



ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Выпуск №1, 2022

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

<http://journals.ssau.ru/index.php/dynvibro/index>

Главный редактор

Шахматов Е.В. – д.т.н., профессор, 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);

Хейкки Х. – профессор, руководитель лаборатории интеллектуальных машин, Технологический университет г. Лаппеенранта (г. Лаппеенранта, Финляндия).

Технический редактор

Галкина Н.В. – ст. преподаватель, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

Галкина Н.В. – ст. преподаватель, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Российские члены редакционной коллегии:

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

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

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

Жернаков В.С. – д.т.н., профессор, Уфимский государственный авиационный технический университет (г. Уфа, РФ);

Завершинский И.П. – д.ф.-м.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, Санкт-Петербургский государственный университет кино и телевидения (г. Санкт-Петербург, РФ);

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

Матвеев С.Г. – к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

Равикович Ю.А. – д.т.н., профессор, Московский авиационный институт (г. Москва, 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);

Фесина М.И. – к.т.н., доцент, Тольяттинский государственный университет (г. Тольятти, РФ);

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

Иностранные члены редакционной коллегии:

Вакка А. – профессор, исследовательский центр гидравлических систем университета Пурдью (г. Вест-Лафайетт, штат Индиана, США);

Джонстон Д.Н. – профессор, университет (г. Бат, Великобритания);

Круз П. – профессор, руководитель отдела пневмогидравлических и мехатронных систем, университет (г. Линчёпинг, Швеция);

Рафиков М. – профессор, федеральный университет АВС (г. Сан-Паоло, Бразилия);

Стелсон К. – профессор, университет Миннесоты (США);

Стричек Я. – профессор, Вроцлавский технологический университет (г. Вроцлав, Польша);

Шайдл Р. – профессор, университет Йохана Кеплера (г. Линц, Австрия).

Editor-in-Chief

E.V. Shakhmatov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation).

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

A.B. Prokofyev – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

H. Handroos – Prof., Head of the Laboratory of Smart Machines, Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland).

Technical Editor:

N.V. Galkina – Senior Lecturer (Samara University, Samara, Russian Federation).

Executive Editor:

N.V. Galkina – Senior Lecturer (Samara University, Samara, Russian Federation).

Editorial board Russian members:

V.B. Balyakin – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

E.G. Berestovitsky – Doctor of Science (Eng.), Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, Russian Federation);

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

V.S. ZHernakov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation);

I.P. Zavershinsky – Doctor of Science (Phys.-Math.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.A. Igolkin – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.N. Kryuchkov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.B. Meisel – Doctor of Science (Eng.), Prof. (St. Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, Russian Federation);

G.M. Makaryants – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

S.G. Matveev – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

F.V. Parovay – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

I.U.A. Ravikovich – Doctor of Science (Eng.), Prof. (MAI, Moskva, Russian Federation);

V.Ya. Sverbilov – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

S.V. Falaleev – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

M.I. Fesina – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Togliatti State University, Tolyatti, Russian Federation);

A.I. Khaimovich – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Editorial office foreign members:

A. Vacca – Professor (Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA);

D.N. Johnston – Professor (University of Bath, Bath, United Kingdom);

P. Cruz – Professor, Head of the Pneumatichydraulic and Mechatronic Systems Department (Linköping University, Linköping, Sweden);

H. Myurenhof – Professor (RWTH Aachen University, Aachen, Germany);

M. Rafikov – Professor (Universidade Federal do ABC (UFABC), Sao Paulo, Brazil);

K. Stelson – Professor (University of Minnesota, Minneapolis and St. Paul, Minnesota, United States).

Ya. Strichek – Professor (The University of Wrocław (UWr), Wrocław, Poland);

R. Shaydl – Professor (Johannes Kepler University, Linz, Austria).

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, вызывающих 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

ВЛИЯНИЕ ОБКАТКИ РОЛИКОМ НА МНОГОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ ОБРАЗЦОВ С НАДРЕЗОМ РАЗЛИЧНОЙ ГЛУБИНЫ И НАПРЕССОВАННОЙ ВТУЛКОЙ <i>В.Ф. Павлов, В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, Д.В. Туманов И.В. Богданова</i>	6
РАСЧЁТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЁСТКОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА С УЧЁТОМ ТОРЦОВОЙ ЩЕЛИ <i>Д.К. Новиков, Н.С. Шляндина, Е.В. Аксёнов</i>	12
РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ДРОССЕЛЬНЫХ ШАЙБ. РАСЧЁТ БЕСКАВИТАЦИОННОГО РЕЖИМА ИСПЫТАНИЙ ДЛЯ ДРОССЕЛЬНОЙ ШАЙБЫ <i>Е.Н. Ермилова; А.Н. Видяскина; М.А. Ермилов</i>	18
ИЗМЕРЕНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ОБОЛОЧЕК КРУПНОГАБАРИТНЫХ ИЗДЕЛИЙ ПРИ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЛАЗЕРНЫХ ТРЕКЕРОВ <i>Н.А. Сазонникова; Р.В. Уклеин</i>	25
ВИБРАЦИОННЫЙ ШУМ В ДИАГНОСТИКЕ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ РЕДУКТОРОВ ГТД <i>А. Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, Е.В. Шахматов</i>	33

ВЛИЯНИЕ ОБКАТКИ РОЛИКОМ НА МНОГОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ ОБРАЗЦОВ С НАДРЕЗОМ РАЗЛИЧНОЙ ГЛУБИНЫ И НАПРЕССОВАННОЙ ВТУЛКОЙ

В.Ф. Павлов,
В.П. Сазанов,
В.С. Вакулюк,
Д.В. Туманов
И.В. Богданова

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

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

pavlov.vf@ssau.ru

Изучалось влияние обкатки роликом на распределение остаточных напряжений и многоцикловую усталость сплошных цилиндрических образцов диаметром 50 мм из стали 20 с надрезами различной глубины и напрессованной втулкой. Установлено, что с увеличением глубины надреза величина сжимающих остаточных напряжений в опасном сечении образцов с надрезом уменьшается, что приводит к снижению предела выносливости обкатанных роликом образцов. Для сохранения эффекта упрочнения с увеличением глубины надреза необходимо увеличивать толщину слоя со сжимающими остаточными напряжениями. Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов проводилась по двум критериям: осевым остаточным напряжениям на поверхности концентратора и среднеинтегральным остаточным напряжениям, вычисленным по толщине поверхностного слоя опасного сечения образцов, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости. Установлено, что для оценки влияния обкатки роликом на предел выносливости образцов с надрезами различной глубины и напрессованной втулкой наиболее оправдано использование критерия среднеинтегральных остаточных напряжений.

