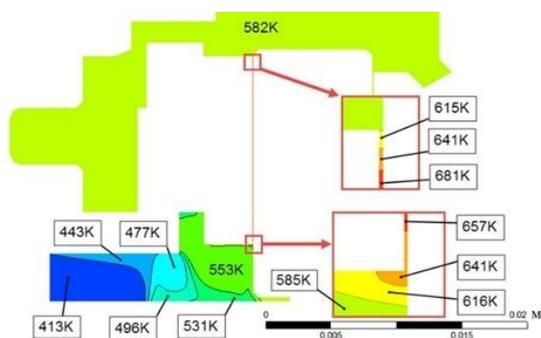


Рисунок 7. Распределение температуры потока, соответствующее четвёртому участку рассматриваемой области полётного цикла

Минимальное значение коэффициента теплоотдачи – 18 Вт/м²К; максимальное — 780 Вт/м²К. Ограниченный объём статьи не позволяет представить все результаты исследования. Изменения этих коэффициентов очень велики и значительны при переходе от одной точки нагружения к другой. В частности, максимальное значение увеличилось с 287 Вт/м²К (в первой точке цикла) до 780 Вт/м²К (в четвёртой). То есть он увеличился в 2,7 раза. Полученные результаты свидетельствуют о том, что средняя температура колец сильно изменяется в переходном режиме работы. Например, средняя температура неподвижного кольца увеличилась на 22%. Необходимо учитывать время прогрева, чтобы определить точное значение деформации и, следовательно, герметичность уплотнения.

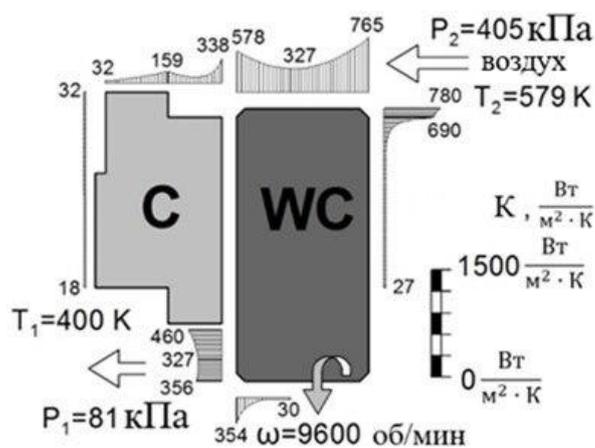


Рисунок 8. Коэффициенты теплоотдачи, соответствующие четвёртому участку рассматриваемой области полётного цикла

Результаты расчёта структурной модели показали, что для каждой из точек нагружения разница между максимальной и минимальной температурой каждого кольца находится в пределах 1,5 – 4 градусов. На рисунке 9 показано распределение температуры для четвёртого участка. Разница температур графитового кольца составляет всего 0,54 градуса. Следовательно, уплотнительное кольцо можно считать равномерно прогретым для каждой стадии полёта.

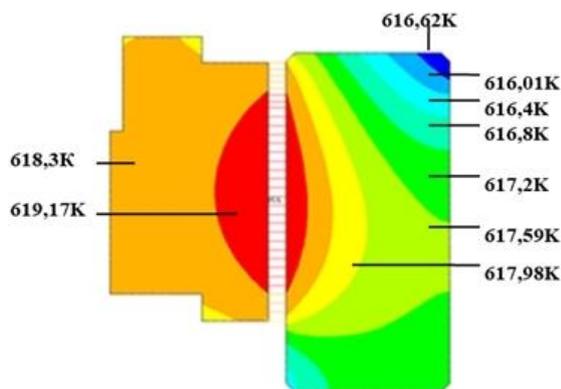


Рисунок 9. Распределение температуры уплотнения, соответствующее четвёртому участку рассматриваемой области полётно цикла

Структурная модель уплотнения (рисунок 8) позволяет определить деформацию уплотнительных колец. Один из результатов моделирования графитового кольца показан на рисунке 10. Этот пример соответствует четвёртому этапу полётно цикла. В этом случае смещение кольца составляет 4,4 мкм.

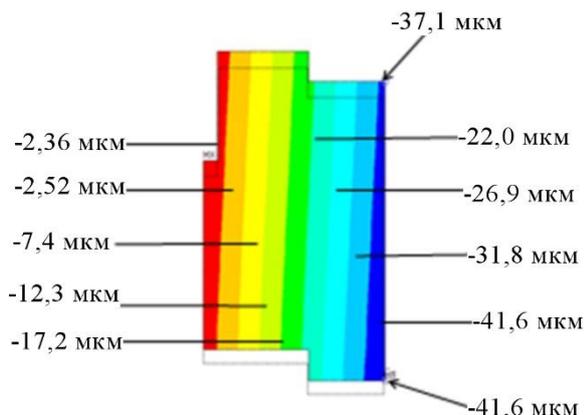


Рисунок 10. Деформация кольца статора в осевом (UY) направлении, соответствующем четвёртому участку рассматриваемой области полётно цикла (результаты нестационарного анализа)

Граничные условия, такие как величина теплового потока, пристеночные температуры и коэффициенты теплоотдачи, изменяются в соответствии с линейной зависимостью при расчёте тепловых переходных процессов от одного режима работы к другому.

На рисунке 11 показано изменение температуры на среднем радиусе графитового кольца. Эти изменения были получены в

результате стационарных и нестационарных расчётов. Температура указана для точки, которая находится на поверхности уплотнительного зазора.

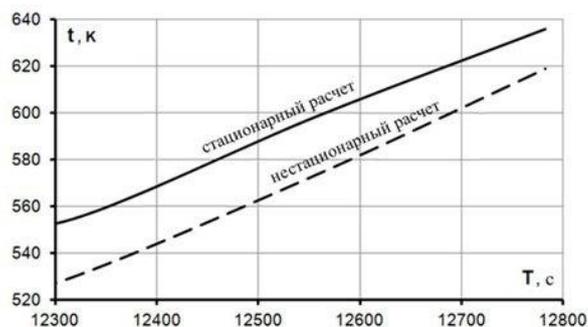


Рисунок 11. Средняя температура графитового кольца для стационарных и нестационарных тепловых расчётов

При переходе с первого на четвёртый режим работы уменьшилось среднее значение температуры. В результате выполнения обоих расчётов было получено линейное изменение температуры от одного участка к другому. Минимальная разница между температурами на границах участков сохраняется примерно постоянной и равной 17 градусам, что составляет около 2,7 %. При переходе от первого участка к четвёртому расхождение между средними температурами уменьшается от 25 градусов до 17. Этот результат является оправданным, так как с увеличением времени расхождение должно уменьшаться. Данное расхождение способно значительно повлиять на величину конусности в газодинамическом уплотнении при минимальной величине зазора (h_{\min} изменяется от 2 до 5 мкм).

Сравнение изменения конусности зазора ($\Delta h = h_{\max} - h_{\min}$) для двух типов расчётов показано на рисунке 12. Максимальное расхождение между значениями составило 12,5 %. Это означает, что одна форма зазора, соответствующая стационарному расчёту, значительно отличается от другой. Разница в форме зазора приводит к разнице в величине утечек через уплотнение.

Анализ утечек через уплотнение для трёх различных вариантов расчёта показан на рисунке 13. Первый вариант соответ-

вует расчёту, когда для всех четырёх участков приняты осреднённые параметры.

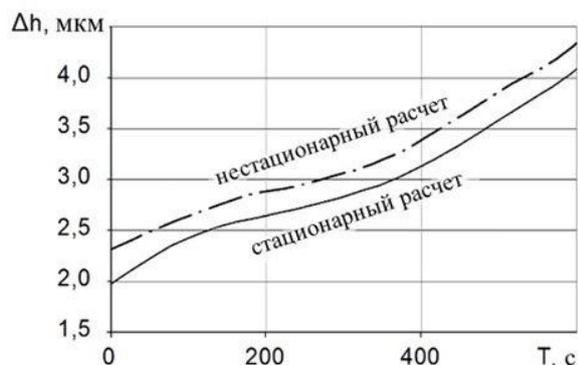


Рисунок 12. Конусность уплотнительных поверхностей для стационарных и нестационарных тепловых расчётов

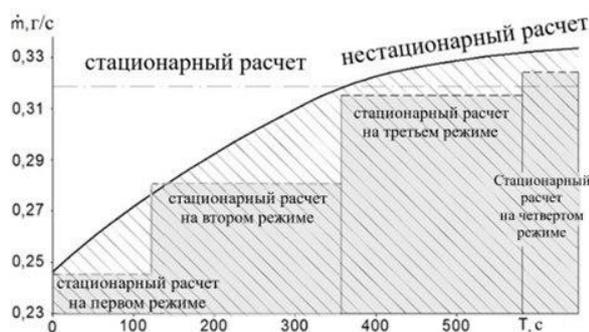


Рисунок 13. Величина утечки через уплотнение в стационарных и нестационарных расчётах

Второй вариант выполнен для случая, когда процесс является дискретным. Это означает, что процесс нагрузки состоит из отдельных стационарных процессов.

Третий вариант соответствует нестационарному расчёту. Определение площади на трёх графиках (рисунок 13) необходимо для определения массового расхода через уплотнение.

Объём утечки для первого варианта достиг 186,6 г, для второго – 165,2 г и для третьего – 174,9 г. Разница между стационарным и нестационарным расчётом составила 6,7%. Следует отметить, что это значение получено для участка полёта продолжительностью 583 секунды. Для всего времени полёта эта разница может быть более существенной.

Методика исследования была обоснована экспериментально. Данные получены при испытании уплотнения, предназначенного для наземного газоперекачивающего агрегата. Эксперимент был выполнен при стандартных атмосферных условиях при $H = 0$ км.

На рисунке 14 приведено сравнение величины утечки для случая плоского зазора (полное отсутствие деформации уплотнительных колец) и для случая учёта истинной формы зазора в процессе расчёта. В последнем случае разница с экспериментальными данными не превысила 7%.

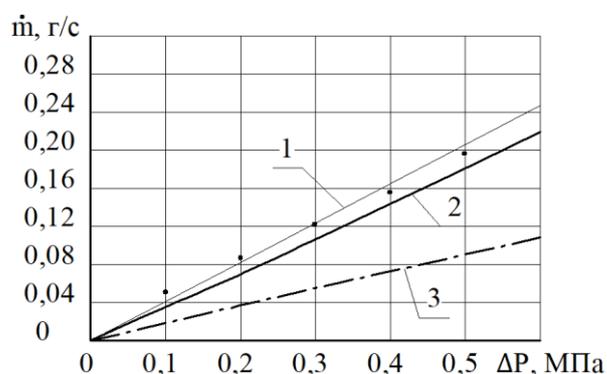


Рисунок 14. Герметичность уплотнения для газоперекачивающего агрегата

1 – аппроксимационная кривая экспериментальных данных; 2 – герметичность с учётом деформации; 3 – герметичность с плоским зазором

6 Заключение

1 Одним из путей повышения КПД авиационных двигателей является совершенствование конструкции, методов расчёта и проектирования уплотнений. Торцевое уплотнение со спиральными канавками можно считать перспективным для применения в конструкции опор авиационных двигателей. Однако одной из главных сложностей его применения является чувствительность к колебаниям нагрузок. Особенно это актуально для авиационных двигателей, которые имеют большое количество смен режимов работы в течение одного полёта и в течение всего времени эксплуатации. Поэтому задача точного прогнозирования герметичности уплотне-

ния и деформаций его деталей в течение полётного цикла является очень важной.

2 Значения коэффициента теплоотдачи, относящиеся к вращающейся и неподвижной поверхностям уплотнения, сильно различаются для одной точки нагружения цикла полёта. Минимальное значение коэффициента теплоотдачи ($18 \text{ Вт/м}^2\text{К}$) принадлежит неподвижному кольцу, максимальное значение ($780 \text{ Вт/м}^2\text{К}$) — вращающемуся кольцу на четвертом участке рассматриваемой области полётного цикла. Коэффициенты несколько раз менялись при переходе с одного режима работы на другой. Это приводит к значительному повышению средней температуры уплотнительных колец. Например, средняя температура неподвижного кольца увеличилась на 22%. Повышение температуры приводит к большим деформациям. Это особенно важно для торцевых газодинамических уплотнений, которые очень чувствительны к изменениям ширины и формы зазора.

3 Установлено, что уплотнительные кольца равномерно прогреваются на всех режимах работы двигателя. Разница между максимальной и минимальной температурой составляет менее 1,5–4 градусов (рисунок 9).

4 Изменение средней температуры статического уплотнительного кольца для стационарных и переходных расчётов колеблется от 25 до 17 градусов (т.е. от 4,6 до 2,7%). Данное изменение приводит к изменению в оценке конусности зазора и разнице в оценке величины утечек. Разница в определении утечки составляет 3,5% для стационарных и нестационарных расчётов. При этом рассматривались только четыре режима работы двигателя общей продолжительностью 583 с. В то время как среднее время полёта самолёта обычно составляет от двух до четырёх часов. Это приводит к значительному изменению температуры. Для более точного определения герметичности уплотнения необходимо использовать нестационарную методику расчёта.

5 Сравнение с экспериментальными данными (рисунок 14) показывает, что для расчёта торцевого газодинамического уплотнения крайне важен учёт реальной формы зазора в процессе расчёта. Определение деформации важно не только для расчёта утечек. Большие деформации могут привести к увеличению зазоров в уплотнении или контакту между уплотнительными поверхностями. Поэтому необходимо моделировать работу уплотнения максимально близко к реальности для каждого участка цикла полёта.

Для более точного определения герметичности создана новая методика расчёта утечек, учитывающая цикл нагружения (рисунок 6). Данная методика синтезирует математическую модель газового течения, предложенную Е.А. Muijderman [7], модель теплообмена и модель механической деформации. Уплотнение со спиральными канавками было выбрано в качестве примера, потому что аналитическая модель для этого типа уплотнения существует и работает очень точно для определения распределения давления в зазоре. Эта методика также позволяет определить герметичность торцевого контактного уплотнения в течение всего времени полёта.

7 Благодарности

Работа выполнена в рамках реализации Программы развития Самарского университета на 2021- 2030 годы в рамках программы «Приоритет-2030» при поддержке Правительства Самарской области.

Список использованных источников

- [1] Mueller, H. K. Nau, B. S. Fluid sealing technology / H. K. Mueller, B. S. Nau // Marcel Dekker Inc. – New York, 1998. – Chap. 1.
- [2] Lebeck, A. O. Principles and Design of Mechanical Face Seals / A. O. Lebeck // John Wiley & Sons. – New York, 1991. – Chap. 4, 6.
- [3] Harp, S. R. Analysis of Mechanical Seal Behavior During Transient Operation / S. R. Harp, Salant R. F. // Journal of Tribology – 1998. – Vol. 120(2) – pp. 191-197.

[4] Фалалеев, С. В. Торцевые бесконтактные уплотнения авиационных двигателей / С. В. Фалалеев, Д. Е. Чегодаев // Московский авиационный институт – Москва, 1998. – гл. 1, 5.

[5] Etsion, I. Mechanical Face Seal Dynamics Update / I. Etsion // The Shock and Vibration Digest. – 1985. – Vol. 17(4) – pp. 9–14.

[6] Meyer, E. Face seals / E. Meyer // Engineering. – Moscow, 1978. – PP. 6-288.

[7] Muijderman, E. A. Spiral groove bearings / E. A. Muijderman // Springer – Verlag, Berlin, 1996. – Chap. 3.

Vinogradov A.S. Sharonov A.I. Zagadov I.A. Komisar Yu.V.
**GAS DYNAMIC FACE SEAL TIGHTNESS
UNDER NON-STATIONARY LOADING**

Samara University
Moskovskoe shosse, 34,
Samara, 443086,
Russian Federation

This paper presents a new method for calculating leaks of an end gas dynamic seal with spiral grooves in various modes of operation of an aircraft engine. This type of seal has never been used in the design of aircraft engines, however, it has good characteristics in comparison with traditional types of seals. In the developed methodology, the effect of changing the engine operating mode on temperature loads and deformations is investigated. The simulation results are compared with experimental data.

a.s.vinogradov@list.ru
sharonov.alex0210@gmail.com
ilyazagadov@yandex.ru
komisar.yuv@ssau.ru

Keywords: *tightness; mechanical seal; hydraulic model; operating mode; modeling*

References

- [1] Mueller, H. K. and Nau, B.S. (1998), "Fluid sealing technology", *Marcel Dekker Inc.*, New York, Chap. 1.
- [2] Lebeck, A. O. (1991), "Principles and Design of Mechanical Face Seals", *John Wiley & Sons*, New York, Chap. 4, 6.
- [3] Harp, S. R. and Salant, R. F. (1998), "Analysis of Mechanical Seal Behavior During Transient Operation", *Journal of Tribology*, Vol. 120(2), pp. 191-197.
- [4] Falaleev, S. V. and Chegodaev, D. E. (1998), "Face noncontact seals of aircraft engines", Moscow Aviation Institute, Moscow, Chap. 1, 5. (in Russian)
- [5] Etsion, I. (1985), "Mechanical Face Seal Dynamics Update", *The Shock and Vibration Digest*, Vol. 17(4), pp. 9-14.
- [6] Meyer, E. (1978), "Face seals", *Engineering*, Moscow, pp. 6-288.
- [7] Muijderman, E.A. (1996), "Spiral groove bearings", Springer – Verlag, Berlin, Chap. 3.

О ПОГРЕШНОСТЯХ ИЗМЕРЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ УПРОЧНЁННЫХ ДЕТАЛЕЙ

**Сазанов В.П.
Павлов В.Ф.
Матвеева К.Ф.
Коньихова А.С.**

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

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

sopromat@ssau.ru

Исследование посвящено анализу расхождения результатов прогнозирования и испытаний на многоцикловую усталость цилиндрических деталей с концентраторами напряжений в виде полукруглого надреза, изготовленных из конструкционных сталей 20, 45, 30ХГСА и 40Х. Поверхность деталей подвергалась упрочнению методами гидродробеструйной и пневмодробеструйной обработок. При прогнозировании методом образцов-свидетелей для определения остаточных напряжений в упрочнённом слое применялись втулки длиной 80 мм с наружным диаметром 51,5 мм и внутренним 45 мм. Моделирование остаточного напряжённо-деформированного состояния во втулках и деталях с надрезами выполнено методом конечных элементов в среде расчётных комплексов PATRAN/NASTRAN и ANSYS методом термоупругости. При прогнозировании приращения предела выносливости за счёт упрочнения для деталей с надрезами принимался критерий среднеинтегральных остаточных напряжений, определяемый на критической глубине нераспространяющейся трещины усталости. Расхождение расчётного прогнозирования и результатов испытаний при изгибе в случае симметричного цикла составило не более 11% при пневмодробеструйной и не более 8% при гидродробеструйной обработках. Полученные положительные результаты исследования показали, что принятые допущения в методе образцов-свидетелей являются вполне обоснованными.

Ключевые слова: *поверхностное упрочнение; дробеструйная обработка; остаточные напряжения; первоначальные деформации; конечно-элементное моделирование; среднеинтегральные остаточные напряжения; предел выносливости*

1 Введение

Количественной и качественной оценкой любого расчётно-экспериментального метода является его точность, выраженная в виде погрешности или расхождении расчётных и экспериментальных результатов. Особенно актуальным данный вопрос становится в случае, когда его составляющие части или этапы не имеют альтернативы для оценки, а общий результат можно сравнивать только с результатами натуральных испытаний. В данном исследовании рассмотрен метод образцов-свидетелей [1, 2], предназначенный для прогнозирования сопротивления усталости упрочнённых деталей. Составными частями метода образцов-свидетелей являются:

- определение распределений остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя в образцах или деталях;
- моделирование остаточного напряжённо-деформированного состояния в образцах и деталях;
- прогнозирование предела выносливости упрочнённых деталей с использованием критерия среднеинтегральных остаточных напряжений [3-5].

Первая часть по своему содержанию является расчётно-экспериментальным этапом, а вторая и третья – расчётными. Сущность метода образцов-свидетелей заключается в том, что специальный образец определённых размеров проходит весь технологический цикл упрочнения вместе со штатной деталью, и его основное назначе-

ние – получение с него эпюр с распределениями остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя. Данные результаты используются на втором этапе, результаты которого соответственно переходят на третий этап для прогнозирования сопротивления усталости упрочнённых деталей. В проведённом исследовании рассматривается вопрос о расхождении расчётных и экспериментальных результатов приращений пределов выносливости за счёт упрочнения цилиндрических деталей с полукруглыми надрезами, изготовленных из различных сталей.

2 Экспериментальное определение распределений остаточных напряжений

В разработанных методах прогнозирования сопротивления усталости упрочнённых деталей необходимым условием является наличие в качестве исходных данных эпюр остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя. Данные эпюры можно получить только механическими способами, наиболее надёжными и доступными из которых являются метод колец и полосок и метод частичного удаления поверхности [6, 7]. Оба метода принципиально не различаются и практически дают одинаковые результаты [5]. Поскольку при механических методах происходит частичное или полное разрушение детали, то наиболее целесообразно использовать для измерения остаточных напряжений образцы-свидетели. Неразрушающие физические методы (рентгеновский и другие) не позволяют получить информацию по остаточным напряжениям в упрочнённом слое в виде некоторой алгебраической зависимости от его глубины.

Указанные выше механические методы, как и любые расчётно-экспериментальные способы, имеют методические погрешности и разбросы результатов, связанные с отклонениями механических свойств материала и технологических параметров операций упрочнения. Методические погрешности связаны, во-первых, со схемой

и конструкцией установки с измерительными инструментами и приборами, во-вторых, с выбранной теорией расчёта напряжений по полученной деформационной кривой. Обычно расчёт остаточных напряжений выполняется по балочной теории с линейным напряжённым состоянием, однако в зависимости от размеров упрочняемой детали здесь имеет место плоское напряжённое или плоское деформированное состояние.

В связи с большим рассеиванием результаты измерения остаточных напряжений, как правило, подвергаются статистической обработке, для чего используется партия из 10-30 образцов. Следует отметить, что современные установки с механическими методами измерения остаточных напряжений позволяют измерять их в наиболее распространённых в авиастроении типовых элементах конструкций.

3 Моделирование остаточных напряжений и прогнозирование сопротивления усталости упрочнённых деталей

Моделирование остаточного напряжённо-деформированного состояния представляет собой решение обратной задачи о первоначальных деформациях [8]. Это случай, когда известны одна или две эпюры по распределению остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя, и требуется определить компоненты первоначальных деформаций, которые вызывают эти напряжения. Первоначальные деформации вызывают остаточные напряжения только тогда, когда их компоненты не удовлетворяют условиям совместности, а в другом случае они могут существовать, не вызывая напряжений. Отсюда следует, что для определения компонент первоначальных деформаций знания остаточных напряжений недостаточно, так как данному решению будет удовлетворять бесчисленное множество однородных систем компонент первоначальных деформаций.

Приближённое, но достаточно точное решение можно получить, используя конечно-элементное моделирование в среде современных расчётных комплексов типа ANSYS, PATRAN/NASTRAN и аналогию задачи о первоначальных напряжениях и задачи термоупругости [9-12]. Аналогия задач позволяет заменить первоначальные деформации неравномерным температурным полем, а соотношения между компонентами регулируются линейными коэффициентами температурного расширения по соответствующим направлениям системы координат. Для однозначности решения и раскрытия статической неопределённости необходимо, в том числе, принять следующие условия и допущения:

- угловые первоначальные деформации отсутствуют;
- соотношения между компонентами первоначальных деформаций известны и одинаковы во всех точках упрочнённого слоя детали;
- зависимости первоначальных деформаций по толщине упрочнённого слоя одинаковы во всех сечениях детали.

Методика определения первоначальных деформаций приведена в [9–11]. Соотношение между компонентами первоначальных деформаций зависит от вида упрочняющей обработки [12]. Решение задачи выполняется пошаговым (итерационным) методом до получения таких значений первоначальных деформаций, при которых выполняется экспериментальная эпюра остаточных напряжений. При использовании образца-свидетеля предполагается, что его первоначальные деформации и деформации исследуемой детали одинаковы. Тогда первоначальные деформации, полученные на конечно-элементной модели образца, можно переносить на модель упрочнённой вместе с ним детали.

Для расчёта приращения предела выносливости за счёт упрочнения выбирается критерий прогнозирования. На основании многочисленных экспериментов и исследований предпочтение отдаётся критерию среднеинтегральных остаточных напряже-

ний [3], для которого требуется эпюра остаточных напряжений в опасном сечении детали (концентраторе напряжений). Данная эпюра выводится из результатов расчёта остаточного напряжённо-деформированного состояния конечно-элементной модели детали.

4 Основные результаты прогнозирования предела выносливости и испытаний на усталость цилиндрических деталей с концентраторами напряжений

Исследование проводилось на сплошных и полых цилиндрических деталях с концентраторами напряжений в виде полукруглого надреза. Детали изготавливались из сталей 20, 45, 40Х и 30ХГСА различного типоразмера с полукруглым надрезом радиуса $R = 0,3$ мм. Для упрочнения поверхности деталей применялись гидродробеструйная (ГДО) и пневмодробеструйная (ПДО) обработки на режимах, характерных для авиационного двигателестроения. В качестве образцов-свидетелей использовались втулки длиной 80 мм с наружным диаметром 51,5 мм и внутренним 45 мм. Для снижения разброса при изготовлении деталей из каждого материала использовались прутки одной плавки. Повышенные требования к определению пределов выносливости предопределили применение селекции по механическим свойствам заготовок деталей и образцов-свидетелей. Для каждого прутка механические свойства на растяжение определялись на 3-5 образцах. Разброс характеристик не превысил $\pm 2\%$. Для исключения влияния окончательной обработки (точение, шлифование) на предел выносливости упрочнённых деталей наклепаный слой толщиной 0,10-0,15 мм удалялся электрополированием до нанесения надреза. После нанесения надреза фасонным резцом также применялось электрополирование с целью удаления по контуру слоя толщиной 40-50 мкм, наклепанного точением. На упрочнённых деталях надрезы наносились

после операции упрочнения и также подвергались электрополированию. Эпюры осевых σ_z и окружных σ_θ остаточных напряжений определялись на кольцах и полосках (партии из 10-15 штук), вырезанных из образцов-свидетелей (втулок 51,5x45 мм) [5]. Результаты измерений и расчётов подвергались статистической обработке. Следует отметить, что при использовании таких втулок для изготовления колец и полосок не нужно рассверливать детали, проводить тензометрирование

и определять при этом дополнительные остаточные напряжения [5]. Эпюры осевых остаточных напряжений σ_z , которые оказывают определяющее влияние на повышение сопротивления усталости при упрочнении, приведены на рисунке 1. Эпюры окружных остаточных напряжений не приводятся, так как после гидродробеструйной и пневмодробеструйной обработки выполняется условие $\sigma_z = \sigma_\theta$ [4].

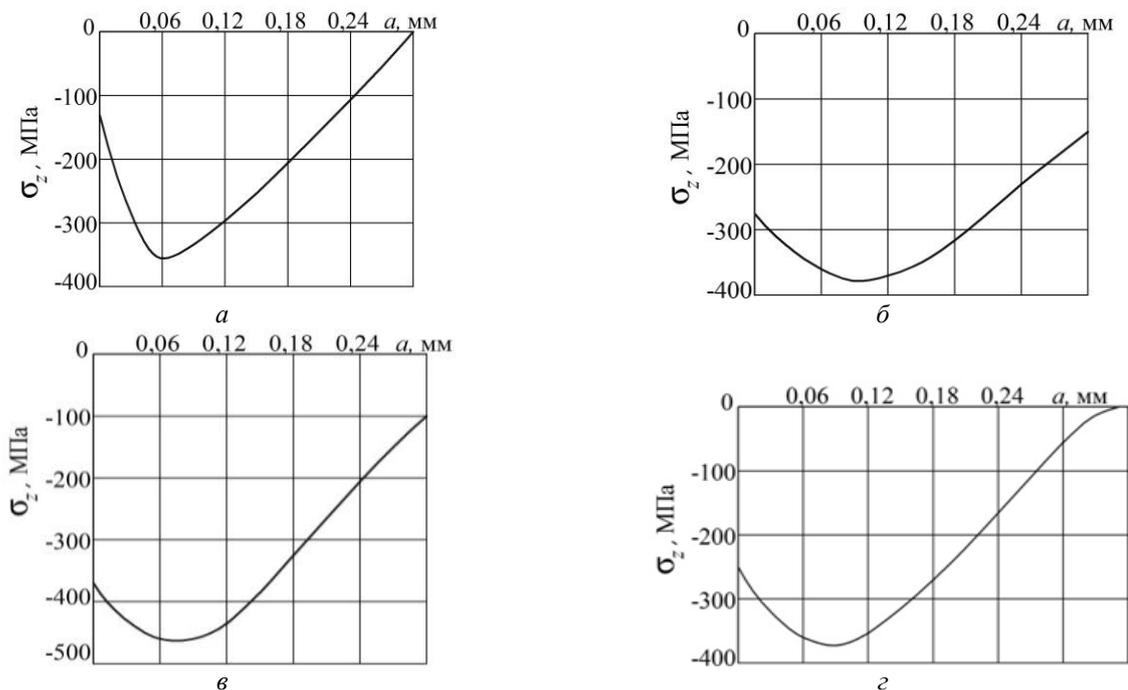


Рисунок 1. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений в образце-свидетеле:

a – сталь 20 после ПДО, *б* – сталь 45 после ГДО, *в* – сталь 30ХГСА после ГДО, *г* – сталь 40Х после ГДО

Первоначальные деформации определялись на конечно-элементных моделях образцов-свидетелей, а затем в виде соответствующего неравномерного температурного поля переносились на конечно-элементные модели деталей с концентраторами напряжений. По результатам расчётов напряжённо-деформированного состояния деталей строились эпюры осевых σ_z остаточных напряжений в опасном (наименьшем) сечении детали, которые использовались для прогнозирования предела выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений.

Как показали многочисленные эксперименты, связь между приращением предела выносливости упрочнённых деталей и остаточными напряжениями наиболее точно устанавливает критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [3]. Данный критерий учитывает влияние на сопротивление усталости одновременно величины и характера распределения остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали.

Оценка влияния поверхностного упрочнения на приращение предела

выносливости детали $\Delta\sigma_{-1}$ с использованием критерия $\bar{\sigma}_{ост}$ была выполнена по следующей зависимости [5]:

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

где $\bar{\psi}_{\sigma}$ – феноменологический коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$; $\bar{\sigma}_{ост}$ – среднеинтегральные остаточные напряжения, определяемые на критической глубине нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, возникающей в опасном сечении упрочнённой детали при работе на пределе выносливости.

Коэффициент $\bar{\psi}_{\sigma}$ зависит от степени концентрации напряжений и определяется для симметричного цикла при изгибе по следующей формуле [5]:

$$\bar{\psi}_{\sigma} = 0,612 - 0,081 \alpha_{\sigma}, \quad (2)$$

где α_{σ} – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений α_{σ} при изгибе определяется на конечно-элементных моделях деталей с надрезами с

использованием расчётного комплекса ANSYS, и для достоверности результаты сравнивались с приведёнными в работе [13]. Критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости определяется только размерами опасного поперечного сечения. Для цилиндрических деталей зависимость для определения $t_{кр}$ имеет вид [4]:

– для сплошного цилиндра:

$$t_{кр} = 0,0216D; \quad (3)$$

– для полого цилиндра:

$$t_{кр} = 0,0216D_1 \left[1 - 0,04(d/D_1)^2 - 0,54(d/D_1)^3 \right],$$

где D_1 – диаметр опасного сечения детали, d – диаметр отверстия детали.

Испытания деталей с надрезами (упрочнённых и неупрочнённых) на многоцикловую усталость проводились при изгибе в случае симметричного цикла на базе $N_6 = 3 \times 10^6$ циклов, что соответствует сравнительным испытаниям по ГОСТ 25.502-79. Испытывались партии из 10-15 деталей каждого типоразмера, а результаты испытаний в виде пределов выносливости подвергались статистической обработке. Результаты расчётов и испытаний на усталость приведены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты расчётного и экспериментального определения приращений пределов выносливости упрочнённых деталей с надрезами из конструкционных сталей

	D , мм	d , мм	D_1 , мм	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	α_{σ}	$\bar{\psi}_{\sigma}$	$(\Delta\sigma_{-1})_{расч}$, МПа	$(\Delta\sigma_{-1})_{эксп}$, МПа	Расхождение, %
Сталь 20 (ПДО)	10	0	9.4	0.203	-122	2.7	0.393	48.0	45.0	6
	25	0	24.4	0.527	-89	2.9	0.377	33.6	30.0	11
	25	15	24.4	0.453	-91	3.0	0.369	33.5	32.5	3
Сталь 45 (ГДО)	15	5	14.4	0.303	-159	2.8	0.385	61.2	57.5	6
	25	15	24.4	0.453	-131	3.0	0.369	48.3	45.0	7
	50	40	49.4	0.733	-87	3.1	0.361	31.4	30.0	4
40X (ГДО)	25	0	24.4	0.527	-109	2.9	0.377	41.1	42.5	3
	25	10	24.4	0.504	-110	2.9	0.377	41.4	42.5	3
	25	19	24.4	0.380	-117	3.0	0.369	43.2	40.0	8
30ХГСА (ГДО)	10	0	9.4	0.203	-240	2.7	0.393	94.0	90.0	5
	15	0	14.4	0.311	-196	2.8	0.385	75.5	77.5	3
	15	5	14.4	0.303	-211	2.8	0.385	81.3	77.5	5
	15	10	14.4	0.249	-218	2.9	0.377	82.1	80.0	3

5 Заключение

Результаты расчётов и испытаний, приведённые в таблице 1, показывают, что принятые допущения при моделировании остаточного напряжённо-деформированного состояния деталей и образцов-свидетелей, а также использование статистической обработки для результатов измерения остаточных напряжений и испытаний на усталость являются вполне обоснованными. При этом расхождение по прогнозированию приращения предела выносливости за счёт упрочнения цилиндрических деталей с полукруглыми надрезами, изготовленных из различных конструкционных сталей, не превышает 11% при пневмодробеструйной обработке и 8% при гидродробеструйной обработке. Полученный уровень расхождения является вполне допустимым для многоциклового усталости, и на основании этого можно утверждать, что принятые допущения при использовании образцов-свидетелей считаются достаточно обоснованными. Из представленных результатов также следует, что для всех деталей приращение предела выносливости пропорционально среднеинтегральным остаточным напряжениям, определённым на критической глубине нераспространяющейся трещины усталости. Таким образом, используемый в исследовании метод образцов-свидетелей является весьма эффективным инструментом при выборе способа поверхностного упрочнения деталей и его технологических параметров.

Список использованных источников

- [1] Кирпичёв, В. А. Использование образцов-свидетелей для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений / В. А. Кирпичёв, В. П. Сазанов, В. К. Шадрин // Вибрации в технике и технологиях. – 2015. – №1(77). – С. 22-27.
- [2] Павлов, В.Ф. Расчётно-экспериментальный метод прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей / В. Ф. Павлов, В. А. Кирпичёв, В. С. Вакулюк // Новости материа-

ловедения. Наука и техника. – 2015. – №5. – С. 32-42.

[3] Павлов, В. Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений / В. Ф. Павлов // Известия вузов. – Машиностроение, 1986. – №8. – С. 29-32.

[4] Павлов, В. Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали / В. Ф. Павлов // Известия вузов. – Машиностроение, 1988. – №8. – С. 22-26.

[5] Павлов, В. Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям / В. Ф. Павлов, В. А. Кирпичёв, В. С. Вакулюк. – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

[6] Иванов, С. И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения / С. И. Иванов // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций : труды КуАИ. Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 53. – С. 32-42.

[7] Иванов, С. И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом снятия части поверхности. / С. И. Иванов, И. В. Григорьева // Вопросы прочности авиационных конструкций – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 48. – С. 179-183.