Ключевые слова: обкатка роликом; остаточные напряжения; предел выносливости; критерий среднеинтегральных остаточных напряжений

1 Введение

После обработки различными методами поверхностного пластического деформирования (ППД) в тонком поверхностном слое деталей изменяется структура, возникает наклёп и наводятся сжимающие остаточные напряжения. В работе [1] было установлено, что основную роль в повышении сопротивления усталости упрочнённых ППД деталей с концентраторами напряжений играют сжимающие остаточные напряжения. Для оценки влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости деталей используются два критерия: осевые остаточные напряжения $\sigma_z^{нов}$ на поверхности опасного сечения детали и среднеинтегральные остаточные напряжения $\bar{\sigma}_{осм}$ [2]. Приращение предела выносливости

$\Delta\sigma_{-1}$ упрочнённой ППД детали при изгибе в случае симметричного цикла определяется по следующим формулам:

$$\Delta\sigma_{-1} = \psi_{\sigma} |\sigma_z^{нов}|, \quad (1)$$

$$\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_{\sigma} |\bar{\sigma}_{осм}|, \quad (2)$$

где ψ_{σ} – коэффициент влияния ППД на предел выносливости по критерию $\sigma_z^{нов}$; $\bar{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния ППД на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{осм}$;

$$\bar{\sigma}_{осм} = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (3)$$

$\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в опасном сечении детали по глубине поверхностного слоя a , $\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от поверхности опасного сечения детали до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$, $t_{кр}$ – критическая глубина

нераспространяющейся трещины усталости, возникающей в упрочнённой ППД детали при работе на пределе выносливости.

В монографии [3] для упрочнённых различными методами ППД деталей и образцов из различных материалов с различными концентраторами напряжений при изгибе, растяжении-сжатии и кручении было экспериментально установлено, что критическая глубина

нераспространяющейся трещины усталости зависит только от размера опасного поперечного сечения и определяется для цилиндрических деталей и образцов по формуле

$$t_{кр} = 0,0216D, \quad (4)$$

где D – диаметр опасного сечения детали.

2 Цель исследования

Для проверки возможности использования обоих критериев при оценке влияния обкатки роликом на предел выносливости σ_{-1} при изгибе в случае симметричного цикла были проведены экспериментальные исследования на сплошных цилиндрических неупрочнённых и упрочнённых образцах диаметром 50 мм из стали 20 с круговыми надрезами полукруглого профиля различного радиуса и напрессованной втулкой. Используемая в исследовании сталь 20 имела следующие механические характеристики: $\sigma_T = 395$ МПа, $\sigma_s = 522$ МПа, $\delta = 26,1\%$, $\psi = 65,9\%$, $S_k = 1416$ МПа.

3 Результаты исследования

Половина гладких образцов диаметром $D=50$ мм подвергалась обкатке роликом диаметром 60 мм и профильным радиусом 1,6 мм при усилиях $P=0,5$ кН (ОР1) и $P=1,0$ кН (ОР2) с подачей 0,11 мм/об и скоростью вращения образца 400 об/мин. Затем на неупрочнённые и упрочнённые гладкие образцы наносились круговые надрезы полукруглого профиля радиусов

$R=0,3$ мм, $R=0,5$ мм и $R=1,0$ мм.

Распределение остаточных напряжений в гладких образцах определялось методом колец и полосок [4]. Эпюры осевых σ_z остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя а гладких образцов представлены на рисунке 1. Можно видеть, что с увеличением усилия обкатки сжимающие остаточные напряжения и глубина их залегания возрастают.

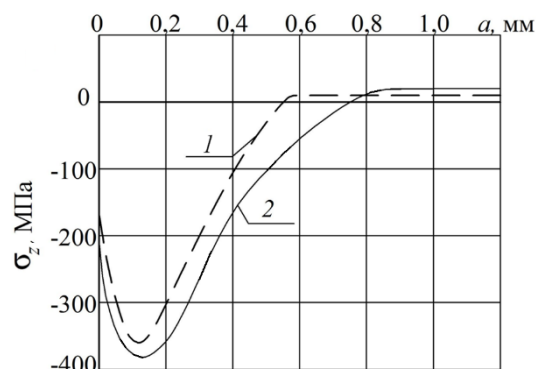


Рисунок 1. Осевые σ_z остаточные напряжения в упрочнённых гладких образцах диаметром 50 мм после: 1 – ОР1; 2 – ОР2

Остаточные напряжения в образцах с надрезами определялись расчётным путём – суммированием дополнительных осевых остаточных напряжений за счёт перераспределения остаточных усилий после опережающего поверхностного пластического деформирования и осевых остаточных напряжений гладких образцов. При этом дополнительные остаточные напряжения вычислялись как аналитическим [5], так и численным методами. Необходимо отметить, что результаты расчёта дополнительных остаточных напряжений двумя методами имели хорошее совпадение.

Эпюры осевых σ_z остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя а в наименьшем сечении образцов с надрезами $R=0,3$ мм и $R=0,5$ мм представлены на рисунке 2, а величины остаточных напряжений на поверхности дна надрезов $\sigma_z^{нов}$ приведены в таблице 1.

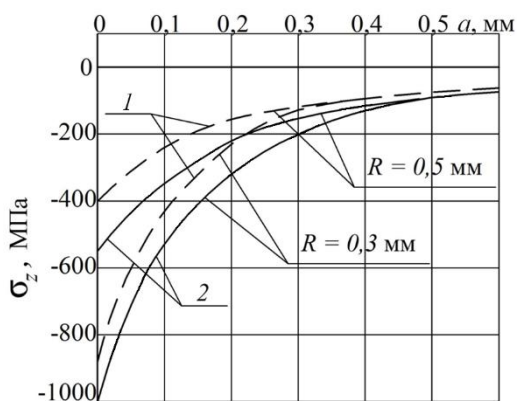


Рисунок 2. Осевые σ_z остаточные напряжения в упрочнённых образцах диаметром 50 мм с надрезами $R=0,3$ мм и $R=0,5$ мм после: 1 – OP1; 2 – OP2

Следует обратить внимание на значительную величину сжимающих остаточных напряжений, достигающих -1004 МПа на дне надреза с радиусом $R=0,3$ мм, что значительно выше не только предела текучести σ_T , но и предела прочности σ_b исследуемой стали 20. В работе [6] было установлено, что остаточные

напряжения в упрочнённом (наклёпанном) слое могут превышать сопротивление разрыву S_k материала детали или образца на 15%. В настоящем исследовании этот предел не превышен, так как $S_k=1416$ МПа.

Испытания на усталость при изгибе в случае симметричного цикла упрочнённых и неупрочнённых образцов с надрезами и напрессованной втулкой проводились на машине УМП-02 [7]; база испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Результаты определения предела выносливости σ_{-1} образцов представлены в таблице 1. Упрочнённые роликом образцы, выстоявшие базу испытаний без разрушения при напряжении, равном пределу выносливости, доводились до разрушения при больших напряжениях. На изломах этих образцов были видны нераспространяющиеся трещины усталости, критическая глубина $t_{кр}$ которых соответствует формуле (4) и приведена в таблице 1.