[8] Тимошенко, С.П. Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М.: Наука, 1979. – 341 с.

[9] Сазанов, В. П. Определение первоначальных деформаций в упрочнённом слое цилиндрической детали методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса PATRAN/NASTRAN / В. П. Сазанов, В. А. Кирпичёв, В. С. Вакулюк, В. Ф. Павлов // Вестник УГАТУ. – 2015. – Т. 19. – №2 (68). – С. 35-40.

[10] Сазанов, В. П. Моделирование остаточного напряжённого состояния детали в условиях концентрации напряжений с использованием программного комплекса PATRAN/ NASTRAN / В. П. Сазанов, А. В. Чирков, О. Ю. Семёнова, А. В. Иванова // Вестник СамГТУ. Сер.: Технич. науки. – 2012. – №1 (33). – С. 106-114.

[11] Сазанов, В. П. Математическое моделирование первоначальных деформаций в поверхностно упрочнённых деталях при выборе образцов-свидетеля / В. П. Сазанов, О. Ю. Семёнова, В. А. Кирпичёв, В. С. Вакулюк // Вестник УГАТУ. – 2016. – Т. 20. – №3 (73). – С. 31-37.

[12] Радченко, В. П. Определение параметра анизотропии упрочнения и остаточных напряжений в цилиндрическом образце из стали после обкатки роликом / В. П. Радченко, В. Ф. Павлов, М. Н. Саушкин // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2011. – №4. – С. 93-100.

[13] Петерсон, Р.Е. Коэффициенты концентрации напряжений / Р.Е. Петерсон. – М.: Мир, 1977. – 304 с.

ON THE ERRORS IN MEASUREMENT OF RESIDUAL STRESSES AND PREDICTION OF THE ENDURANCE LIMIT OF HARDENED PARTS

Sazanov V.P.
Pavlov V.F.
Matveeva K.F.
Konyhova A.S.

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse,
Samara, 443086,
Russian Federation

sopromat@ssau.ru

The study is devoted to the analysis of discrepancy between the results of prediction and of multi fatigue tests of cylindrical parts with stress concentrator in the form of a semicircular notch, made of construction steels 20, 45, 30XTCА and 40X. The surface of the parts was hardened by hydro and pneumatic shot blasting methods. When predicting by the reference specimen method, bushes with a length of 80 mm, with an outer diameter of 51.5 mm and an inner diameter of 45 mm were used to determine residual stresses in the hardened layer. Modeling of the residual strain-stress state in bushes and notched parts was carried out using the Finite Element method in the environment of PATRAN/NASTRAN and ANSYS calculation systems using the thermo elastic method. When predicting the increment in the endurance limit due to hardening for parts with notches, the criterion of average integral residual stresses was adopted, determined at the critical depth of a non-propagating fatigue crack. The discrepancy between the calculated prediction and bending test results in the case of a symmetrical cycle was no more than 11% for pneumatic shot blasting and no more than 8% for hydro shot blasting. The positive results of the study showed that the accepted assumptions in the reference specimen method are completely justified.

Keywords: surface hardening; shot blasting; residual stresses; initial deformations; finite element modeling; average integral residual stresses; endurance limit

References

- [1] Kirpichev, V.A., Sazanov, V.P. and Shadrin, V.K. (2015), "An employment of reference specimens for an endurance limit of surface hardened parts with stress concentrators", *Vibrations in techniques and technologies*, №1(77), pp. 22-27. (in Russian)
- [2] Pavlov, V.F., Kirpichev, V.A., Vakulyuk, V.S. and Sazanov, V.P. (2015), "Calculation- experimental method of surface hardened parts endurance limit", *Materials science. Science and techniques*, №5, pp. 32-42. (in Russian).
- [3] Pavlov, V.F. (1986), "On connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions", *Universities News. Mechanical Engineering*, no. 8. pp. 29-32. (in Russian)
- [4] Pavlov, V.F. (1988), "The influence of residual stresses in a part with a concentrator surface layer value and distribution on the endurance limit. Report 1. Solid parts", *Universities News. Mechanical Engineering*, no. 8, pp. 22-26. (in Russian)
- [5] Pavlov, V.F., Kirpichev, V.A. and Vakulyuk, V.S. (2012), *Prognozirovanie soprotivleniya ustalosti poverkhnostno uprochnennykh detaley po ostatochnym napryazheniyam* [The prediction of surface hardened parts fatigue resistance by residual stresses], Samara scientific center, Publishing House of the Russian Academy of Sciences, Samara. (in Russian)
- [6] Ivanov, S.I. (1971), "On determination of residual stresses in cylinder by rings-and-stripes method. Residual stresses", *Issues of strength of aircraft structural elements: transactions of KuAI*, Kuibyshev Aviation Institute, issue 53, pp. 32-42. (in Russian)
- [7] Ivanov, S.I. and Grigoryeva, I.V. (1971), "On determination of residual stresses in a cylinder by removing a part of surface", *Problems of aircraft constructions elements strength*, Kuibyshev Aviation Institute, issue 48, pp.179-183. (in Russian)
- [8] Timoshenko, S.P. and Goodier, G. (1979), *Teoriya uprugosti* [Elastic theory], Nauka [Science], Moscow. (in Russian).
- [9] Sazanov, V.P., Kirpichev, V. A., Vakulyuk, V.S. and Pavlov, V.F. (2015), "The determination of initial deformations in the surface layer of a cylindrical part by the finite elements modeling method with use of the calculation

program complex PATRAN/NASTRAN”, *Ufa State Aviation Technical University bulletin*, vol. 19, no. 2 (68), pp. 35-40. (in Russian)

[10] Sazanov, V.P., Chirkov, A.V., Semenova, O.Yu. and Ivanova, A.V. (2012), “The residual strain state of parts modeling under stress concentration conditions using the calculation program complex PATRAN/ NASTRAN”, *Samara State Technical University bulletin. Part: technical sciences*, no. 1 (33), pp. 106-114. (in Russian)

[11] Sazanov, V.P., Semenova, O.Yu., Kirpichev, V.A. and Vakulyuk, V.S. (2016), “Mathematical modeling of initial deformations in surface hardened parts under a choice of a reference specimen”, *Ufa State Aviation Technical University bulletin*, Vol. 20, №3 (73), pp. 31-37. (in Russian)

[12] Radchenko, V.P., Pavlov, V.F. and Saushkin, M.N. (2011), “The determination of hardening anisotropy parameter and residual stresses in a cylindrical steel specimen after rolling”, *Mechanical Engineering and machines' reliabilities*, №4, pp. 93-100. (in Russian)

[13] Peterson, R.E. (1977), *Koeffitsienty kontsentratsii napryazheniy* [Stresses concentration coefficients], Publishing House «MIR», Moscow. (in Russian)

ИССЛЕДОВАНИЕ НОРМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ МЕТАНО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ПРИ ЕЁ ОБОГАЩЕНИИ ВОДОРОДОМ И РАЗБАВЛЕНИИ ВОДЯНЫМ ПАРОМ

Идрисов Д.В.
Матвеев С.С.
Матвеев С.Г.
Гураков Н.И.
Попов А.Д.
Литарова А.А.

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

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

idrisov57@yandex.ru

В работе представлены результаты экспериментального исследования нормальной скорости распространения пламени метано-воздушной смеси, обогащённой водородом и/или разбавленной паром при атмосферном давлении и начальной температуре смеси 300 и 330 К. Определение нормальной скорости распространения пламени производилось методом нулевого теплового потока (Heat Flux). Полученные экспериментальные данные сравнивались с результатами численного моделирования адиабатических предварительно подготовленных ламинарных пламен, которое проводилось с использованием трёх кинетических механизмов окисления метано-водородных топлив. При обогащении метана водородом до 35% по объёму скорость пламени увеличивалась пропорционально до 35%. С увеличением концентрации пара наблюдалось линейное снижение скорости пламени метано-воздушной смеси. Динамика снижения скорости пламени при разбавлении водяным паром не зависит от степени обогащения водородом. Предложены рекомендации по использованию кинетических механизмов для моделирования пламени метано-воздушной смеси при её обогащении водородом и разбавлении водяным паром.

Ключевые слова: *пламя; обогащение водородом; разбавление паром; скорость ламинарного пламени; кинетические модели*

1 Введение

В последние десятилетия отечественные и зарубежные газотурбинные фирмы ведут интенсивную работу по созданию малоэмиссионных камер сгорания [1]. Одним из перспективных методов организации рабочего процесса является обеспечение горения бедных, предварительно перемешанных топливовоздушных смесей (ТВС). Преимуществом данного способа является то, что сжигание топлива происходит при пониженных температурах. Это приводит к уменьшению концентрации оксидов азота (NO_x) в продуктах сгорания на рабочих режимах газотурбинных установок (NO_x ≤ 15-25ppm.). Однако при горении бедных смесей возникают серьезные проблемы по обеспечению устойчивой работы

камеры сгорания газотурбинной установки, так как скорость распространения пламени в таких условиях достаточно низкая, что может привести к бедному срыву пламени. Улучшить стабилизацию пламени можно за счёт увеличения температуры топливовоздушной смеси на входе в камеру сгорания или снижения коэффициента избытка воздуха в зоне горения, однако это приведёт к повышению температуры фронта пламени и, соответственно, к росту уровня выбросов оксидов азота. Исходя из этого, необходимо найти компромисс между стабильной работой камеры сгорания и обеспечением требуемых уровней эмиссии NO_x. Данную проблему можно решить за счёт добавок водорода. Использование добавок водорода в топливо позволяет повысить устойчивость горения «сверхбед-

ных» смесей, так как скорость распространения пламени водорода на порядок выше, чем у природного газа, при одинаковых внешних условиях [2]. Также одним из преимуществ обогащения природного газа водородом является то, что при сжигании таких топлив будет образовываться меньше углекислого газа (CO_2), что соответствует общемировой тенденции к снижению углеродного следа и выбросов парниковых газов в атмосферу [3]. Однако добавка водорода при прочих равных условиях приводит к повышению температуры во фронте пламени. Одним из способов снижения этой температуры является использование водяного пара [4], который впрыскивается непосредственно в зону горения. Обогащение топлива водородом и разбавление водяным паром приводит к изменению нормальной скорости распространения пламени, которая является одной из основных фундаментальных характеристик в физико-химических механизмах процесса горения.

Данные по скорости распространения пламени [5-7] используются как при предварительном проектировании камер сгорания, так и на этапе численного моделирования процессов горения. Точное определение скорости распространения пламени важно для разработки методов повышения эффективности всех способов организации процесса горения, а также для валидации кинетических механизмов [11-14].

В исследованиях Boushaki et al. [5] была измерена скорость распространения пламени метана, обогащённого водородом, в горелке Бунзена при температуре ТВС на входе $T_0 = 300$ К и атмосферном давлении. Данные результаты соответствуют более ранней работе Correns et al. [6], в которой методом нулевого теплового потока (Heat Flux) была определена скорость горения аналогичных ТВС. Для метано-воздушных смесей, разбавленных паром, данные из работы Boushaki et al. [5] для $T_0 = 300$ К и $T_0 = 330$ К удовлетворительно согласуются с результатами, полученными в работе

Christensen et al. [7]. При этом определение нормальной скорости распространения пламени метано-воздушной смеси при её одновременном обогащении водородом и разбавлении водяным паром исследовалось только при стехиометрическом составе [7].

Поэтому целью настоящей работы являлось исследование метано-воздушного пламени при его одновременном обогащении водородом и разбавлении водяным паром в широком диапазоне составов ТВС. Результаты определения нормальной скорости распространения пламени метана, обогащённого водородом и/или разбавленного паром, проанализированы с учётом ранее опубликованных работ [5-7]. Кроме того, полученные экспериментальные данные сравнивались с результатами численного моделирования адиабатических предварительно подготовленных ламинарных пламен, которое проводилось с использованием трёх кинетических механизмов окисления метано-водородных топлив [11-13].

2 Экспериментальная установка

Установка для измерения нормальной скорости распространения пламени (S_L) методом нулевого теплового потока (установка Heat Flux) подробно описана в предыдущих работах [8, 9]. Метод Heat Flux позволяет получить одномерное плоское адиабатическое пламя благодаря нулевому суммарному теплообмену между газом и горелкой. Адиабатическое состояние возможно, когда тепловые потери пламени в горелку, необходимые для его стабилизации, компенсируются отбором тепла холодной непрореагировавшей смесью в момент, когда смесь протекает через нагретую потоком воды перфорированную пластину горелки. Адиабатическое состояние регистрируется посредством мониторинга распределения температуры по поверхности пластины термопарами. Зависимость

температуры от координаты пластины определяется выражением:

$$\bar{T}_p(r) = T_{center} - \frac{q}{4\lambda h} r^2,$$

где T_{center} – температура пластины в центральной точке; q – чистый внешний перенос тепла на единицу площади; λ – коэффициент теплопроводности; h – толщина пластины; r – координата по радиусу пластины.

Постоянное распределение температуры на поверхности пластины возможно лишь в случае $q = 0$. Таким образом, путём регулирования суммарного объёмного расхода смеси посредством расходомеров-регуляторов величина q варьируется до момента, когда будет достигнуто постоянное распределение температуры на поверхности пластины, что означает выполнение условия адиабатичности пламени. В момент, когда все термопары имеют одинаковую температуру, нормальная скорость распространения пламени равна ско-

рости истечения ТВС из горелочного устройства, которая для данного стехиометрического соотношения и начальной температуры смеси определяется по следующей формуле:

$$S_L = \frac{G_{ТВС}}{F_{Горелки} * \rho_{ТВС}},$$

где $G_{ТВС}$ – расход топливоздушной смеси; $F_{Горелки}$ – площадь горелки; $\rho_{ТВС}$ – плотность топливоздушной смеси.

Для экспериментов с паром дистиллированную воду выпаривали с использованием управляемого смесителя-испарителя (фирмы Bronkhorst). Перед входом в горелку пар предварительно смешивался с метаном и воздухом. Нагревательная трубка, соединяющая смеситель-испаритель и горелку, позволяла поддерживать необходимую начальную температуру смеси во избежание конденсации пара. Общий вид экспериментальной установки представлен на рисунке 1.



Рисунок 1. Общий вид установки Heat Flux

Нормальная скорость распространения пламени зависит от температуры, давления и коэффициента избытка топлива ϕ . Коэффициент избытка топлива ϕ – обратная величина коэффициента избытка воздуха α :

$$\phi = \frac{1}{\alpha}.$$

Коэффициент избытка воздуха α определяется по формуле:

$$\alpha = \frac{G_B}{G_T * L_0},$$

где G_B – расход воздуха на входе в горелку; G_T – расход топлива на входе в горелку; L_0 – стехиометрический коэффициент.

Стехиометрический коэффициент L_0 рассчитывается пропорционально массовым долям водорода в топливе. Добавки пара учитывались как инертная среда и не влияли на стехиометрический коэффициент L_0 . Состав топлива и соответствующий ему стехиометрический коэффициент для исследуемых режимов представлены в таблице 1.

Таблица 1. Состав топлива для исследуемых режимов.

CH ₄ /H ₂	100/0	75/25	65/35
L_0	17,23	17,92	18,31

Скорость пламени метана, обогащённого водородом, определялась при атмо-

Таблица 2. Используемые кинетические механизмы

Название	Кол-во компонентов	Кол-во реакций
NuigMech1.1 [11]	963	5966
Wang 2018 [12]	48	308
A.Konnov's detailed reaction mechanism [13]	587	4925

4 Результаты и обсуждение

Пламя «метан/пар/воздух». На рисунке 2 представлены данные по нормальной скорости распространения пламени метано-воздушной смеси, разбавленной паром, концентрация которого в

сферном давлении и $T_0 = 300$ К в диапазоне изменения коэффициента избытка топлива $\phi = 0,7-1,4$. Объёмная доля водорода в топливе составляла 0,25 и 0,35. Скорость пламени метана, разбавленного водяным паром, измерялась при атмосферном давлении, $\phi = 1$ и температурах $T_0 = 300$ и $T_0 = 330$ К. Объёмная доля водяного пара в потоке ТВС изменялась в пределах 0–0,023 при $T_0 = 300$ К и 0–0,11 при $T_0 = 330$ К. Диапазон был ограничен величиной давления насыщенного водяного пара при данных температурах. Пламя метана, одновременно разбавленного парами воды и обогащённого водородом, исследовалось в диапазоне $\phi = 0,7-1,4$ при температуре $T_0 = 330$ К. Объёмная доля водяного пара в суммарном потоке изменялась в пределах 0–0,15. Объёмная доля водорода в топливе составляла 0,35.

3 Численное моделирование

Моделирование адиабатических предварительно подготовленных одномерных пламен выполнялось с использованием программного комплекса Ansys Chemkin 18.2 [10]. Скорость пламени рассчитана с учётом функций многокомпонентного переноса и термодиффузии. Расчёты проводились с использованием трёх кинетических механизмов окисления метано-водородных топлив, представленных в таблице 2.

смеси варьировалась от 0 до 11% при $T_0 = 330$ К и от 0 до 2,5% при $T_0 = 300$ К в области стехиометрии ($\phi = 1$).

Результаты опытов при $T_0 = 300$ К и $T_0 = 330$ К хорошо согласуются с данными работы [5], максимальное отклонение не превышает 0,5 см/с, что соот-

ветствует 2% для исследуемого диапазона скоростей пламени. В работе [7] измеренные значения нормальной скорости распространения пламени для $T_0 = 300$ К ниже на 1-2 см/с, а при $T_0 = 330$ К находятся в пределах экспериментальной погрешности. Полученные данные указывают на линейную зависимость между увеличением концентрации пара в исходной ТВС и уменьшением скорости горения. В основном это связано с тепловыми эффектами, возникающими при добавлении пара и приводящими к снижению температуры в области фронта пламени.