Таблица 1. Результаты испытаний образцов с надрезами и напрессованной втулкой на усталость и определения остаточных напряжений

Концентратор	Неупроч образцы σ_{-1} , МПа	Упрочнённые образцы							K_σ	$(\bar{\psi}_\sigma)_{расч}$
		обработка	σ_{-1} , МПа	$\sigma_z^{нов}$, МПа	ψ_σ	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$		
надрез $R = 0,3$ мм	87,5	OP1	117,5	-898	0,033	1,040	-94	0,322	2,86	0,328
		OP2	130	-1004	0,042	1,110	-128	0,332		
надрез $R = 0,5$ мм	92,5	OP1	122,5	-396	0,078	1,077	-82	0,366	2,47	0,353
		OP2	132,5	-547	0,073	1,024	-112	0,357		
надрез $R = 1,0$ мм	92,5	OP1	110	-126	0,139	1,073	-46	0,380	2,32	0,363
		OP2	115	-166	0,136	1,035	-62	0,363		
напрессованная втулка	87,5	OP1	107,5	-180	0,111	1,02	-64	0,313	2,97	0,321
		OP2	112,5	-170	0,147	1,14	-82	0,305		

Из приведённых в таблице 1 данных можно видеть, что поверхностное

пластическое деформирование обкаткой роликом образцов с надрезом и

напрессованной втулкой приводит к значительному повышению предела выносливости, причём с увеличением усилия обкатки с $P=0,5$ кН до $P=1,0$ кН предел выносливости возрастает. Это наблюдаемое явление объясняется бóльшей глубиной залегания сжимающих остаточных напряжений в гладких упрочнённых роликом образцах при повышении усилия обкатки (рисунок 1), результатом чего является увеличение остаточных напряжений в опасном сечении образцов. Для сохранения эффекта упрочнения при опережающем поверхностном пластическом деформировании с увеличением глубины надреза следует увеличивать толщину слоя со сжимающими остаточными напряжениями гладкой детали (заготовки).

При определении критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ по формуле (3) для образцов с надрезами использовались эпюры остаточных напряжений, представленные на рисунке 2, а для образцов с напрессованной втулкой – на рисунке 1. Значения критерия $\bar{\sigma}_{ост}$ приведены в таблице 1.

Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов по критерию $\sigma_z^{нов}$ (формула (1)) – остаточным напряжениям на поверхности концентратора – приводит к значительному рассеянию соответствующего коэффициента влияния ψ_σ . Этот коэффициент в настоящем исследовании изменяется в широких пределах: от 0,033 до 0,147 (таблица 1), то есть изменяется в 4,5 раза, что неприемлемо для оценки влияния ППД на предел выносливости поверхностно упрочнённых деталей.

Оценка влияния поверхностного упрочнения по второму критерию $\bar{\sigma}_{ост}$ (формула (2)) – среднеинтегральным остаточным напряжениям – приводит к существенно меньшему рассеянию соответствующего коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$. Коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$ в исследовании изменяется от 0,305 до 0,380, составляя в

среднем 0,342.

В монографии [3] на основании многочисленных экспериментальных исследований была установлена зависимость между коэффициентом влияния $\bar{\psi}_\sigma$ поверхностного упрочнения на предел выносливости при изгибе по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$ и действительным (эффективным) коэффициентом концентрации напряжений K_σ в виде

$$(\bar{\psi}_\sigma)_{расч} = 0,514 - 0,065 K_\sigma. \quad (5)$$

В таблице 1 представлены значения действительного коэффициента K_σ , определённые по данным работы [8]. Расчётные значения коэффициента влияния $(\bar{\psi}_\sigma)_{расч}$ приведены также в таблице 1. Из приведённых данных следует, что опытные значения коэффициента влияния $\bar{\psi}_\sigma$ для каждого радиуса надреза и напрессованной втулки незначительно отличаются от расчётных величин, вычисленных по формуле (5).

4 Заключение

1. Проведённое исследование показало, что при оценке влияния обкатки роликом на предел выносливости упрочнённых цилиндрических образцов с надрезами и напрессованной втулкой наиболее оправдано использование критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$, вычисленных по формуле (3).

2. Для оценки влияния обкатки роликом на предел выносливости упрочнённых цилиндрических образцов с надрезами и напрессованной втулкой использование в качестве критерия осевых остаточных напряжений на поверхности концентратора $\sigma_z^{нов}$ не представляется возможным, так как соответствующий коэффициент влияния ψ_σ , учитывающий влияние этого критерия на предел выносливости, имеет существенное рассеяние.

3. Для сохранения эффекта упрочнения роликом при увеличении глубины надреза в случае опережающего поверхностного пластического деформирования необходимо назначать такие режимы обкатки, которые приводят к увеличению глубины залегания сжимающих остаточных напряжений.

Список литературы

[1] Иванов С.И., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений на усталостную прочность // Проблемы прочности. 1976. №5. С. 25-27.

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

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

[4] Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения // Куйбышев: КуАИ. 1971. Вып. 48. С. 179-183.

[5] Иванов С.И., Шатунов М.П., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций: Межвузовский сборник. Куйбышев: КуАИ, 1974. Вып. 3. С. 88-95.

[6] Радченко В.П., Павлов В.Ф. Наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений при поверхностном упрочнении деталей // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАНУ. 2011. С. 354-357.

[7] Филатов Э.Я., Павловский В.Э. Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость. Киев: Наукова Думка, 1985. 92 с.

[8] Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчёт деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

AN INFLUENCE OF ROLLER STRENGTHENING ON MULTICYCLIC FATIGUE OF SPECIMENS WITH CUTS OF VARIOUS DEPTH AND A PRESSURIZED HUB

**Valentin F. Pavlov,
Vyacheslav P. Sazanov,
Vladimir S. Vakulyuk,
Dmitrij V. Tumanov
Irina V. Bogdanova**

Samara National Research University 34,
Moskovskoeshosse, Samara, 443086,
Russian Federation

pavlov.vf@ssau.ru

The influence of roller strengthening on a residual stresses distribution and multicyclic fatigue of solid cylindrical specimens of 50 mm diameter made of steel 20 with cuts of various depths and a pressurized hub has been examined. As a result, an endurance limit of roller strengthened specimens diminishes. In order to preserve the effect of hardening with a cut's depth increase, it's necessary to increase the thickness of a layer with compressive residual stresses. Surface hardening influence on an endurance limit of specimens has been estimated by two criteria: axial residual stresses on a concentrator's surface and average integral residual stresses, calculated through the dangerous section's surface layer thickness that equal a critical depth of a non-propagating fatigue crack. It's been stated that it's more reasonable to use the average integral residual stresses criterion for an evaluation of roller strengthening influence on an endurance limit of specimens with cuts of various depth and a pressurized hub.

Key words: roller strengthening; residual stresses; endurance limit; average integral residual stresses criterion

Reference

- [1] Ivanov, S.I., Pavlov, V.F., (1976) Vliyanie ostatochnyh napryazhenij na ustalostnuyu prochnost' [Residual stresses influence on fatigue strength]. Problemy prochnosti [Strength problems], no. 5, pp. 25-27. (in Russian).
- [2] Pavlov, V.F., (1986) O svyazi ostatochnyh napryazhenij i predela vynoslivosti pri izgibe v usloviyah koncentracii napryazhenij [On connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions]. Izvestiya vusov. Mashinostroeniye [Universities News. Mechanical Engineering], no. 8, pp. 29-32. (in Russian).
- [3] Pavlov, V.F., Kirpichev, V.A., Vakulyuk, V.S., (2012) Prognozirovaniye soprotivleniya ustalosti poverhnostno uprochnyonnyh detalej po ostatochnym napryazheniyam [The prediction of surface hardened parts fatigue resistance by residual stresses]. Samara: Izdatel'stvo SNC RAN [Samara: Samara scientific centre Publishing House of the Russian Academy of Sciences], 125 pp. (in Russian).
- [4] Ivanov, S.I., (1971) K opredeleniyu ostatochnyh napryazhenij v cilindre metodom kolec i polosok. Ostatochnye napryazheniya [On determination of residual stresses in cylinder by rings-and-stripes method. Residual stresses]. Kuibyshev: KuAI [Kuibyshev Aviation Institute], issue 48, pp. 179-183. (in Russian).
- [5] Ivanov, S.I., Shatunov, M.P., Pavlov, V.F., (1974) Vliyanie ostatochnyh napryazhenij na vynoslivost' obrazcov s nadrezom [The influence of residual stresses on the endurance of notched specimens]. Voprosy prochnosti elementov aviacionnyh konstrukcij. Kujbyshev: KuAI [Problems of aircraft constructions elements strength. Kuibyshev Aviation Institute], issue 3, pp. 88-95. (in Russian).
- [6] Radchenko, V.P., Pavlov, V.F., (2011) Naibol'shaya velichina sjimayutschych ostatochnyh napryazhenij pri poverhnostnom uprochnenii detalej [The maximum of compressive residual stresses under surface hardening of parts]. Trudy MNTK «Prochnost' materialov i elementov konstrukcij». Kiev: IPP im.G.S. Pisarenko NANU [Proceedings of the International Scientific Technical Conference "Strength of materials and structural elements". Kiev: The G.S. Pisarenko Strength Problems Institute of the Ukraine Academy of Sciences], pp. 354-357. (in Russian).
- [7] Filatov, E.Ya., Pavlovsky, V.E., (1985) Universal'niy complex mashin dlya ispytaniya materialov i konstruktzij na ustalost' [Universal machine complex for fatigue tests of materials and structures]. Kiev: Naukova Dumka [Kiev: Scientific Thought], 92 pp. (in Russian).
- [8] Serensen, S.V., Kogayev, V.P., Shneyderovich, R.M., (1975) Nesutchaya sposobnost' i raschet detaley mashin na prochnost' [Carrying capacity and strength analysis of machine elements]. Moscow: Machinostroyeniye (Mechanical Engineering), 488 pp. (in Russian).

Новиков Д.К.,
Шляндина Н.С.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

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

Аксёнов Е.В.

ПАО «ОДК-Кузнецов»

Заводское ш., д. 29,
г. Самара, Российская Федерация,
443022

novikovdk_ssau@mail.ru

РАСЧЁТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЁСТКОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА С УЧЁТОМ ТОРЦОВОЙ ЩЕЛИ

Одним из наиболее распространённых способов снижения вибрации в двигателях является применение демпфирующих устройств в опорах. Они оказывают влияние как на амплитуду колебаний, так и на критические частоты. Наибольшее применение получили гидродинамические демпферы (ГДД), обладающие динамической жёсткостью, которая пропорциональна частоте и зависит от относительной амплитуды колебаний. На жёсткость демпфера оказывает сильное влияние торцовая щель, которая часто используется как бесконтактное уплотнение радиального зазора. В предлагаемой работе предложена методика учёта влияния торцовых щелей на динамическую жёсткость и показано, что при малой величине зазора динамическая жёсткость ГДД на некоторых режимах может превзойти жёсткость опор и подшипников.

Ключевые слова: гидродинамический демпфер; радиальный зазор; торцовая щель; относительная амплитуда; динамическая жёсткость

1 Введение

Основной тенденцией развития современных двигателей летательных аппаратов является увеличение скоростей вращения, что приводит к обострению проблемы вибрационной надёжности. Более 60% отказов опытных газотурбинных двигателей (ГТД) носят прочностной характер, из них более 70% – вибрационный [1].

Основными причинами вибрационных дефектов являются повышенные вибрационные нагрузки при недостаточном демпфировании, резонансные колебания, снижение предела выносливости при наличии конструктивных и технологических концентраторов напряжений [2].

Тем не менее, большая часть вибрационных дефектов может быть успешно решена грамотным применением демпфирования колебаний деталей и узлов двигателей. Для решения проблемы вибропрочности двигателей в конструкцию подшипниковых узлов вводятся демпферы жидкостного, сухого или комбинированного

трения. К настоящему времени известно большое количество разнообразных конструкций демпферов [2, 3].

Наиболее распространёнными и эффективными являются гидродинамические демпферы (ГДД), которые нашли широкое применение благодаря малому весу, простоте конструкции и компактности.

Жёсткость и демпфирование ГДД оказывают большое влияние на динамику ротора с такими опорами. Необходимо понимать, как геометрия демпфера влияет на его характеристики.

2 Предмет исследования

Предметом исследования, описанного в данной статье, является гидродинамический демпфер с торцевыми щелями (ДТЩ), динамические характеристики которого лежат между характеристиками коротких и длинных ГДД, исследуемых ранее. Рассмотренный в работе демпфер имеет торцевые щели и дроссели, через которые в демпфер подаётся рабочее тело (рисунки 1 и 2).

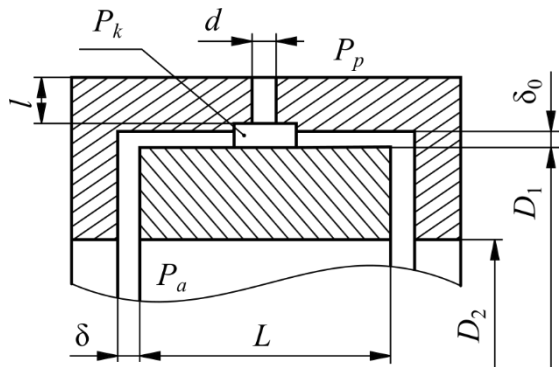


Рисунок 1. Схема ГДД с торцовыми щелями

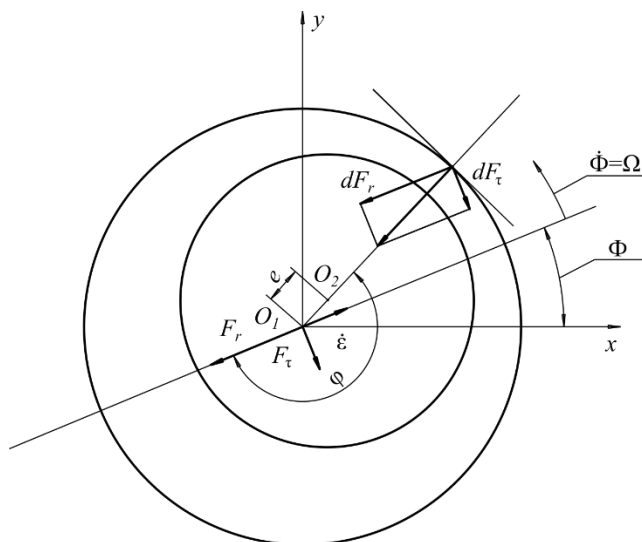


Рисунок 2. Схема гидродинамического демпфера

На рисунках 1 и 2 обозначены геометрические параметры ДТЩ:

L – длина вибратора, $L = 36$ мм,

δ_0 – радиальный зазор в демпфере,

$\delta_0 = 0,15$ мм,

δ – торцовый зазор,

L_s – высота щели, $L_s = D_1 - D_2$,

Ω – частота прецессии вибратора, 1/с,

μ – динамическая вязкость смазки, для данного случая принимаем, $\mu = 0,002$ Па · с,

e – величина эксцентриситета при работе демпфера,

R – внешний радиус вибратора, $R = D_1 / 2$,

$R = 0,135$ м.

3 Порядок исследования

Гидродинамическую силу, возникающую в слое смазки, разлагают на два направления (рисунок 2): вдоль линии центров действует радиальная составляющая F_r , а по нормали к ней – тангенциальная сила F_t . Радиальную составляющую F_r можно определить согласно [3] из формулы:

$$F_{rk}^h = \mu R \frac{L^3}{\delta_0^2} \left[\frac{\pi}{2} \frac{1+2\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^{2,5}} \dot{\varepsilon} + \frac{2\Omega\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} \right], \quad (1)$$

где нижний индекс k означает тип демпфера – короткий, а верхний h указывает, что имеет место половинный охват вибратора

слоем смазки, $\varepsilon = \frac{e}{\delta_0}$ – относительная

амплитуда колебаний, $\dot{\varepsilon}$ – относительная скорость движения вибратора вдоль линии центров (рисунок 2).

Радиальную составляющую обычно отождествляют с динамической жёсткостью демпфера C_d , и она может оказать значительное влияние на жёсткость опор.

Если рассматривать задачу в линейной постановке, то радиальную силу F_r можно записать в виде:

$$F_r = C_d \cdot e. \quad (2)$$

Если рассматривать случай, когда скорость движения вибратора вдоль линии центров $\dot{\varepsilon} = 0$, то выражение (1) для радиальной силы упрощается, и его можно записать в виде (2). При этом для динамической жёсткости короткого демпфера C_{dk} получается следующая формула:

$$C_{dk} = 2\mu R \left(\frac{L}{\delta_0} \right)^3 \cdot \Omega \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2}. \quad (3)$$

Из анализа этой формулы следует, что при малых значениях ε знаменатель можно принять равным 1 и тогда жёсткость линейно зависит от амплитуды. Однако с ростом амплитуды нелинейность должна существенно возрастать. На рисунке 3

представлены результаты расчёта демпфера для параметров, представленных в динамической жёсткости короткого демпфера для параметров, представленных в таблице 1.

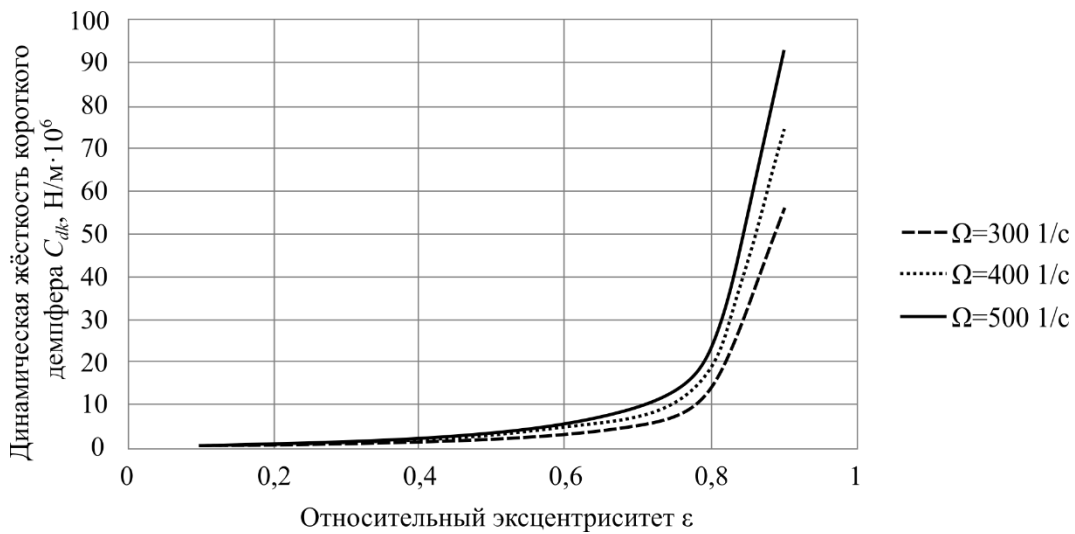


Рисунок 3. Зависимость динамической жёсткости C_{dk} от относительного эксцентриситета ε при различных значениях угловой скорости Ω для короткого демпфера

Таблица 1. Значения параметров для анализа влияния относительного эксцентриситета ε на величину динамической жёсткости C_{dk} при различных значениях угловой скорости Ω

Параметр	$R, м$	$L, м$	$\delta, мм$	$\Omega, 1/c$	ε
Значение	0,135	0,036	0,06	300	0,1
					0,2
					0,3
				400	0,4
					0,5
					0,6
				500	0,7
					0,8
					0,9

Можно увидеть, что при росте величины относительного эксцентриситета ε динамическая жёсткость C_{dk} резко увеличивается. При этом, чем выше окружная скорость Ω , тем больше величина C_{dk} и тем значительнее её изменение. Характеристика является пологой и почти линейной при относительном эксцентриситете $\varepsilon < 0,5$ и резко возрастает, стремясь к бесконечности при значениях

относительного эксцентриситета ε больших 0,5.

Жёсткость ДТЦ с подобными параметрами можно определить при помощи коэффициента f_{rk} , который показывает, во сколько увеличивается радиальная сила относительно короткого демпфера с учётом торцевой щели.

Этот коэффициент можно определить при помощи графика, представленного на рисунке 4.