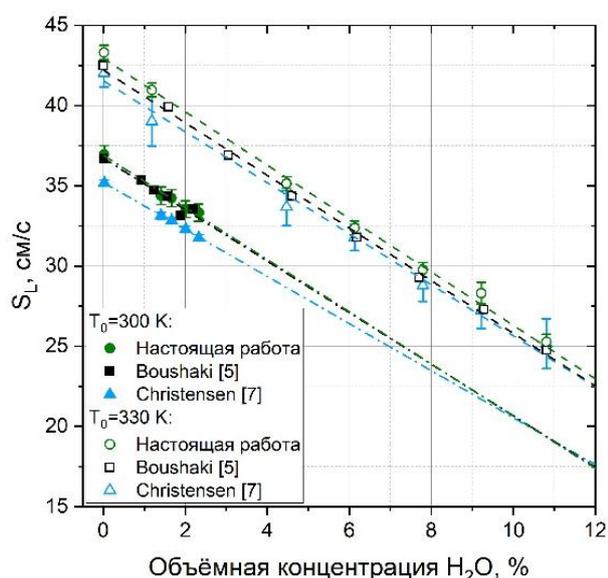


Рисунок 2. Изменение нормальной скорости распространения пламени метано-воздушной смеси стехиометрического состава при разбавлении паром

Для обобщения данных по скорости ламинарного горения метано-воздушных смесей в зависимости от степени разбавления паром можно воспользоваться следующим соотношением:

$$\frac{S_L}{S_L(f=0)} = 1 - F(\phi, T_u, diluent)f,$$

где F – коэффициент разбавления, определяемый по относительной скорости пламени с помощью линейной интерполяции;

f – молярная концентрация пара в смеси. Относительной скоростью пламени является отношение измеренной скорости пламени S_L при разбавлении паром к скорости пламени обычной метано-воздушной смеси $S_L(f = 0)$ при фиксированном коэффициенте избытка топлива и температуре исходной ТВС. Коэффициент разбавления F зависит от температуры, давления и коэффициента избытка топлива. Чем больше величина F , тем сильнее влияние добавок пара в ТВС на снижение нормальной скорости распространения пламени.

При атмосферном давлении и температуре $T_0 = 300$ К для стехиометрического состава смеси коэффициент разбавления F , рассчитанный на основе опытных данных настоящей работы, равен $4,4 \pm 0,1$. Для аналогичных условий обработка экспериментальных данных других авторов даёт величину $F = 4,3 \pm 0,1$ [5] и $F = 4,2 \pm 0,1$ [7]. При начальной температуре смеси $T_0 = 330$ К в данной работе, как и в работах [5, 7], получено значение $F = 3,9 \pm 0,1$. Представленные данные показывают, что для всех исследований при одинаковых параметрах ТВС (P_0, T_0, ϕ) отклонение от среднего значения F не превышает 2-3 %. Это подтверждает хорошую сходимость и высокую достоверность полученных результатов экспериментов, проведённых на различных установках по определению нормальной скорости распространения пламени.

Анализ полученных результатов показывает, что при увеличении начальной температуры смеси (с 300 до 330 К) значение коэффициента разбавления F уменьшается с 4,3 до 3,9. Последнее свидетельствует о том, что при увеличении начальной температуры ТВС влияние добавок пара на снижение нормальной скорости распространения пламени становится слабее.

Пламя «метан/водород/воздух». В данном разделе представлены данные по скорости распространения пламени метано-воздушной смеси, обогащённой водо-

родом на 25% (рисунок 3) и 35% (рисунок 4) при $T_0 = 300$ К и атмосферном давлении. Как видно из представленных графиков, добавка водорода существенно увеличивает скорость пламени метано-воздушной смеси во всём диапазоне составов ТВС по коэффициенту избытка топлива (ϕ). При этом обогащение метана водородом до 35% по объёму приводит к пропорциональному увеличению нормальной скорости распространения пламени на 40-43%.

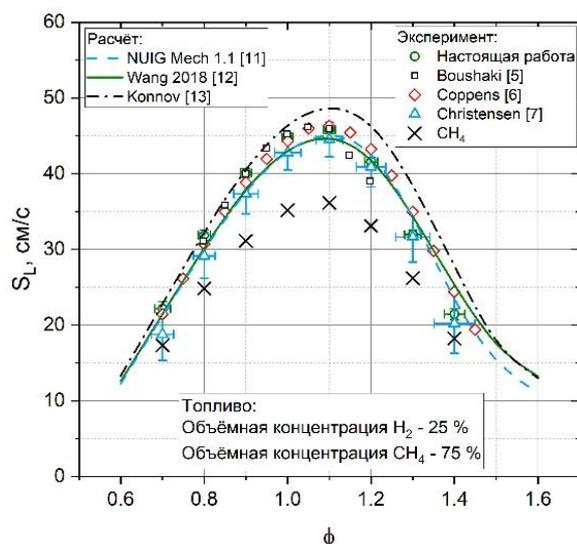


Рисунок 3. Нормальная скорость распространения пламени метано-воздушной смеси, обогащённой на 25% H_2 по объёму

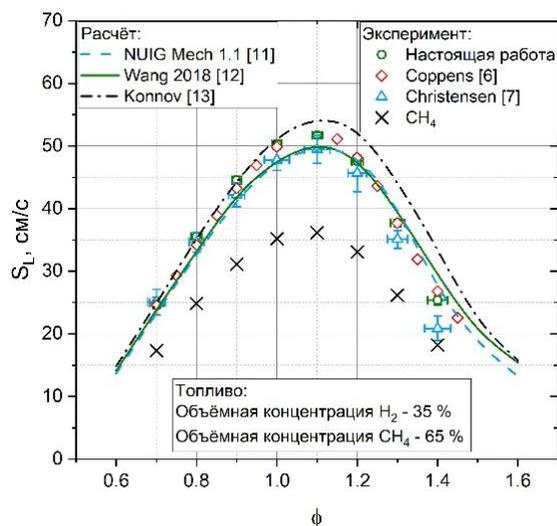


Рисунок 4. Нормальная скорость распространения пламени метано-воздушной смеси, обогащённой на 35% H_2 по объёму

Из анализа представленных на рисунках 3 и 4 результатов опытов следует, что максимальное отклонение полученных различными авторами [5–7] данных, включая настоящую работу, не превышает $\pm 5\%$ от среднего значения в диапазоне $\phi = 0,7 \dots 1,3$. Для более богатых пламен ($\phi > 1,3$) расхождения могут достигать 10...15%, что объясняется повышенной неустойчивостью фронта пламени при обогащении смеси топливом и, как следствие, увеличением погрешности в результатах проводимых экспериментов. Представленный сравнительный анализ экспериментальных исследований по влиянию добавок водорода на нормальную скорость распространения пламени метано-воздушной смеси, проведённых различными методами с использованием отличающихся экспериментальных установок и систем измерения [5–9], подтверждает высокую достоверность полученных результатов и позволяет использовать данную экспериментальную базу данных для разработки и валидации кинетических механизмов горения метано-водородных топлив. В данной работе валидация производилась по среднему значению отображённых на рисунках 3 и 4 результатов опытов, полученных в настоящей работе и работах других авторов [5–7].

Представленные расчётные зависимости (см. рисунки 3–4) по трём кинетическим механизмам окисления метано-водородных топлив [11–13] показывают хорошую сходимость (в пределах погрешности, не превышающей $\pm 5\%$) с экспериментальными результатами для случаев добавок водорода в метан в размере 25% и 35% по объёму при изменении коэффициента избытка топлива в диапазоне $\phi = 0,7 \dots 1,1$. При обогащении ТВС ($\phi > 1,1$) результаты расчёта завышают значения S_L относительно опытных данных, и при $\phi > 1,3$ расхождение может достигать 15...40%. Последнее связано как с погрешностью проведения опытов при исследовании процессов горения вблизи

богатой границы распространения пламени, так и с недостаточной проработанностью кинетических механизмов окисления метано-водородных топлив для этой области горения.

Для бедных ТВС ($\phi < 1,0$) наименьшее отклонение (в пределах +2%) от экспериментальных данных даёт расчёт по кинетическому механизму Коннова [13]. Для близких к стехиометрическому составу и обогащённых ТВС ($\phi = 1,0 \dots 1,3$) лучшие результаты с максимальным отклонением в пределах $\pm 5\%$ получаются по моделям Wang 2018 [12] и NuigMech1.1 [11]. В то же время модель Коннова даёт завышение результатов расчёта нормальной скорости распространения пламени на 5 ... 20% в этом диапазоне коэффициентов избытка топлива.

Пламя «метан/водород/пар/воздух».

Для случая одновременного обогащения водородом и разбавления паром метано-воздушной смеси впервые проведено экспериментальное исследование по определению нормальной скорости распространения пламени при $T_0 = 330$ К и атмосферном давлении для сравнительно широкого состава ТВС по коэффициенту избытка топлива (ϕ). Объёмная доля содержания водорода составляла 35%, разбавление паром проводилось в диапазоне от 0% до 15%.

Из представленных на рисунках 5 и 6 результатов расчётно-экспериментального исследования для стехиометрического состава ТВС следует, что как при горении чистого метана (см. также рисунок 2), так и для метано-водородного топлива разбавление паром приводит к линейному снижению скорости S_L (или относительной скорости $S_L/S_{L(f=0)}$) ламинарного пламени. При этом как для чистого метана, так и для метана с добавками водорода в 35% по объёму разбавление топливовоздушной смеси стехиометрического состава паром до 15% приводит к снижению нормальной скорости распространения пламени в 2 раза (см. рисунок 6). Наименьшее откло-

нение от экспериментальных данных даёт расчёт по кинетическому механизму Коннова [13].

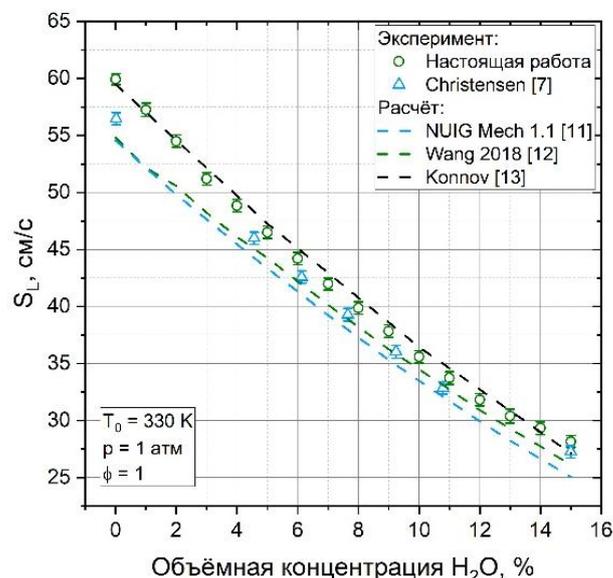


Рисунок 5. Изменение нормальной скорости распространения пламени метано-воздушной смеси стехиометрического состава при обогащении 35% H_2 по объёму и разбавлении паром

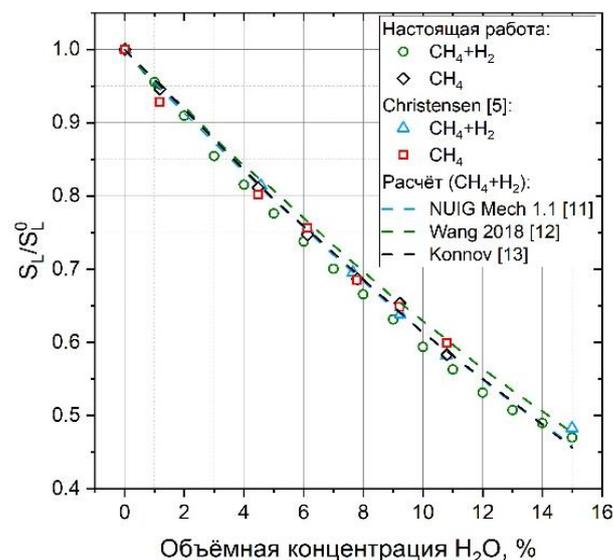


Рисунок 6. Изменение относительной скорости распространения пламени метано-воздушной смеси стехиометрического состава при обогащении 35% H_2 по объёму и разбавлении паром

Результаты расчётно-экспериментального исследования характеристик ламинарного горения смесей метано-водородного топлива с воздухом (при

добавке H_2 в CH_4 в соотношении 35/65 в объёмных процентах) при их разбавлении паром для широкого диапазона по коэффициенту избытка топлива (ϕ) представлены на рисунке 7. Полученные опытные данные показывают, что, как и в случае исследования стехиометрических смесей (см. рисунок 5), для всего диапазона устойчивого горения по коэффициенту избытка топлива (ϕ) снижение нормальной

скорости распространения пламени при разбавлении водяным паром имеет одну и ту же линейную зависимость (рисунок 8).

При этом минимальные значения коэффициента разбавления ($F=4,0\pm 0,2$) наблюдаются для оклостехиометрических смесей $\phi = 0,9...1,2$. Для $\phi \leq 0,9$ и для $\phi \geq 1,3$ коэффициент разбавления увеличивается до $F=5,0\pm 0,2$.

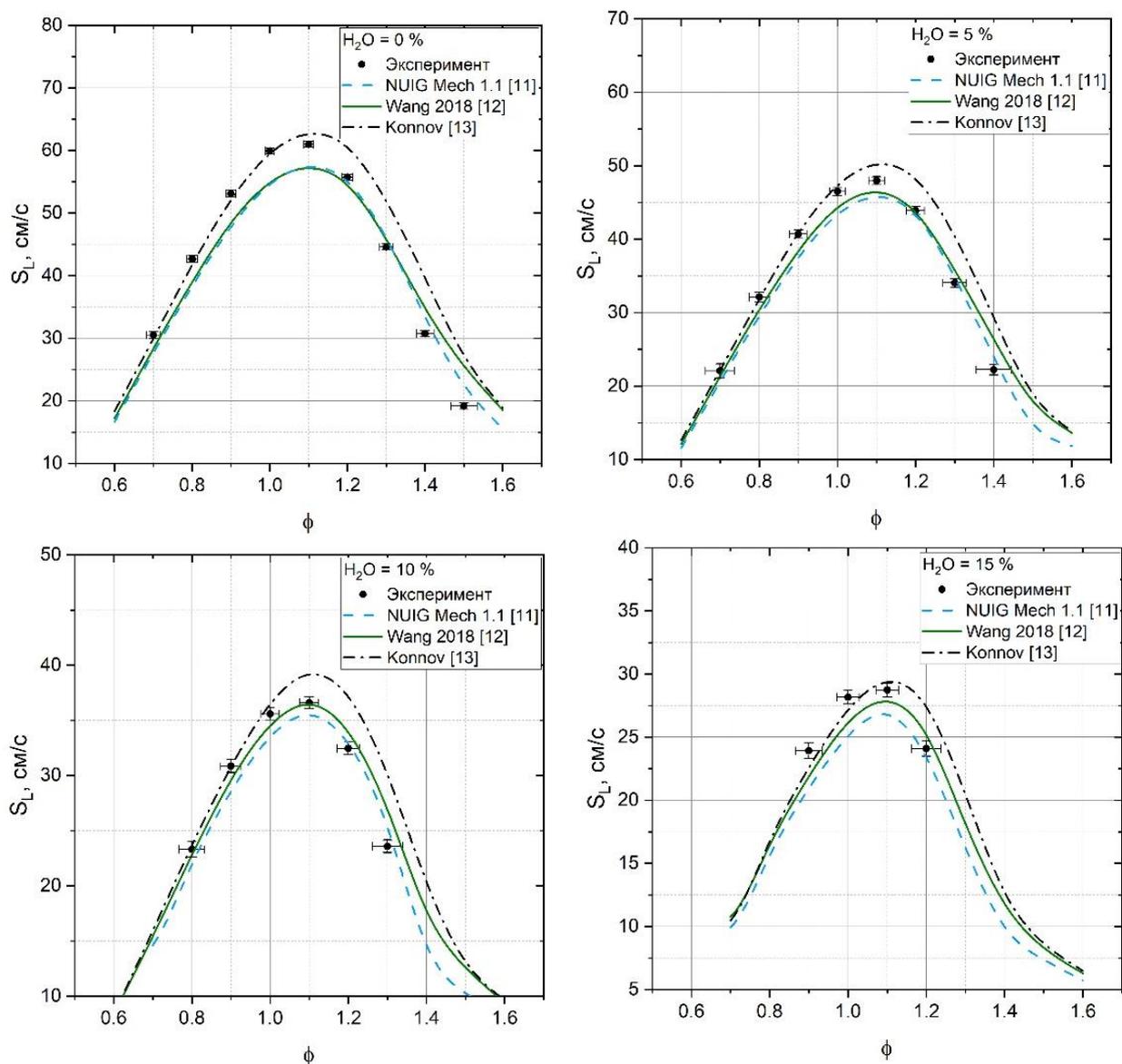


Рисунок 7 Нормальная скорость распространения пламени метано-воздушной смеси, обогащённой 35% H_2 по объёму, с различной долей разбавления паром

На рисунке 8 показано обобщение представленных результатов по нормальной скорости распространения пламени в зависимости от ϕ при различном разбавлении водяным паром. Исходя из анализа представленных результатов, можно отметить, что снижение скорости пламени не линейно и может быть описано полиномом 2 порядка. Таким образом, экспериментально выявлена граница применимости литературной зависимости, которая справедлива лишь для случаев до 8% разбавления паром.

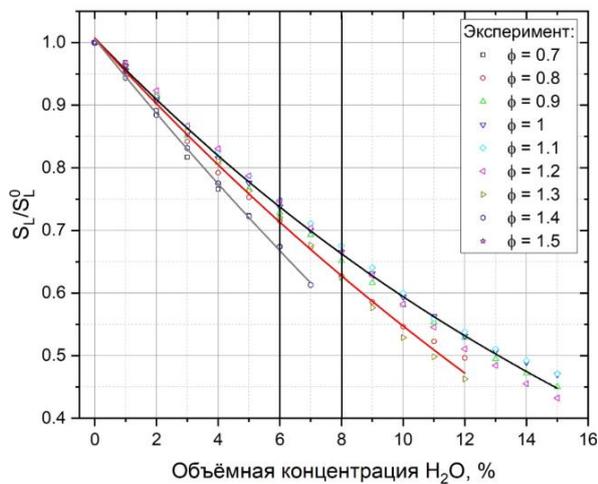


Рисунок 8. Нормальная скорость распространения пламени метано-воздушной смеси, обогащённой 35% H₂ по объёму, с различной долей разбавления паром.