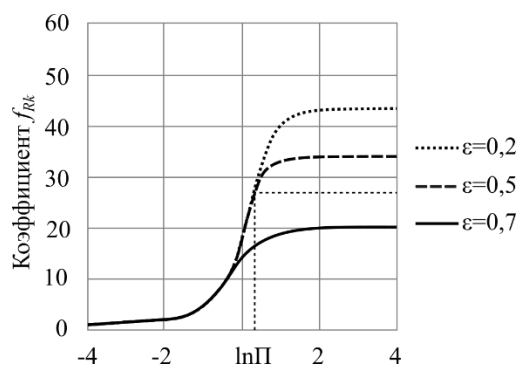


Рисунок 4. Зависимость значение коэффициента f_{rk} от $\ln\Pi$ при разных значениях относительного эксцентриситета ε

Он зависит от безразмерного параметра Π , который характеризует соотношение гидродинамических сопротивлений

торцевой щели и радиального зазора и определяется по формуле:

$$\Pi = \frac{1}{2} \left(\frac{\delta_0}{\delta} \right)^3 \ln \left(\frac{1}{1 - 2L_s / D_1} \right). \quad (4)$$

Этот параметр может изменяться в широких пределах, поэтому на рисунке 4 по оси абсцисс взят его натуральный логарифм. Для данного демпфера значение натурального логарифма от величины Π составит $\ln \Pi = 0,339$. Таким образом, из графика на рисунке 4 можно определить величину коэффициента f_{rk} . Значения

коэффициента f_{rk} при разных значениях относительного эксцентриситета, взятые с рисунка 4, представлены в таблице 2.

Таблица 2. Значения коэффициента f_{rk} при разных величинах относительного эксцентриситета ε

ε	0,2	0,5	0,7
f_{rk}	27,5	27,5	16,9

Результаты расчёта динамической жёсткости представлены на рисунке 5.

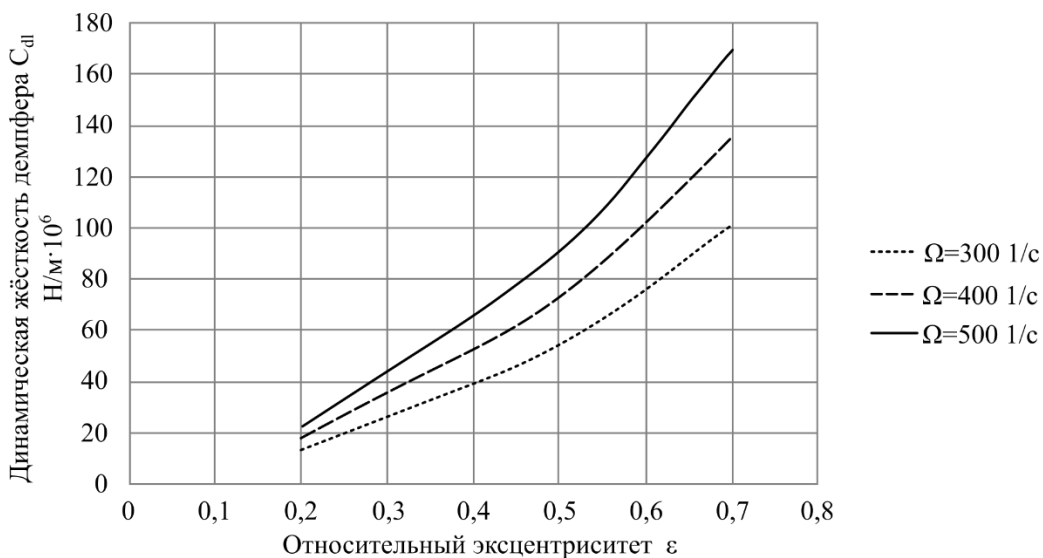


Рисунок 5. Зависимость динамической жёсткости C_{dl} ДТЦ от относительного эксцентриситета при различных значениях частоты прецессии Ω

Из графика на рисунке 5 видно, что динамическая жёсткость ДТЦ будет значительно выше динамической жёсткости короткого демпфера с подобными характеристиками – примерно в 1,5-2 раза.

Полученные при расчёте жёсткости изменяются в диапазоне от нуля до $10^8 \cdot \text{Н/м}$, что значит, что при величине относительного эксцентриситета около 0,7 динамическая жёсткость демпфера будет меньше примерной жёсткости подшипника (около $10^9 \cdot \text{Н/м}$) на один порядок.

Далее определим зависимость динамической жёсткости ДТЦ от величины его торцевой щели. Параметры, для которых

проводился расчёт представлены в таблице 3.

Таблица 3. Значения параметров для анализа влияния торцевого зазора δ_0 на величину динамической жёсткости C_d при различных значениях окружной скорости Ω

Параметр	$R, \text{ м}$	$L, \text{ м}$	$\delta, \text{ м}$	$\Omega, \text{ 1/с}$	ε
Значение	0,135	0,036	0,00002	300	0,2
			0,00004	400	0,6
			0,00006	500	0,8

Результаты расчётов представлены на рисунке 6.

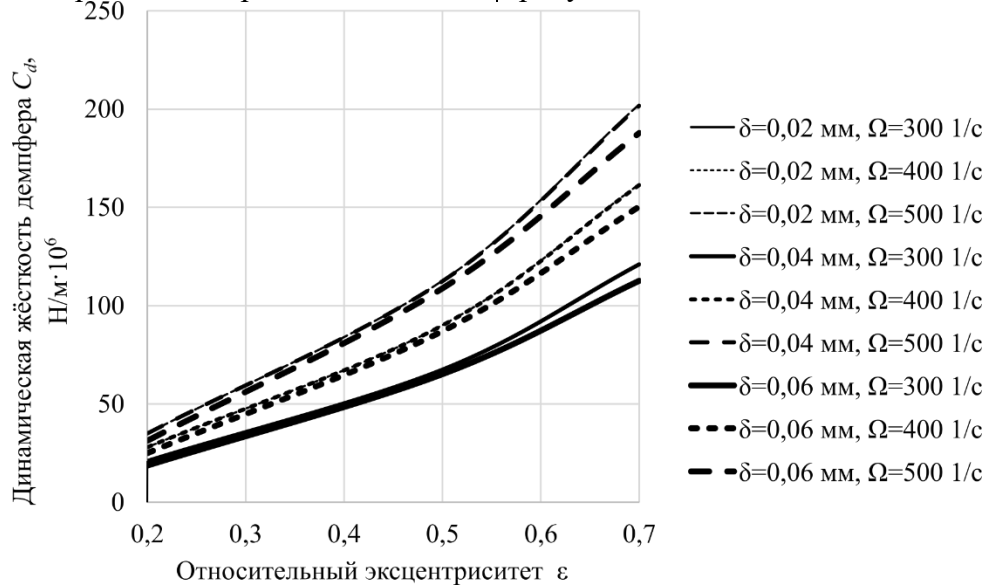


Рисунок 6. Зависимость динамической жёсткости ДТЩ C_d от относительного эксцентриситета ε при различных значениях частоты прецессии Ω

Из графика на рисунке 6 видно, что динамическая жёсткость демпфера C_d возрастает при уменьшении ширины торцевой щели. Однако влияние величины торцевой щели не очень значительно, разница между $\delta = 0,0004$ м и $\delta = 0,0002$ м почти не видна на графике, что можно объяснить тем, что при таких малых торцевых зазорах характеристики ДТЩ приближаются к характеристикам длинного ГДД. Поэтому дальнейшее уменьшение величины торцевой щели кажется нецелесообразным.