5 Выводы

Выполнено исследование влияния добавки водяного пара на скорость ламинарного пламени. Впрыск водяного пара в зону горения используется для снижения объёма высокотемпературных зон, для предотвращения образования большого количества NO_x. Это особенно актуально при переводе существующих ГТУ и ГТД на водородное топливо, так как конструкция камер сгорания не всегда подразумевает только диффузионный тип горения или ступенчатый впрыск топлива, для организации сухого сжигания (без добавления паров воды) [15].

В результате проделанной работы проведён анализ экспериментальных исследований, представленных различными авторами и авторами настоящей работы, который подтверждает высокую достоверность полученных результатов и позволяет использовать данную экспериментальную базу для исследований скорости метано-водородного пламени при разбавлении водяным паром. Экспериментально, с использованием установки по определению нормальной скорости распространения пламени Heat Flux определено влияние добавки водорода и водяного пара на нормальную скорость пламени. Показано, что добавка водорода до 35% увеличивает скорость пламени до 40%. Разбавление паром до 10% снижает скорость пламени в два раза.

Проведена оценка влияния коэффициента разбавления F с использованием литературной зависимости. Анализ полученных результатов показывает, что при увеличении начальной температуры ТВС влияние добавок пара на снижение нормальной скорости распространения пламени становится слабее. Также уменьшение скорости пламени при разбавлении паром не зависит от степени обогащения водородом.

Проведены исследования скорости распространения метано-водородного пламени при разбавлении паром для широкого диапазона по коэффициенту избытка топлива. Представленные результаты показывают, что снижение скорости пламени нелинейно и может быть описано экспоненциальной аппроксимацией. Таким образом, экспериментально выявлена граница применимости предложенной зависимости, которая справедлива лишь для случаев до 8% разбавления паром.

6 Благодарности

Исследование выполнено за счёт гранта Российского научного фонда № 22-79-10205, <https://rscf.ru/project/22-79-10205/>.

Список использованных источников

[1] Liu, Y. Review of modern low emissions combustion technologies for aero gas turbine engines / Y. Liu, X. Sun, V. Sethi, D. Nalianda [et al.] // *Progress in Aerospace Sciences* – 2017. V. 94, P.12-45. <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2017.08.001>

[2] Бирюк, В. В. Газ в моторах / В. В. Бирюк, С. В. Лукачев, Д. А. Угланов, Ю. И. Цыбизов // – Самара : Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, 2021. – 296 с. – ISBN 978-5-7883-1626-0. – EDN WSISAB.

[3] Öberg, S. Exploring the competitiveness of hydrogen-fueled gas turbines in future energy systems / S. Öberg, M. Odenberger, F. Johnsson // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2022. – V. 47 – no. 1. – PP. 624-644. – DOI: 10.1016/j.ijhydene.2021.10.035

[4] Cong, T. L. Experimental and Detailed Modeling Study of the Effect of Water Vapor on the Kinetics of Combustion of Hydrogen and Natural Gas, Impact on NOx / T. L. Cong, P. Dagaut, // *Energy&Fuels*. – 2009. – 23(2), pp.725-734.

[5] Boushaki, T. Effects of hydrogen and steam addition on laminar burning velocity of methane air premixed flame: experimental and numerical analysis / T. Boushaki, Y. Dhue, L. Selle [et al.] // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2012. – V. 37. – PP. 9412-9422. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2012.03.037

[6] Coppens, F. H. V. The Effects of Composition on the Burning Velocity and Nitric Oxide Formation in Laminar Premixed Flames of $\text{CH}_4 + \text{H}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2$ / F. H. V. Coppens, J. De Ruyck, A. A Konnov // *Combustion and Flame*. – 2007. – V. 149 – no. 4. – P. 409-417. DOI: 10.1016/j.combustflame.2007.02.004

[7] Christensen, M. Effects of hydrogen enrichment and steam dilution on methane-air flames / M. Christensen, V. A. Alekseev, E. J. K. Nilsson, Konnov A. A. // *Proceedings of the European Combustion Meeting 2013*. – Lund, Sweden June, 25-28, 2013. – V. P1-70. – PP. 1-6.

[8] Zubrilin, I. A. Measurements and Experimental Database Review for Laminar Flame Speed Premixed CH_4/Air Flames / I. A. Zubrilin, S. S. Matveev, S. G. Matveev // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – Samara, Russian Federation, September, 28-30, 2018. – V. 302. – no. 012078. – DOI: 10.1088/1757-899X/302/1/012078

[9] Matveev, S. S. Laminar burning velocities of surrogate components blended with ethanol / S. S. Matveev, D. V. Idrisov, S. G. Matveev, A.A. Konnov // *Combustion and Flame*. – 2019. – V. 209. – P. 389-393. – DOI: 10.1016/j.combustflame.2019.08.010

[10] ANSYS Chemkin-Pro Theory Manual 18.2. / San Diego: Reaction Design. – 2017. – 76 p.

[11] Wu, Y. Understanding the antagonistic effect of methanol as a component in surrogate fuel models: A case study of methanol/n-heptane mixtures / Y. Wu,

S. Panigrahy, A. B. Sahu. [et al.] // *Combustion and Flame*. – 2021. – V. 226. – P. 229-242. – DOI: 10.1016/j.combustflame.2020.12.006

[12] Wang, T. Automatic generation of a kinetic skeletal mechanism for methane-hydrogen blends with nitrogen chemistry / T. Wang, X. Zhang, J. Zhang, X. Hou // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2018. – V. 43. – no. 6. – P. 3330-3341. – DOI: 10.1016/j.ijhydene.2017.12.116

[13] Alekseev, V.A. High-temperature oxidation of acetylene by N_2O at high Ar dilution conditions and in laminar premixed $\text{C}_2\text{H}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2$ flames / V. A. Alekseev, N. Bystrov, A. Emelianov [et al.] // *Combustion and Flame*. – 2022. – V. 238. – no. 111924. – P. 1-16. – DOI: 10.1016/j.combustflame.2021.111924

[14] Козлов, В.Е. О механизмах образования экологически опасных соединений в гомогенных камерах сгорания / В. Е. Козлов, А. М. Старик, Н. С. Титова, И. Ю. Ведищев // *Физика горения и взрыва*. – 2013. – Т. 49. – №. 5. – С. 17-33.

[15] Владимиров, А. В. Новые технологии снижения вредных выбросов и CO_2 в продуктах сгорания ГТУ и ГТД путем подмешивания и постепенного перехода к водородному топливу / А. В. Владимиров, Е. Д. Свердлов, А. Н. Дубовицкий // *Авиационные двигатели*. – 2022. – №. 2. – С. 83-103.

STUDY OF THE NORMAL SPEED OF FLAME PROPAGATION OF A METHANE-AIR MIXTURE ENRICHED WITH HYDROGEN AND DILUTED WITH WATER VAPOR

Idrisov D.V.
Matveev S.S.
Matveev S.G.
Gurakov N.I.
Popov A.D.
Litarova A.A.

Samara National Research
 University (Samara University)

34, Moskovskoye shosse,
 Samara, 443086,
 Russian Federation

idrisov57@yandex.ru

The results of an experimental study of the normal flame propagation speed of a hydrogen-enriched and/or water vapor-diluted methane-air mixture at atmospheric pressure and initial mixture temperatures of 300 and 330 K are presented in this paper. The normal flame propagation speed was determined by the zero heat flow method (Heat Flux). The obtained experimental data were compared with the results of numerical simulation of adiabatic premixed laminar flames, which was carried out using three kinetic mechanisms of the methane-hydrogen fuels oxidation. The flame speed increased proportionally up to 35% when the methane was enriched with hydrogen up to 35% by volume. With increasing vapor concentration, a linear decrease in the flame speed of the methane-air mixture was observed. This decrease does not depend on the degree of hydrogen enrichment. Recommendations are proposed for the use of kinetic mechanisms to simulate the flame of a methane-air mixture when it is enriched with hydrogen and diluted with water vapor.

Keywords: flame; hydrogen enrichment; vapor dilution; laminar burning velocity; kinetic models

References

- [1] Liu, Y., Sun, X., Sethi, V., Nalianda, D., Li, Y-Gi. and Wang, L. (2017) "Review of modern low emissions combustion technologies for aero gas turbine engines", *Progress in Aerospace Sciences*, V. 94, P. 12-45, <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2017.08.001>.
- [2] Biryuk, V.V., Lukachev, S.V., Uglanov, D.A. and Tsybizov, Yu.I. (2021), *Gas in engines*, Samara National Research University named after Academician S.P. Korolev, Samara, ISBN 978-5-7883-1626-0, EDN WSISAB. (in Russian).
- [3] Öberg, S., Odenberger, M. and Johnsson, F. (2022), "Exploring the competitiveness of hydrogen-fueled gas turbines in future energy systems", *International Journal of Hydrogen Energy*, V. 47, no. 1, P. 624-644. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2021.10.035.
- [4] Cong, T. L. and Dagaut, P. (2009), Experimental and Detailed Modeling Study of the Effect of Water Vapor on the Kinetics of Combustion of Hydrogen and Natural Gas, *Impact on NO_x, Energy&Fuels*, 23(2), pp.725-734.
- [5] Boushaki, T., Dhue, Y., Selle, L., Ferret, B and Poinot, T. (2012), "Effects of hydrogen and steam addition on laminar burning velocity of methane air premixed flame: experimental and numerical analysis", *International Journal of Hydrogen Energy*, V. 37, pp. 9412-9422, DOI: 10.1016/j.ijhydene.2012.03.037
- [6] Coppens, F.H.V., De Ruyck, J. and Konnov, A.A. (2007), "The Effects of Composition on the Burning Velocity and Nitric Oxide Formation in Laminar Premixed Flames of CH₄ + H₂ + O₂ + N₂", *Combustion and Flame*, V. 149, no. 4., pp. 409-417, DOI: 10.1016/j.combustflame.2007.02.004.
- [7] Christensen, M., Alekseev, V.A., Nilsson, E.J.K. and Konnov, A.A. (2013), "Effects of hydrogen enrichment and steam dilution on methane-air flames", *Proceedings of the European Combustion Meeting 2013*, June, 25-28, Lund, Sweden, V. P1-70, P. 1-6.
- [8] Zubrilin, I.A., Matveev, S.S., Matveev, S.G. and Idrisov, D.V. (2018), "Measurements and Experimental Database Review for Laminar Flame Speed Premixed CH₄/Air Flames", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, September, 28-30, Samara, Russian Federation, V. 302, no. 012078, DOI: 10.1088/1757-899X/302/1/012078.
- [9] Matveev, S.S., Idrisov, D.V., Matveev, S.G. and Konnov, A.A. (2019), "Laminar burning velocities of surrogate components blended with ethanol", *Combustion and Flame*, V. 209, pp. 389-393, DOI: 10.1016/j.combustflame.2019.08.010.
- [10] ANSYS Chemkin-Pro Theory Manual 18.2. (2017) San Diego: Reaction Design, 76 p.

[11] Wu, Y., Panigrahy, S., Sahu, A.B., Barik, C., Liang, J., Mohamed, A., et al. (2021), “Understanding the antagonistic effect of methanol as a component in surrogate fuel models: A case study of methanol/n-heptane mixtures”, *Combustion and Flame*, V. 226, pp. 229-242, DOI: 10.1016/j.combustflame.2020.12.006.

[12] Wang, T., Zhang, X., Zhang, J. and Hou, X. (2018), “Automatic generation of a kinetic skeletal mechanism for methane-hydrogen blends with nitrogen chemistry”, *International Journal of Hydrogen Energy*, V. 43, no. 6, pp. 3330-3341. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2017.12.116.

[13] Alekseev, V.A., Bystrov, N., Emelianov, A., Eremin, A., Yatsenko, P. and Konnov, A.A.(2022), “High-temperature oxidation of acetylene by N₂O at high Ar dilution conditions and in laminar premixed C₂H₂ + O₂ + N₂ flames”, *Combustion and Flame*, V. 238, no. 111924, pp. 1-16, DOI: 10.1016/j.combustflame.2021.111924.

[14] Kozlov, V.E., Starik, A.M., Titova, N.S. and Vedishchev, I.Yu. (2013), “On the mechanisms of formation of environmentally hazardous compounds in homogeneous combustion chambers”, *Physics of Combustion and Explosion*, Vol. 49, No.5, pp. 17-33. (in Russian).

[15] Vladimirov, A.V., Sverdlov, E.D. and Dubovitsky, A.N.(2022), “New technologies for reducing harmful emissions and CO₂ in combustion products of gas turbine engines and gas turbine engines by mixing and gradual transition to hydrogen fuel”, *Aircraft engines*, No.2, pp. 83-103. (in Russian).

Иголкин А.А. Сафин А.И. О ПРИМЕНЕНИИ МАТЕРИАЛА МР ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

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

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

igolkin.aa@ssau.ru

Шум изделий машиностроения строго регламентирован национальными стандартами. Требования к шуму имеют тенденцию к ужесточению. В статье рассказывается об опыте применения материала МР с целью снижения уровня шума различных изделий.

Ключевые слова: глушитель; шум; МР; стенд испытательный; инструмент ручной пневматический; конструкция звукопоглощающая

1 Введение

Группой учёных (А.М. Сойфер, В.Н. Бузицкий, В.А. Першин) в КуАИ был разработан упругопористый материал, названный "металлорезиной" (МР) [1]. Руководителем авторского коллектива был профессор А.М. Сойфер, научная и педагогическая деятельность которого подробно описана в сборнике очерков «От КуАИ до СГАУ» [3]. Преимущества материала МР (высокие эксплуатационные показатели, широкий температурный диапазон работы и способность работать в агрессивной среде, такой как кислоты, щёлочи, газы) обуславливают его область применения. Виброизоляторы из материала МР широко используются в виброзащитных системах. Они имеют высокую прочность, высокий коэффициент рассеивания энергии. Гидродинамические и фильтрационные характеристики материала МР исследовались в работах А.И. Белоусова, А.Г. Гимадиева, Е.А. Изжеурова, А.М. Жижкина. Фильтрующие элементы из материала МР, изготовленные из проволоки диаметром 30 мкм, обеспечивают номинальную тонкость очистки газов до 25–30 мкм при толщине фильтрующего материала 10–15 мм [1–5, 7, 9–13].

2 Пористые вставки для систем двигателя внутреннего сгорания

Впервые упругопористый материал МР был применён для снижения шума системы выпуска ДВС. Так, для глушителя дизельного двигателя (типа ЯМЗ-740 и ЯМЗ-236) использована вставка из МР пористостью 0,85 и толщиной 20 мм, установленная последовательно во впускном тракте. С целью выявления эффективности снижения как внутреннего, так и внешнего шума разработанной выпускной системы были проведены дорожные испытания автомобиля.

По результатам проведённых испытаний можно сказать, что комплекс мероприятий, в том числе и применение пористого материала МР, привёл к снижению уровня внешнего шума автомобиля на 2–3 дБА по сравнению с серийной выпускной системой. Уровень внутреннего шума автомобиля снизился до 3–4 дБА по сравнению с серийной выпускной системой.

Конструктивные мероприятия по модернизации серийной системы с целью улучшения её шумозаглушающей способности не привели к существенному изменению основных параметров двигателя [9].

3 Глушитель для пневмогайковёрта

На инструментальном производстве АвтоВАЗа производился пневматический инструмент для собственных нужд предприятия. Работа пневматического гайковёрта сопровождалась повышенным уровнем шума. Для улучшения акустических характеристик пневмогайковёрта разработан комплекс мероприятий (рисунок 1), включающих в себя: установку звукопоглощающего материала в корпус пневмогайковёрта 1, изменение закона открытия выхлопных отверстий статора, подбор размеров соединительных каналов, подбор размеров выхлопных отверстий, установка глушителя шума 2, облицованного звукопоглощающим материалом 3, организация выхлопа отработанного воздуха в «пол» 4, перенос крепления ручки и обработка звукопоглощающим материалом 5.

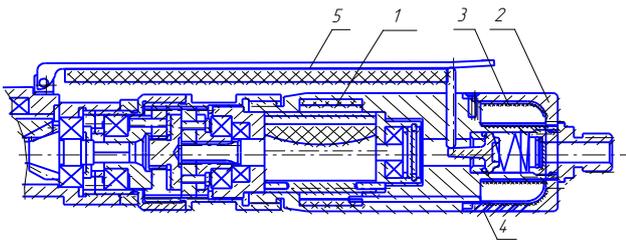


Рисунок 1. Схема пневмогайковёрта

В результате исследования установлено, что основной шум возникает на частоте, равной лопастной частоте вращения ротора. Установлено, что основные гармоники кратны частоте вращения ротора пневмодвигателя. Проведены экспериментальные исследования эффективности разработанных мероприятий по улучшению виброакустических характеристик ручного механического инструмента (РМИ). Мероприятия по снижению динамической нагруженности пневмогайковёрта позволили снизить уровень шума, излучаемого работающим инструментом, с 90 дБА до 75 дБА. В третьоктавных полосах эффективность достигает 25,4 дБ (на частоте, соответствующей лопастной гармонике $f=1600$ Гц). Причём в результате проведённых мероприятиях снизился уровень шума

всех значимых дискретных составляющих [8].

4 Глушитель для пневматической шлифовальной машины

При производстве ракет-носителей в АО «РКЦ «Прогресс» широко используется РМИ. Так, на металлургическом производстве пневматические шлифовальные машинки используются для удаления облоя отливок. При этом на одном участке работают до пяти операторов. Шум даже от одной работающей машинки превышает нормы.

С использованием разработанной математической модели сопротивления продуванию материала МР в СГАУ был изготовлен опытный образец глушителя. Опытный образец глушителя состоит из следующих деталей: тройник, переднее алюминиевое кольцо, заднее алюминиевое кольцо, два уплотнительных резиновых кольца, стопорные винты, звукопоглощающий материал МР, штуцер.

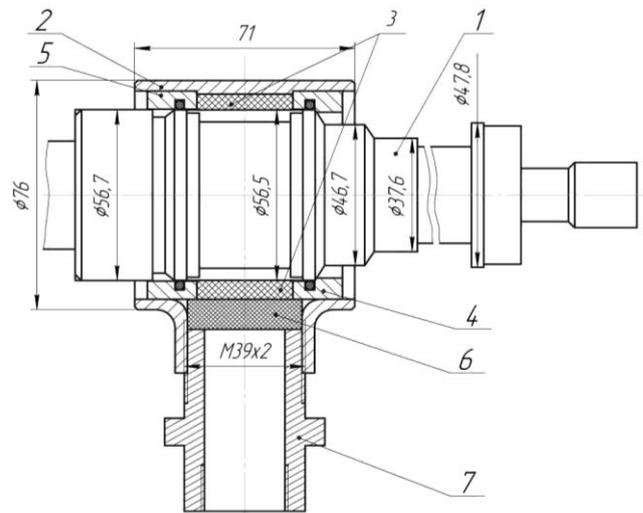


Рисунок 2. Конструктивная схема глушителя шума пневматической шлифовальной машины

1 – пневмомашинка; 2 – тройник; 3 – вкладка из МР; 4 – кольцо заднее; 5 – кольцо переднее; 6 – шайба из МР; 7 – штуцер.

В стандартном тройнике нарезана резьба М 39х2. Тройник обрезан до осевого размера 71 мм. В полости тройника с двух сторон

выполнена расточка 0,5 мм на сторону для холодной запрессовки центрирующих алюминиевых колец. Предварительно в алюминиевых кольцах выполнены проточки для установки резиновых уплотнительных колец. Центрирующие кольца запрессовываются по посадке для холодного прессования. В пространство между колец закладывается звукопоглощающий материал МР. В ответвление тройника вставляется звукопоглощающий материал и фиксируется штуцером.

Внешний вид опытного образца представлен на рисунке 3.



Рисунок 3. Внешний вид опытного образца глушителя шума

Конструкции и режимы работы шлифовальных машинок схожи, поэтому для исследования выбрана одна из них.

При ранжировании источников шума в цехе на первый план выходит шлифовальная машинка с уровнем шума 106 дБА. Для оценки влияния установки глушителя шума на рабочие характеристики в лабораторных условиях были проведены измерения узкополосных спектров шума.

Испытания проведены в СГАУ при давлении на входе в инструмент 0,24 МПа. Установка глушителя привела к тому, что основная гармоника спектра шума инструмента сместилась с 809 Гц на 729 Гц. Однако это смещение произошло на 11%, что не повлияет на эффективность обработки деталей [8].

Исследования акустической эффективности опытной конструкции глушителя были проведены в заглушённой акустической ка-

мере. Давление перед пневмоинструментом составляло 0,26 МПа.

Были проведены исследования влияния пористости, диаметра проволоки и толщины материала МР на акустическую эффективность глушителя шума.

При проведении испытаний были выполнены исследования на повторяемость результатов.

В результате установки глушителя происходит снижение шума во всех полосах частот. Эффективность опытной конструкции глушителя в лабораторных условиях составляет 15,8 дБА.

Все испытания проводились на холостом ходу. Опытная конструкция глушителя направлена на снижение шума от выхлопа шлифовальной машины и не влияет на шум рабочего процесса (процесса обработки детали).

Далее были проведены испытания на территории участка цветной и черновой зачистки в цехе "ЦСКБ-Прогресс". Проведены измерения фонового уровня шума, уровня шума исходной конструкции шлифовальной машинки и уровня шума шлифовальной машинки с опытным образцом глушителя шума.

Увеличение уровня звукового давления на частоте 400 Гц связано с тем, что в результате установки глушителя произошло изменение частоты вращения и сместились дискретные составляющие спектра. Эффективность глушителя в третьоктавных частотах достигает 28 дБ (1000 Гц). Разработанный глушитель шума обеспечил требуемую эффективность – не менее 15 дБА [8].

5 Глушитель для системы выхлопа пневматического испытательного стенда

При сдаче в эксплуатацию запорно-регулирующая арматура проходит ряд испытаний, в том числе, на герметичность. При этом давление в пневматической системе может превышать 20 МПа. Для снижения шума выхлопа пневмосистемы испытательного стенда был разработан и доведён глушитель шума, конструктивная схема которо-

го представлена на рисунке 4. Шумоподавляющий тракт глушителя состоит из пакета ступенчатого дросселирования и пакета непрерывного дросселирования, установленных во внутренних полостях корпуса (поз. 4) и крышки (поз. 5). Пакет ступенчатого дросселирования представляет собой набор из дросселей (поз. 1, 2, 3) и шайбы (поз. 10), установленных на упор (поз. 9) в порядке увеличения их эквивалентной площади проходного сечения. При помощи колец (поз. 8) между деталями, входящими в данный пакет, обеспечивается зазор 2 мм. Пакет непрерывного дросселирования состоит из пористых шайб (поз. 6) и кольца (поз. 7), изготовленных из МР с пористостью 0,7. Крышка (поз. 5) фиксирует детали, установленные во внутренней полости глушителя в неподвижном состоянии. Винт (поз. 11) исключает вероятность саморазвинчивания конструкции (рисунок 4).

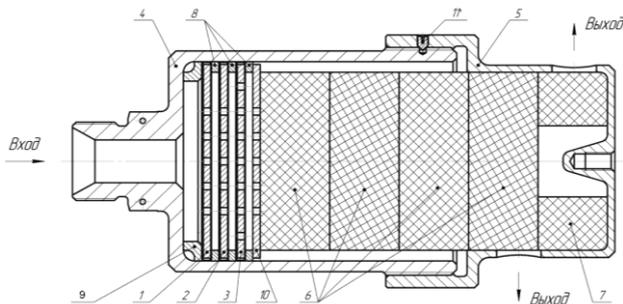


Рисунок 4. Конструкция глушителя шума выхлопа испытательного стенда

При поступлении рабочего тела во внутреннюю полость глушителя через штуцер корпуса (поз. 4) происходит его разделение и ступенчатое понижение давления при помощи дросселей (поз. 1, 2, 3) и дроссельной шайбы (поз. 10). При этом эквивалентные площади проходных сечений указанных дросселей и шайбы рассчитаны таким образом, что на ступенях дросселирования исключаются сверхкритические перепады давления, сопровождаемые усилением уровня звукового давления. Для увеличения степени разделения потока в состав дросселей (поз. 1, 2, 3) входят металлические сетки, полностью перекрывающие их проходные сечения. Далее происходит непрерывное дросселирование потока посредством пористых элементов

(поз. 6, 7), в процессе которого поток претерпевает многократное изменение направления движения. Также происходит его дальнейшее разделение и непрерывное понижение давления приводящее в совокупности к потере энергии звуковых колебаний внутри потока. Минувя участок непрерывного дросселирования, поток выходит в окружающую среду через 18 отверстий в крышке (поз. 5) [6]. Акустическая эффективность разработанного глушителя шума составила 38...40 дБА [8].

6 Звукопоглощающие конструкции

Исследования схем звукопоглощающих конструкций методом двух реверберационных камер были проведены на стенде У-96Т ЦИАМ. Испытательный стенд У-96Т состоит из двух реверберационных камер, соединённых между собой каналом, имеющим в сечении прямоугольную форму, где размещаются плоские образцы элементов звукопоглощающих конструкций. [14].

Стенд предназначен для оценки эффективности схем звукопоглощающих конструкций, используемых в газотурбинных двигателях самолётов. Испытательный стенд обеспечивает изучение акустических характеристик звукопоглощающих элементов конструкций в условиях, аналогичных полноразмерному газотурбинному двигателю. Канал испытательного стенда облицовывается звукопоглощающими элементами, и шум генерируется в сочетании с воздушным потоком в прямом и обратном направлении. Направление воздушного потока выбирается с учётом моделирования условий вентилятора наружного контура либо условий воздухозаборника.

Акустическая эффективность исследуемой схемы звукопоглощающей конструкции оценивается путём анализа измеренного акустического шума во входной и выходной реверберационных камерах с элементами ЗПК и без установки элементов звукопоглощающей конструкции. В качестве источников звука высокой интенсивности, обладающих уровнем звуковой мощности порядка 160 дБ,

используются сиренное устройство и батарея газоструйных излучателей.

Для экспериментального исследования схем ЗПК (рисунок 5) в канале была изготовлена пресс форма, которая позволяет изготавливать образцы МР размерами:

- 250 x 100 x 10 мм; $\Pi = 0,8$; $d_{\text{п}} = 0,2$ мм;
- 250 x 100 x 5 мм; $\Pi = 0,8$; $d_{\text{п}} = 0,2$ мм.

Π – пористость образца; $d_{\text{п}}$ – диаметр исходной проволоки.

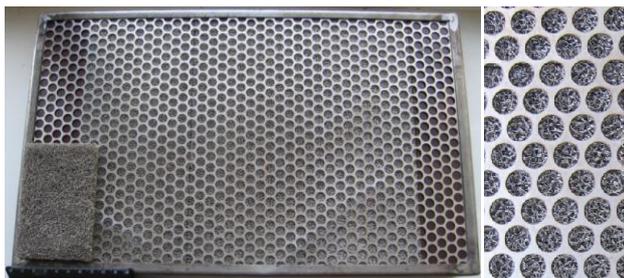


Рисунок 5 – Внешний вид элементов звукопоглощающей конструкции с использованием материала МР

Было изготовлено всего 12 образцов МР длиной 250 мм, шириной 100 мм и толщиной 5 мм и 12 образцов длиной 250 мм, шириной 100 мм и толщиной 10 мм

Проведённые экспериментальные исследования позволили получить новые научно-технические результаты и на их основе сделать следующие выводы:

В двоянной реверберационной камере испытательного стенда У-96Т была проведена оценка акустической эффективности целого ряда схем ЗПК на основе использования материала МР в условиях, близких к реальным рабочим процессам в газоздушном тракте авиационного ГТД.

Применение МР повышает акустическую эффективность ЗПК, состоящих из сотовых конструкций, на 2-4 дБ во всём исследуемом частотном диапазоне. Позволяет существенно снизить уровень шума ГТД и самолёта в целом, т.к. аттестация самолёта по уровню шума по стандарту ИКАО производится в трёх контрольных точках.

Применение перфорированного листа в разработанных ЗПК позволяет защитить МР от забивания продуктами сгорания.

7 Заключение

Таким образом, в работе описан опыт применения упругопористого материал МР для снижения уровня шума различных изделий машиностроения. Использование материала МР даёт акустическую эффективность для систем пневматического выхлопа 38...42 дБА, для автомобиля – 2–4 дБА, для РМИ более 15 дБА и увеличивает акустическую эффективность ЗПК на 2–4 дБА.

8 Благодарности

Работа выполнена в рамках реализации Программы развития Самарского университета на 2021- 2030 годы в рамках программы "Приоритет-2030" при поддержке Правительства Самарской области.

Список использованных источников

- [1] А.с. 136608 СССР, МПК F16F 7/12. Упругий элемент для систем демпфирования : № 574556/40 : заявлено 27.07.1960 : Оpubл. 01.01.1961, Бюл. № 5 / А.М. Сойфер, В.Н. Бузицкий, В.А. Першин. – 2 с.
- [2] А.с. 183174 СССР. МПК B21F 21/00, B21F 27/12. Способ изготовления нетканого материала МР из металлической проволоки : № 674556/40-23 : заявлено 27.07.1960 : Оpubл. / А.М. Сойфер, В.Н. Бузицкий, В.А. Першин.- Оpubл. 17.07.1966, Бюл. № 13 – 2 с.
- [3] Балакин, В. Л. От КуАИ до СГАУ. Сборник очерков / В. Л. Балакин, А. Л. Новикова // Самара, Самарский дом печати, 2002. – С. 477.
- [4] Белоусов, А. И. О повышении теплопроводности упругодемпфирующих элементов из материала МР / А. И. Белоусов, Г. В. Лазуткин, А. М. Жижкин // Известия вузов. Авиационная техника. – 1989. – № 3. – С.84-86
- [5] Белоусов, А. И. Элементы пневмогидроаппаратуры из упругопористого нетканого металлического материала: монография / А. И. Белоусов, Е. В. Шахматов, А. Н. Кирилин [и др.] – Самара: СГАУ, 2009. – 119 с.
- [6] Патент №2690894 Российская Федерация, МПК F01N 1/00 Глушитель № 2018121421 : заявлено 09.06.2018 : опубликовано 06.06.2019 / Е. А. Болтов, М. В. Макарянц, Д. В. Столяров [и др.] ; заявитель и патентообладатель Российская Федерация, от имени которой выступает Государственная корпорация по космической деятельности "Роскосмос" – 8с.
- [7] Бузицкий, В. Н. Цельнометаллические амортизаторы из материала МР для агрегатов и систем двигателей летательных аппаратов: дис. канд. техн.

наук / В. Н. Бузицкий. – Куйбышев: КуАИ, 1975. – 202 с.

[8] Иголкин, А. А. Разработка глушителей аэродинамического шума пневматических и газотранспортных систем [Текст]: дис. ... докт. техн. наук: специальность 01.04.06 / А. А. Иголкин. – Санкт-Петербург, 2015. – 299 с.

[9] Изжеуров, Е. А. Формирование элементов конструкций гидродинамического тракта энергетических установок из упруго пористого материала МР [Текст] / Е. А. Изжеуров. – Москва: Машиностроение, 2001 – 284 с.

[10] Сойфер, А. М. О расчетной модели материала МР / А. М. Сойфер // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сборник научн. трудов. – Куйбышев: КуАИ, 1967. – Вып. 30.– С. 8-16.

[11] Уланов, А. М. Разработка методов расчета статических, динамических и ресурсных характеристик виброизоляторов из материала МР: дисс ... доктора техн. наук / А.М. Уланов. – Самара: СГАУ, 2009. – 245 с.

[12] Чегодаев, Д. Е. Демпфирование / Д. Е. Чегодаев, Ю. К. Пономарев. – Самара: СГАУ, 1997. – 334 с.

[13] Чегодаев, Д. Е. Конструирование рабочих органов машин и оборудования из упругопористого материала МР : учебное пособие. 4.1 / Д. Е. Чегодаев, О. П. Мулюкин, Е. В. Колтыгин. – Самара: ЕГПТТ «Авиатор», 1994. – 100 с.

[14] Khaletskiy, Y. Acoustic response of a fan duct liner including porous material / Y. Khaletskiy, Y. Pochkin, A. Igolkin // The 20st International Congress on Sound and Vibration (ICSV 20) July 7-11 – Bangkok, Thailand. – 2013.

Igolkin A.A. SAFIN A.I. ABOUT THE APPLICATION OF MR MATERIAL FOR NOISE REDUCTION OF MECHANICAL ENGINEERING PRODUCTS

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse,
Samara, 443086,
Russian Federation

igolkin.aa@ssau.ru

The noise of mechanical engineering products is strictly regulated by national standards. Noise requirements tend to become more stringent. The article describes the experience of using MR material to reduce the noise level of various products.

Keywords: muffler; noise; MR; test stand; pneumatic hand tool; sound-absorbing design

References

- [1] Soifer, A.M., Buzitsky, V.N. and Pershin V.A. (1961), *Elastic element for damping systems*, USSR. A.s. 136608, Bull. No. 5. (in Russian)
- [2] Soifer, A.M., Buzitsky, V.N. and Pershin V.A. (1966), *Method for manufacturing nonwoven material MR from metal wire*, USSR, A.s. 183174, Bull. No. 13 (in Russian)
- [3] Balakin, V.L. and Novikova, A.L. (2002), *Ot KuAI do SGAU. Sbornik ocherkov* [From KuAI to SSAU. Collection of essays], Samara, Samara Printing House, 2002. (in Russian)
- [4] Belousov, A.I., Lazutkin, G.V. and Zhizhkin, A.M. (1989), "On increasing the thermal conductivity of elastic-damping elements made of MR material", *News of universities. Aviation technology*, No. 3, pp.84-86. (in Russian)
- [5] Belousov, A.I., Shakhmatov, E.V. and Kirilin, A.N., et al. (2009) *Elementy pnevmogidroapparaty iz uprugoporistogo netkanogo metallicheskogo materiala: monografiya* [Elements of pneumohydraulic equipment made of elastic-porous nonwoven metal material: monograph], SSAU, Samara. (in Russian)
- [6] Boltov, E.A., Makaryants, M.V., Stolyarov, D.V., Shevelev, N.V., Igolkin, A.A., The Russian Federation, on behalf of which the State Corporation for Space Activities Roscosmos acts (2019), *Glushitel'* [Muffler], Patent No. 2690894. (in Russian)
- [7] Buzitsky, V.N. (1975), "All-metal shock absorbers made of MR material for units and systems of aircraft engines", D. tech. Sc. Thesis, KuAI, Kuibyshev. (in Russian)
- [8] Igolkin, A. A. (2015), "Development of aerodynamic noise silencers for pneumatic and gas transport systems", D. tech. Sc. Thesis, St. Petersburg. (in Russian)
- [9] Izzheurov, E.A. (2001), *Formation of structural elements of the hydrodynamic path of power plants from elastically porous material MR*, Mechanical Engineering, Moscow. (in Russian)
- [10] Soifer, A.M. (1967), "About the calculation model of the material MR", *Vibration strength and reliability of engines and aircraft systems: collection of scientific works*, KuAI, Kuibyshev, Vol. 30, pp. 8-16. (in Russian)
- [11] Ulanov, A.M. (2009), "Development of methods for calculating static, dynamic and resource characteristics of vibration isolators made of MR material", D. tech. Sc. Thesis, SSAU, Samara. (in Russian)
- [12] Chegodaev, D.E. and Ponomarev, Yu.K. (1997), *Dempfirovaniye* [Damping], SSAU, Samara.
- [13] Chegodaev, D.E., Mulyukin, O.P. and Kolygin, E.V. (1994), "Konstruirovaniye rabochikh organov mashin i oborudovaniya iz uprugoporistogo materiala MR" : *uchebnoye posobie. 4.1* [Design of working parts of machines and equipment from elastic-porous material MR: textbook. 4.1], EGPTT "Aviator", Samara. (in Russian)
- [14] Khaletskiy, Y., Pochkin, Y. and Igolkin, A. (2013), "Acoustic response of a fan duct liner including porous material", *The 20st International Congress on Sound and Vibration (ICSV 20)*, Bangkok, Thailand, July 7 – 11.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА НА ОСНОВЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ОПОРЫ С МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

**Шелковый М.А.
Базиненков А.М.**

Московский государственный
технический университет
имени Н.Э. Баумана
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ул. 2-я Бауманская, 5 с. 4,
г. Москва, 105005,
Российская Федерация

shma18t387@student.bmstu.ru

Гидравлический привод с магнитоэологическим управлением является эффективным решением при необходимости обеспечить прецизионное позиционирование массивного объекта. Согласно ранее проведенным теоретическим исследованиям магнитоэологический привод способен обеспечить позиционирование объекта массой до 100 кг с погрешностью до 50 мкм. Динамические характеристики потока рабочей жидкости в различных сечениях трубопровода определяют технические характеристики устройства в целом.