4 Заключение

Исходя из результатов исследования, можно сделать вывод, что динамическая жёсткость гидродинамического демпфера достаточно велика, чтобы оказывать влияние на жёсткость опоры и может быть сравнима с жёсткостью подшипников. Также такая жёсткость демпфера достаточно велика чтобы влиять на динамику ротора в целом.

Кроме того, динамическая жёсткость ГДД в значительной степени зависит от относительного эксцентриситета и торцевого зазора демпфера.

Торцевой зазор в ДТЩ оказывает некоторое влияние на жёсткость демпфера, но недостаточно большое чтобы была возможность активно его использовать при конструировании – куда более значительное влияние оказывает частота прецессии.

Список использованных источников

- [1] Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. – Самара: Изд-во СГАУ, 1997. – 334 с.: ил.
- [2] Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / под ред. А.И. Белоусова. – Самара: Издательство Самарского научного центра РАН, 2002. – 335с.
- [3] Белоусов, А.И. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, Д.К. Новиков, В.Б. Балякин – Куйбышевский авиац. ин-т. – Куйбышев, 1991.- 94с.

**Dmitriy K. Novikov,
Nadezhda S. Shliandina**

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

novikovdk_ssau@mail.ru

Evgeniy V. Aksyonov

JSC Kuznetsov
29, Zavodskoye shosse, Samara,
443022, Russian Federation

SQUEEZE FILM DAMPER DYNAMIC STIFFNESS ANALYSIS, TAKING INTO ACCOUNT THE END GAP

One of the most common ways to reduce vibration in engines is the use of damping devices in the rotor supports. Damping devices may affect both the amplitude of the oscillations and the critical frequencies. The most commonly used damping devices are the squeeze film dampers (SFD), which can show dynamic stiffness that is proportional to frequency of oscillations and that is depends on the relative amplitude of oscillations. The stiffness of the damper is highly influenced by the end gap, which is also often seen as a non-contact radial clearance seal. In this work, a method is proposed that will take into account the effect of end gaps on the dynamic stiffness of a SFD. As a result of the calculations, it was found that the size of the end slots significantly affects the dynamic stiffness of a short SFD, and in some work modes it can exceed the stiffness of supports and bearings.

Key words: *squeeze film damper; end gap; end clearance; relative amplitude; dynamic stiffness*

References

- [1] Chegodayev, D.E., Ponomaryov, Y.K. Dempfirovanie. – Samara: Izdatelstvo SGAU, 1997. – 334 p.: ill.
- [2] Belousov, A.I., Balyakin, V.B., Novikov, D.K. Teoria i proyektirovanie gidrodinamicheskikh dempferov opor rotorov /edited by Belousov A.I.. – Samara: Izdatelstvo Samarskogo nauchnogo centra RAN, 2002. – 335 p.
- [3] Belousov, A.I. Gidrodinamicheskie dempfery opor rotorov turbomashin [Text]: textbook / Belousov, A.I., Novikov D.K., Balykin V.B – Kuybyshevskiy aviacionniy institute – Kuybyshev, 1991. – 94 p.

УДК 681.8

DOI: 10.18287/2409-4579-2022-8-1-18-24

Е.Н. Ермилова
А.Н. Видяскина
М.А. Ермилов

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва

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

makaroff.zhenia2011@yandex.ru

РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ДРОССЕЛЬНЫХ ШАЙБ. РАСЧЁТ БЕСКАВИТАЦИОННОГО РЕЖИМА ИСПЫТАНИЙ ДЛЯ ДРОССЕЛЬНОЙ ШАЙБЫ

В статье представлена разработка стенда для исследования уровня гидродинамического шума дроссельных шайб. Проводятся исследования собранного стенда на наличие собственных стендовых помех. По результатам исследований проведены мероприятия по снижению собственных стендовых помех. Также представлен расчёт для определения режима испытаний дроссельных шайб, исключающий возникновение кавитационных процессов при экспериментах.

Ключевые слова: стенд; испытание; стендовые помехи; кавитация

1 Введение

В настоящее время трубопроводные системы широко применяются на многих промышленных объектах (энергетические и химические производственные предприятия, морские суда и другие).

Для регулирования расхода и давления жидкостей, транспортируемых по трубопроводам, в гидравлических системах применяют запорно-регулирующую арматуру (ЗРА). В этих устройствах изменяется площадь проходного сечения, при этом также изменяется и сопротивление потоку. Основной функцией ЗРА является управление расходом или давлением рабочей среды в заданном диапазоне рабочих режимов. Запорно-регулирующая арматура, зачастую, является источником шума и вибраций гидравлических систем. А именно высокоскоростная струя на выходе из дросселирующего участка, создающая пульсации давления [1].

Поскольку на данный момент существенно ужесточились нормы уровней шума на различных предприятиях, то требуется уделять большее внимание акустическим характеристикам различных видов ЗРА при её проектировании.

Как правило, недостаточно только расчётных данных при проектировании ЗРА. После её изготовления требуются испытания

и доводка акустических параметров арматуры. Это выполняется на специальных стендах, имитирующих реальные условия работы агрегатов [2]. Особенно остро стоит вопрос о снижении уровня гидродинамического шума (ГДШ) в системе стенда при исследовании виброакустических характеристик (ВАХ) агрегата, т.к. при этом затрудняется корректное определение ВАХ и ГДШ агрегата, из-за значительных помех, вносимых стендовым оборудованием.

2 Конструкция стенда

На базе Самарского университета был разработан и создан стенд для исследования акустических характеристик дроссельного участка ЗРА. Принципиальная схема этого стенда представлена на рисунке 1.

Преимущество данного стенда состоит в том, что его испытательный участок открытого типа. Это даёт возможность визуально оценивать характер поведения потока.

В данной компоновке схемы, источником давления рабочей среды может являться как напор, создаваемый в системе (магистральный трубопровод), так и избыточное давление воздуха, накачиваемого в гидробак (вытеснительная подача). Внешний вид гидробака представлен на рисунке 2. Объём гидробака составляет 70 л.