В работе проведено исследование гидравлических характеристик привода методом конечных элементов при ламинарном режиме течения. Исследование давления на входе и выходе магнитоэологического дросселя показало, что падение давления составляет от 8,2 кПа до 26,2 кПа в зависимости от давления на входе в гидравлическую систему и расположения дросселя. Скорость течения жидкости в технологическом зазоре составила 1 м/с в центре канала и позволяет оценить поведение привода при различных рабочих давлениях, а также в дальнейшем провести полное моделирование системы для реализации системы управления механизма.

Ключевые слова: магнитоэологическая жидкость; гидравлический привод; магнитоэологический дроссель; рабочий зазор; метод конечных элементов; расход жидкости; перепад давлений

1 Введение

Динамические характеристики оборудования определяют возможность его применения в различных областях техники.

Применение «смарт»-материалов (от англ. smart materials) при конструировании устройств перемещений позволяет обеспечить высокие точность и быстродействие механизмов на их основе. В настоящее время в научном сообществе появляется существенно больше исследований, посвященных «смарт»-материалам. Интерес к данным материалам вызван особым свойством обратимо изменять свои характеристики при внешнем воздействии. Широкое распространение

получили магнитоэологические жидкости (МРЖ) и устройства на их основе [1].

Динамические характеристики устройств на основе МРЖ могут быть исследованы как аналитически и экспериментально, так и численным методом конечных элементов (МКЭ). Сочетание методов исследования предпочтительно, так как, при условии схожести модели с экспериментом, модель может быть использована в дальнейшем для прогнозирования поведения вновь разрабатываемых узлов и механизмов.

Среди устройств на основе МРЖ встречаются такие механизмы, как герметизаторы, демпферы, тормоза, а также дросселирующие устройства и клапаны.

2 Современные исследования устройств на основе МРЖ

Наиболее часто МРЖ применяется в качестве рабочей жидкости в полуактивных демпфирующих устройствах [2]. Эффективность подобного применения обусловлена возможностью полуактивного гашения вибраций за счёт особенностей поведения жидкости, в частности свойством локально и до 10^5 раз изменять реологические характеристики во внешних магнитных полях. Свойства МРЖ обусловлены в большей степени их составом, размером частиц магнитного наполнителя и технологией изготовления.

МРЖ являются растворами и относятся к классу золей, поскольку размер частиц находится в диапазоне от 1 до 100 мкм. Особенностью МРЖ является резкое локальное увеличение эквивалентной вязкости и появление предела упругости при воздействии внешнего магнитного поля.

Наиболее часто МРЖ применяют в конструировании приводов прецизионных перемещений, основанных на магнитоэологических (МР) дросселирующих устройствах, устройствах вибрационной защиты, а также устройствах финишной обработки заготовок в машиностроении и оптике [1, 3].

Исследования динамических характеристик демпфера [4] на основе МРЖ показали эффективность магнитоэологического метода демпфирования вибраций. Конструкция демпфера предусматривает наличие подвижных частей, узлов трения, а также катушек индуктивности, которые создают магнитные поля для управления МРЖ. Ядром работы является магнитный расчёт демпфера, позволяющий в дальнейшем моделировать течение жидкости при различных управляющих сигналах. Результаты магнитного расчёта аппроксимируются, с целью обеспечить возможность вычисления магнитной индукции в каждой точке исследуемого канала течения МРЖ. Таким образом, при использовании модели двойной вязкости и модели многоступенчатого гистерезиса (МСГ) были построены гистерезисные петли демпфирования демпфера. Полученные ре-

зультаты не применимы к гидравлическому приводу из-за существенной разницы в режимах течения среды.

Известна конструкция магнитоэологического дросселя типа «противомоскитная пластина» [5]. Особенностью такого устройства является спиралевидная форма канала, через который протекает МРЖ. В работе приводится математическая модель падения давления в канале. Кроме этого, исследователи проводят анализ МКЭ распределения магнитных потоков в жидкости. Недостатком работы является то, что авторы не проводят моделирование всей гидравлической системы, в которой предполагается применение данного устройства, что ограничивает возможности применения модели.

Известно устройство для определения напряжения сдвига МРЖ [6]. Описываемое исследователями устройство представляет собой поршень в цилиндре. Поршень имеет два отверстия, через которые МРЖ перетекает из одной полости цилиндра в другую, а также катушку индуктивности, что в совокупности позволяет провести измерение усилия, требуемого для просачивания МРЖ через отверстия при воздействии внешнего электромагнитного поля. Однако, в данном исследовании не приведено влияние магнитного поля на поток МРЖ в каналах.

Известно исследование температурного фактора МР демпфера [7]. Авторы приводят модель, полученную с использованием МКЭ, и изучают нагрев МРЖ и стенок демпфера при различных значениях управляющего тока. Данное исследование вызывает интерес, поскольку демпфирующее усилие подобных устройств снижается при повышении температуры, что связано со значительным влиянием температуры на вязкость жидкости-носителя и всей суспензии.

Для выявления расходных характеристик приводных устройств на основе МРЖ было принято решение провести моделирование с использованием МКЭ всей гидравлической системы привода. Подобное исследование позволяет в дальнейшем использовать полученные результаты для моделирования пе-

ремещений, выявления недостатков конструкции привода, а также повышения эффективности автоматического регулирования. Рассмотренные ранее исследования не включали в себя моделирование устройств в комплексе или же касались иных устройств с применением МРЖ. Кроме того, исследования не включали моделирование устройств типа гидростатической опоры.

3 Конструкция объекта исследований

В работе проводится исследование характеристик гидравлической системы гидравлического привода на основе гидростатической опоры с МР управлением, представленного на рисунке 1. Рассматриваемый привод, согласно ранее проведённым теоретическим исследованиям [8], способен обеспечивать прецизионное перемещение объекта массой до 100 кг с погрешностью порядка 50 нм в диапазоне 2 мм. Одним из потенциальных применений устройства является позиционирование зеркал адаптивного телескопа.

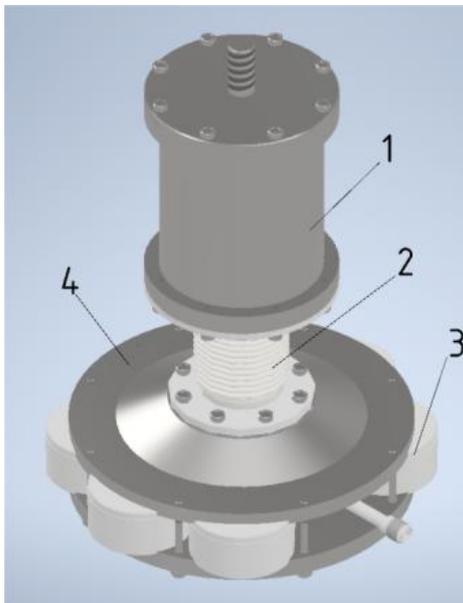


Рисунок 1. Магнитореологический привод на основе гидростатической опоры
1 – подвижная часть; 2 – сильфон-направляющая; 3 – МР дроссель; 4 – неподвижная часть

Особенностью конструкции является наличие МР дросселя (МРД), за счёт которого достигается исключение из конструкции

инерционных механических элементов управления приводом и, как следствие, потенциально малая постоянная времени и низкая погрешность позиционирования. Конструкция МРД представлена на рисунке 2, а его технические характеристики подробно рассмотрены в предыдущем исследовании [9].

Поток жидкости в камеру высокого давления привода регулируется за счёт магнитного поля, создаваемого электромагнитной системой МРД в технологическом зазоре, где протекает МРЖ.

Принцип действия МРД основан на способности МРЖ локально изменять эквивалентную вязкость при воздействии внешнего магнитного поля. Жидкость поступает в дроссель через 4 отверстия, расположенных в нижней части корпуса и протекает через технологический зазор дросселя, создаваемый между корпусом и крышкой.

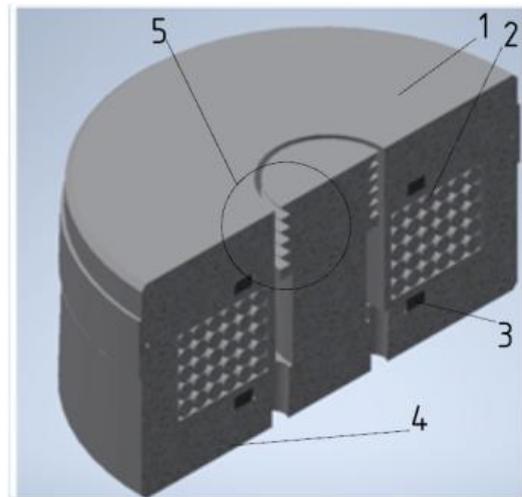


Рисунок 2. Магнитореологический дроссель
1 – крышка; 2 – катушка индуктивности; 3 – резиновое уплотнение; 4 – корпус; 5 – технологический зазор

Важной особенностью конструкции является форма и положение каналов для протекания МРЖ. В нижнем фланце привода выполнен канал, через который МРЖ поступает в нижнюю часть МРД. При прохождении через технологический зазор дросселя жидкость локально изменяет свою вязкость, вследствие чего перепад давлений на МРД повышается, а расход жидкости снижается.

Поток жидкости поступает в каналы верхнего фланца, откуда через каналы подводится в камеры высокого давления. Число камер и МРД соответствует числу направлений, в которых возможны перемещения привода. Из камер жидкость удаляется через сливные каналы. Перемещения осуществляются за счёт изменения расхода МРЖ, при подаче управляющего сигнала на МРД, в одну из двух камер высокого давления, расположенных на одной из осей перемещения, что приводит к выводу гидростатической опоры из равновесия.

В связи с этим происходят постоянные колебания диаметров гидростатической опоры и, как следствие, изменения сечения каналов, в которых протекает МРЖ. Изменение объема камеры высокого давления в процессе перемещения влечёт за собой изменение режимов течения жидкости в МРД, входных и сливных каналах привода.

Работа привода предполагается при входном давлении от 4 до 6 атм., в связи с чем необходимо моделирование гидравлической системы с целью определения характеристик течения жидкости.

Проведённый в работе предварительный расчёт гидравлической системы показал, что даже при ламинарном течении жидкости имеет место неравномерность распределения давления в каналах и на регулирующих элементах.

4 Построение геометрической модели и подготовка расчёта

Задачей в работе является проведение предварительного гидравлического расчёта гидравлического привода с магнитореологическим управлением, включая моделирование элементов регулирования (МРД), входных и сливных каналов, определение характеристик течения жидкости в камере высокого давления, каналах и элементах управления, таких как скорость потока жидкости и среднее давление по сечению канала.

Модель была подготовлена в программе для 3D-моделирования Rhinoceros 7 (Robert McNeel & Associates (TLM, Inc.), USA). По-

лученная модель внутренних каналов привода представлена на рисунке 3.

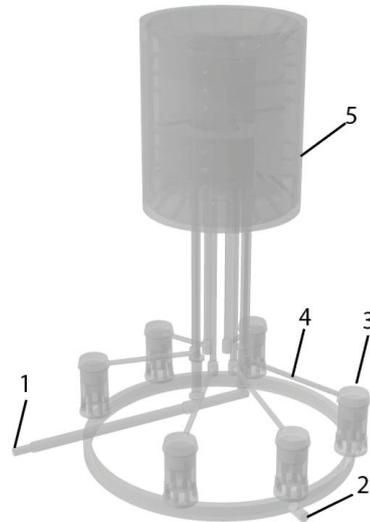


Рисунок 3. Внутренняя полость каналов гидравлического привода

1 – входной канал; 2 – сливной канал; 3 – МРД; 4 – выходной канал МРД; 5 – гидростатическая опора

При построении трёхмерной модели были приняты следующие упрощения и допущения:

1. Форма концентраторов магнитной индукции в МРД [9] не моделировалась, поскольку они залиты изолятором и не оказывают влияния на движение потока жидкости;
2. С целью упрощения проведения расчёта принято допущение, что гидростатическая опора остаётся неподвижной и привод находится в равновесном состоянии;
3. Каналы, не участвующие в движении МРЖ (отверстия для центрирования деталей, отдушина и пр.), не моделировались, поскольку они не оказывают влияния на расчёт.

Наиболее ответственным элементом, определяющим дальнейшее течение жидкости, и, соответственно, основные технические характеристики привода, является МРД. Форма его внутренних каналов представлена на рисунке 4. МРЖ поступает в кольцевой канал, откуда в дальнейшем распределяется между шестью МРД.

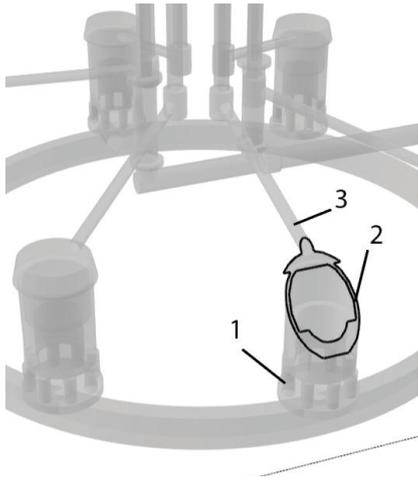


Рисунок 4. Внутренняя полость МРД
1 – входной канал МРД; 2 – технологический зазор; 3 – выходной канал МРД

Проводимое исследование направлено на оценку равномерности распределения давления в каналах. Моделирование потока МРЖ проведено в «пассивном» состоянии, без внешнего магнитного поля, что примерно соответствует поведению жидкости носителя. Для моделирования МКЭ использована программа Comsol Multiphysics 6.1 (COMSOL LLC, Sweden).

Также с целью упрощения было принято решение провести моделирование гидравлической системы при условии ламинарного течения. В связи с большим количеством сужений и расширений каналов характер течения МРЖ носит турбулентный характер, однако данное приближение было принято считать допустимым для предварительного исследования, предназначенного для оценки равномерности распределения давления в каналах, поскольку это позволяет значительно снизить нагрузку на вычислительную систему.

Граничными условиями для проведения расчёта являются входное и выходное значения давления. Граничные условия представлены в таблице 1.

В качестве материала применяется базовый материал из библиотеки Comsol “Engine Oil”.

Поскольку параметры жидкости зависят от давления, температуры и иных факторов, они задаются внутренними графиками. Ис-

пользование данного материала также является допущением.

Таблица 1. Граничные условия расчёта

Параметр	Начальная точка	Конечная точка	Шаг изменения
Входное давление, атм.	2	6	0,5
Выходное давление, атм.	0	0	–

Сетка конечных элементов создаётся в соответствии с физикой исследования согласно внутренним алгоритмам программы. Дополнительным указанием программе при формировании сетки было повышенное качество сетки (рисунок 5).

Для верификации результатов проведён анализ сетки конечных элементов. Сведения о качестве сетки представлены в таблице 2. В рамках данного исследования качество сетки признаётся приемлемым.

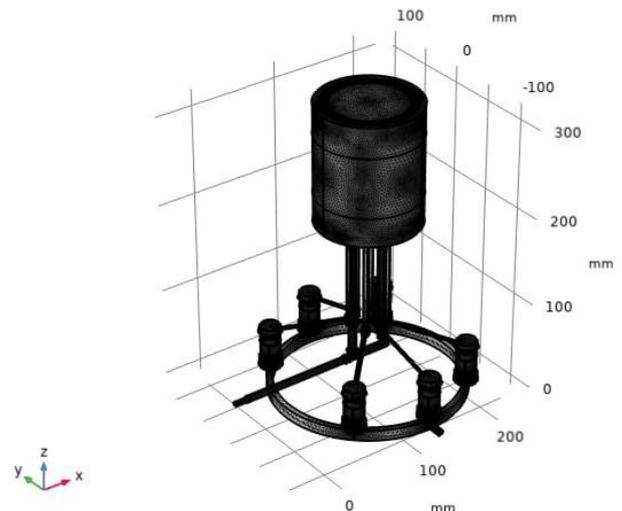


Рисунок 5. Сетка конечных элементов

Таблица 2. Основные параметры сетки конечных элементов

Параметр	Величина
Количество элементов	2300931
Минимальное качество элемента	0,2532
Среднее качество элементов	0,6562

5 Обработка результатов исследования

Полученные результаты гидравлического расчёта, представленные на рисунках 6 и 7, позволяют оценить распределение скорости потока жидкости и давления в системе.

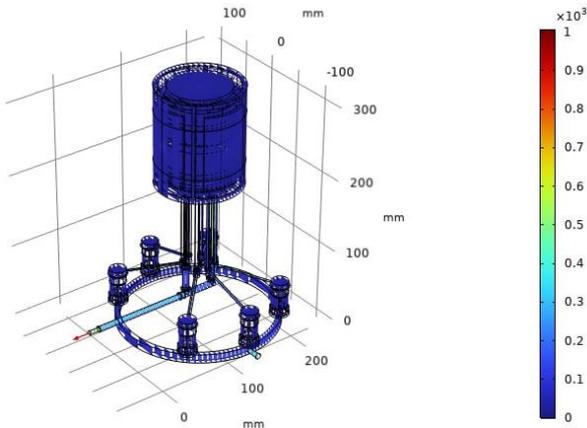


Рисунок 6. Визуализация распределения скорости (мм/с) при входном давлении 2 атм.

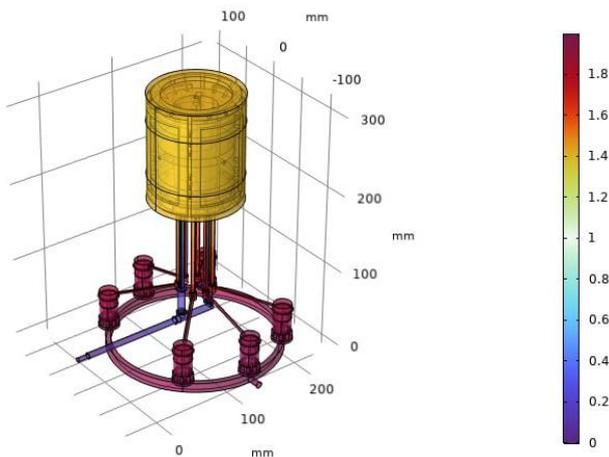


Рисунок 7. Визуализация распределения давлений (атм.) при входном давлении 2 атм.

Для анализа построены секущие плоскости, параллельные плоскости XY, которые представлены на рисунке 8. Значения давлений и скорости в секущих плоскостях представлены на рисунке 9.

Для проведения анализа значения давлений в сечении канала аппроксимировались. Полученные в результате обработки графики представлены на рисунке 10. Сравнение проводилось между двумя дросселями, один из которых расположен наиболее близко к

входному каналу, а второй наиболее удалён от него.

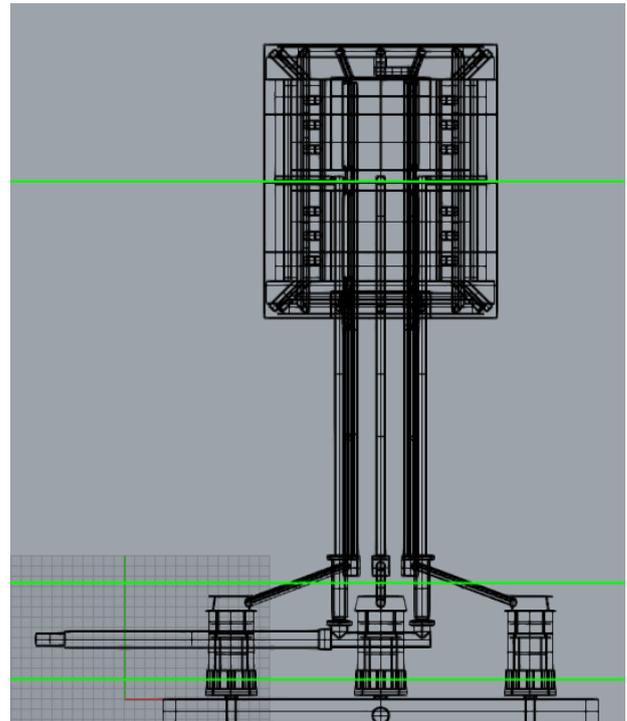


Рисунок 8. Секущие плоскости

В результате анализа выявлено неравномерное распределение потока между МРД. Давление в наиболее близком к входному каналу дросселе ожидается выше, чем давление в наиболее удалённом. Различия увеличиваются при повышении входного давления. Так, наибольшая разность давлений на входе в дроссели составила 13,7 кПа. Неравномерность распределения потока МРЖ означает смещение гидростатической опоры в начальный момент времени в сторону рабочего объёма с меньшим давлением. Как следствие, возникают дополнительные особенности регулирования подобной системы.

Согласно полученным результатам, давление в камерах высокого давления гидростатической опоры, лежащих на одной оси перемещения, выровнялось, несмотря на неравномерность распределения потока МРЖ, и составило 0,425 МПа по оси X и 0,440 МПа по оси Y при входном давлении 0,6 МПа. Это связано с принятым допущением о неподвижности гидростатической опоры, а также указывает на то, что гидравлическое сопротивление МРД и каналов,

подводящих МРЖ, составило от 0,160 Мпа до 0,175 Мпа.

Падение давления на МРД также зависит от входного давления в систему, что можно наблюдать на графике 10, а. Зависимость давления на входе и выходе МРД показана на графиках 10, б и носит линейный характер в связи с тем, что расчёт проводился для ламинарного потока.

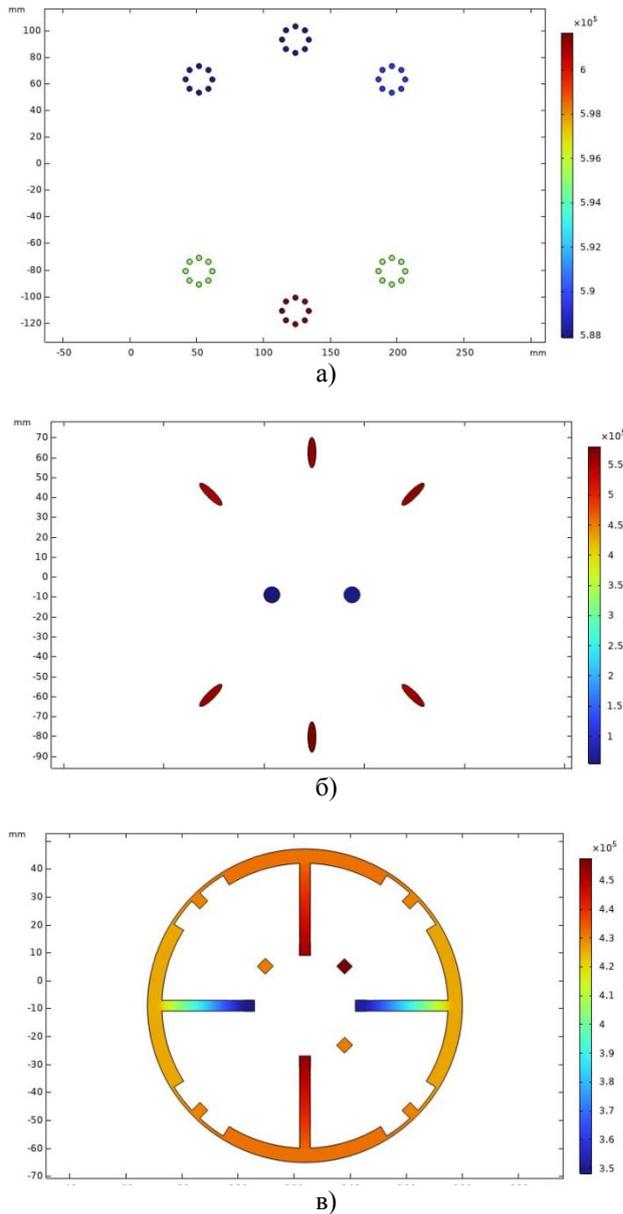


Рисунок 9. Распределение давлений (атм.) в секущих плоскостях при входном давлении 6 атм.
 а) на входе в МРД; б) на выходе МРД;
 в) в середине гидростатической опоры

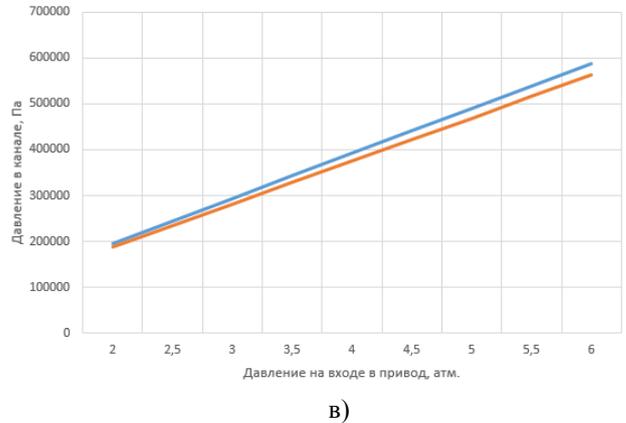
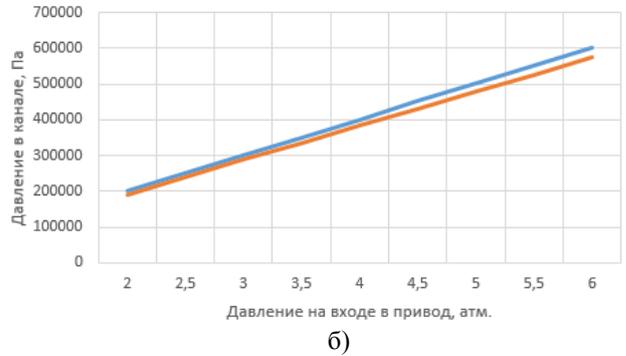
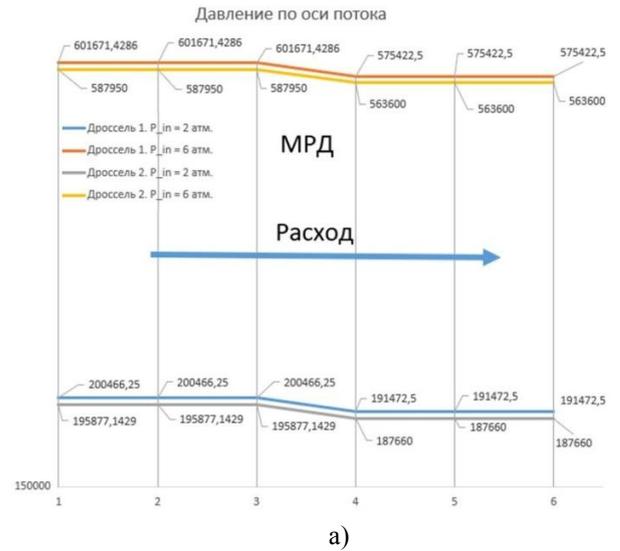


Рисунок 10. Характеристические зависимости давления на МРД
 а) график падения давления на МРД; б) МРД возле входного канала; в) МРД, удалённый от входного канала (синяя линия – давление на входе, оранжевая – давление на выходе);

6 Выводы

1. Выходные характеристики перемещения гидравлического привода, основанного на МРД, такие как погрешность позицио-

нирования, постоянная времени, перерегулирование, определяются гидравлическими характеристиками управляющего элемента, МРД, структурой гидравлической системы привода в целом и его отдельных элементов. Влияние оказывают такие параметры, как гидравлическое сопротивление, перепад давлений, равномерность распределения потока.

2. Магнитореологическая жидкость относится к неньютоновским жидкостям, однако в отсутствие внешнего магнитного поля её поведение соответствует нормальному поведению жидкости-носителя, что говорит о возможности предварительного моделирования и расчёта гидравлических систем с магнитореологическим управлением классическими методами.

3. Разработанная модель внутренних полостей гидравлического привода позволяет провести комплексный расчёт гидравлической системы с учётом напорной и сливной магистралей, включая влияние внешнего магнитного поля на характеристики протекающей МРЖ.

4. Показано, что падение давления на МРД линейно зависит от входного давления в гидравлическую систему, что вызвано принятым допущением о ламинарности потока в гидросистеме.

5. Исследование расходных характеристик гидравлического привода показало неравномерность распределения потока МРЖ. Максимальная разность между давлениями на МРД при входном давлении в 6 атм составляет 13,7 кПа, что говорит о необходимости корректировки управляющих сигналов на трёх дросселях из шести в момент пуска гидравлической системы.

7 Заключение

Предварительный гидравлический расчёт привода точных перемещений на основе гидростатической опоры МКЭ позволил выявить существующую неравномерность распределения потока МРЖ в системе, что говорит о необходимости корректировки управляющих сигналов САУ при пуске сис-

темы или внесении изменений в конструкцию.

Проведённый анализ может быть в дальнейшем использован при моделировании процесса регулирования привода, исследовании динамических характеристик МРД, а имеющиеся результаты могут быть использованы при конструировании вновь разрабатываемых устройств с магнитореологическим управлением.

Список использованных источников

- [1] Eshgarf, H., An overview on properties and applications of magnetorheological fluids: Dampers, batteries, valves and brakes / H. Eshgarf, A. Ahmadi Nadooshan, A. Raisi // *Journal of Energy Storage*, 2022. – v. 50, 104648. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104648>
- [2] Vishwakarma, P. N., Characterization of a magnetorheological fluid damper a review / P. N. Vishwakarma, P. Mishra, S. K. Sharma // *Materials Today: Proceedings*. 2022. – v. 56. – С. 2988–2994.
- [3] Kumar, M. A review on rheological properties of magnetorheological fluid for engineering components polishing / M. Kumar, A. Kumar, R. Kumar Bharti, H. N. Singh Yadav, Das M. // *Materials Today: Proceedings*, 2022. – v. 56. – С. A6–A12.
- [4] Li, J. Multi-stage hysteresis modelling of magnetorheological dampers and experimental verification / J. Li, C. Liao, L. Xie, X. Wei // *International Journal of Mechanical Sciences*, 2023. v. 254. С. 108435.
- [5] Hu, G. Design and performance evaluation of a magnetorheological valve with mosquito-coil-plate fluid flow channels / G. Hu, H. Qi, K. Zheg, Y. Lifan // *Sensors and Actuators A: Physical*, 2022. – v. 347. – С. 113983.
- [6] Huang, B. L. Force Feedback Based on Magnetorheological Fluid / B.L. Huang, W.D. Zhan, W. T. Hu, Y. F. Tang // *Procedia Computer Science*, 2020. – v. 166. – С. 15–20.
- [7] Liang, Z. Influence of uncertainty factors on the dynamic characteristics of magnetorheological damper / Z. Liang, F. Yongbao, W. Xiaolin, Z. Zhenhua // *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2023. – v. 585. – С. 171125.
- [8] Eugeny, A. Deouline Control of adaptive optic element displacement with the help of a magnetic rheology drive / Deouline A. Eugeny, V. P. Mikhailov, V. V. Sytchev // *Proc. SPIE 4231, Advanced Optical Manufacturing and Testing Technology*, 2000. – 6 October.
- [9] Шелковский, М. А. Повышение эффективности работы магнитореологического дросселя за счёт подбора геометрических параметров его зазора / М. А. Шелковский, А. М. Базиненков, А. К. Шагимура-това // *Динамика и виброакустика*, 2023. - Т. 9. – №2. – С. 25-33. DOI: 10.18287/2409-4579-2023-9-2-25-33

RESEARCH OF THE FLOW CHARACTERISTICS OF A HYDRAULIC DRIVE BASED ON A HYDROSTATIC SUPPORT WITH MAGNETORHEOLOGICAL CONTROL

Shelkovyy M.A.
Bazinenkov A.M.

Bauman Moscow State University

2nd Baumanskaya st, 5, b 4,
Moscow, 105005,
Russian Federation

shma18t387@student.bmstu.ru

A hydraulic drive with magnetorheological control is an effective solution when it is necessary to ensure precise positioning of a massive object. The magnetorheological drive is capable of positioning an object weighing up to 100 kg with an error of up to 50 nm. The dynamic characteristics of the working fluid flow in various sections of the pipeline determine the technical characteristics of the device as a whole.

In this paper, the hydraulic characteristics of the drive are studied by the finite element method under laminar flow conditions. A study of the pressure at the inlet and outlet of the magnetorheological throttle showed that the pressure drop ranges from 8.2 kPa to 26.2 kPa, depending on the pressure at the inlet of the hydraulic system and the location of the throttle. The fluid flow velocity in the technological gap was 1 m/s in the center of the channel and allows us to evaluate the behavior of the drive at various operating pressures, as well as subsequently carry out a complete modeling of the system to implement the mechanism control system.

Keywords: magnetorheological fluid; hydraulic drive; magnetorheological throttle; working gap; finite element method; fluid flow; pressure drop

References

- [1] Eshgarf, H., Nadooshan, A.A. and Raisi, A. (2022), "An overview on properties and applications of magnetorheological fluids: Dampers, batteries, valves and brakes", *Journal of Energy Storage*, v. 50, p. 104648. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104648>.
- [2] Vishwakarma, P.N., Mishra, P.K. and Sharma, S.C. (2022), "Characterization of a magnetorheological fluid damper a review", *Materials Today: Proceedings*, v. 56, pp. 2988–2994, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.11.143>.
- [3] Kumar, M., Kumar, A., Kumar Bharti, R., Yadav, H.N.S. and Das, M. (2022), "A review on rheological properties of magnetorheological fluid for engineering components polishing", *Materials Today: Proceedings*, 56, pp. A6–A12. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.11.611>.
- [4] Li, J., Liao, C., Xie, L., Wei, X., Du, X., Gan, B. and Shou, M. (2023), "Multi-stage hysteresis modelling of magnetorheological dampers and experimental verification", *International Journal of Mechanical Sciences*, v. 254, p. 108435. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2023.108435>.
- [5] Hu, G., Qi, H., Zheng, K. and Yu, L. (2022), "Design and performance evaluation of a magnetorheological valve with mosquito-coil-plate fluid flow channels", *Sensors and Actuators A: Physical*, 347, p. 113983. <https://doi.org/10.1016/j.sna.2022.113983>.
- [6] Huang, B.L., Zhan, W.D., Hu, W.T. and Tang, Y. F. (2020), "Force feedback based on magnetorheological fluid", *Procedia Computer Science*, v. 166, pp. 15–20. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2020.02.005>.
- [7] Zhen, L., Xiaolin, W. and Zhenhua, Z. (2023), "Influence of uncertainty factors on the dynamic characteristics of magnetorheological damper", *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, v. 585, p. 171125. <https://doi.org/10.1016/j.jmmm.2023.171125>.
- [8] Deouline, E.A., Mikhailov, V.P. and Sytchev, V.V. (2000), "Control of adaptive optic element displacement with the help of a magnetic rheology drive", *Proceedings of SPIE [Preprint]*. <https://doi.org/10.1117/12.402755>.
- [9] Shelkovyy, M.A., Bazinenkov, A.M. and Shagimuratova, A.K. (2023), "Efficiency improvement of magnetorheological valve through geometric parameter variation of technological gap", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, V. 9, N. 2, pp. 25-33. DOI: 10.18287/2409-4579-2023-9-2-25-33. (in Russian)