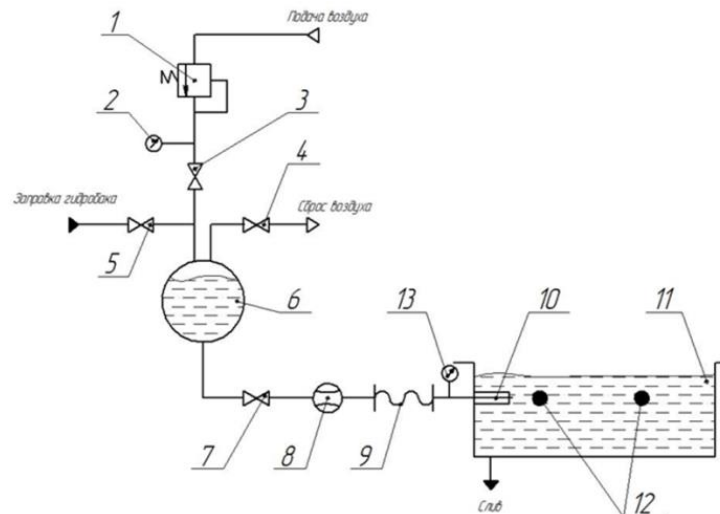


Рисунок 1. Принципиальная схема стенда

1 – регулятор давления воздуха, 2 – манометр, 3 – вентиль подачи воздуха, 4 – вентиль сброса воздуха, 5 – вентиль подачи воздуха, 6 – гидробак, 7 – вентиль подачи жидкости в ёмкость, 8 – расходомер, 9 – гибкий трубопровод, 10 – место установки испытуемых образцов дросселирующих элементов ЗРА, 11 – ёмкость, 12 – гидрофоны, 13 – манометр.



Рисунок 2. Внешний вид гидробака

В качестве расходомера 8 (рисунок 2) применялся ультразвуковой расходомер «СИГМА-С», показанный на рисунке 3.



Рисунок 3. Расходомер

Использование в конструкции стенда гибкого трубопровода 9 (рисунок 2) обусловлено необходимостью снижения ГДШ, генерируемого стендовой арматурой и распространяющегося по трубопроводам. Внешний вид гибкого трубопровода представлен на рисунке 4.



Рисунок 4. Внешний вид гибкого трубопровода

В качестве датчиков, измеряющих уровень ГДШ при испытании дросселирующих элементов, были выбраны гидрофоны ZETLAB BC311, врезного исполнения, их внешний вид представлен на рисунке 5. На рисунке 6 показаны их характеристики.



Рисунок 5. Применяемый гидрофон

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ	
Обозначение	BC 311
Тип исполнения	погружной
Номинальная чувствительность по напряжению	65 мкВ/Па
Номинальная чувствительность по заряду	от 0,35 до 0,65 нКл/Па
Уровень чувствительности (относительно 1 В/мкПа)	-204 дБ
Частотный диапазон	3...100 000 Гц
Максимальное значение амплитуды измеряемого звукового давления	100 кПа
Максимальное значение амплитуды измеряемого звукового давления с аттенуатором	до 10 МПа
Предельное статическое давление	60 МПа
Электрическая емкость (со встроеным кабелем)	не менее 6 нФ
Взрывозащищенное исполнение	— по заказу
Материал корпуса	нержавеющая сталь
Размеры (длина × диаметр корпуса)	173 × ø23 мм
Присоединительная резьба	M20×1,5
Масса (без кабеля)	—
Длина кабеля стандартная	10 м
Предельная длина кабеля	250 м
Внешний диаметр кабеля	10,2 мм
Вид кабеля	коаксиальный с оболочкой ПВХ, имеет центральный проводник и экран устойчив к среде, содержащей серную кислоту
Разъем кабеля	BNC
Рабочая среда измерений	вода, воздух, нефть и нефтепродукты, природный газ
Температура рабочей среды	0...+60 °С
Температура окружающего воздуха	-60...+80 °С

Рисунок 6. Характеристики применяемых гидрофонов

Схема подключения гидрофонов показана на рисунке 7.



Рисунок 7. Схема подключения гидрофонов

Место установки испытуемых образцов (например, шайб с группой отверстий) было спроектировано таким образом, чтобы обеспечивалась герметичность между сопрягаемыми деталями. Расход рабочей жидкости должен проходить через каналы испытуемых образцов.

Дополнительно обеспечена возможность установки перфорированных экранов на выходе дросселирующего участка испытуемого образца. Необходима возможность устанавливать перфорированные экраны на расстоянии 1, 2, 4, 6, 10 и 12 мм от испытуемых шайб. На рисунке 8 отображена разработанная конструкция.

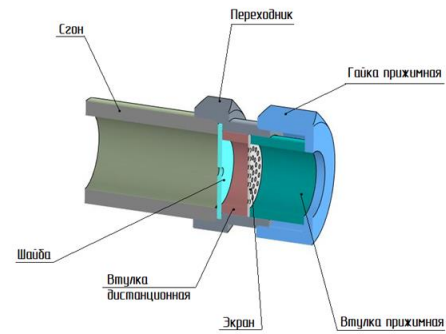


Рисунок 8. Место установки испытуемых образцов

3 Исследование стендовых помех

Для корректного определения ГДШ дросселирующих элементов необходимо снизить помехи от внешнего воздействия и источников самого стенда.

Испытательный участок находится в ёмкости, наполненной водой. Результаты измерений собственного акустического фона испытательного стенда показаны на рисунке 9.

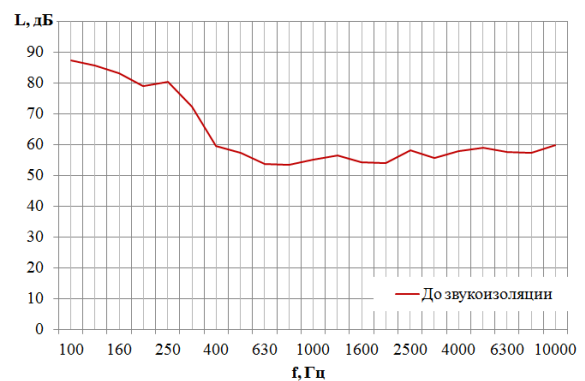


Рисунок 9. Акустический фон на испытательном участке стенда

Требуемый уровень акустического фона на испытательном стенде должен быть не более 60 дБ во всём диапазоне частот. На графике наблюдается превышение нормы до частоты 400 Гц.

Это объясняется тем, что на ёмкость воздействуют внешний шум, от которого стенки ёмкости начинают резонировать и вибрировать. Эти колебания порождают распространение в рабочей жидкости ГДШ. Это вносит существенные помехи на результаты измерений. Поэтому необходимо провести мероприятия по звукоизоляции ёмкости.

4 Звукоизоляция испытательного участка

Первый этап, направленный на снижение акустической помехи, вносимой стендовым оборудованием – звукоизоляция измерительного участка. Для этого предлагается повышение звукоизоляции стенок ёмкости. Внешняя сторона ёмкости покрывается вспененным полимером, который, полимеризуясь на воздухе, образует плотную пористую структуру толщиной до 40 мм. Эта структура представляет собой монолитную обечайку, способствующую поглощению колебаний внешнего акустического воздействия. На рисунке 10 представлен внешний вид ёмкости после нанесения звукоизолирующего материала на внешнюю поверхность.



Рисунок 10. Внешний вид ёмкости после нанесения звукоизолирующего материала

Открытая поверхность ёмкости сверху дополнительно изолировалась листом минеральной ваты толщиной 100 мм.

Внешний вид ёмкости после применения мер по звукоизоляции представлен на рисунке 11.



Рисунок 11. Внешний вид ёмкости после звукоизоляции

Результаты измерений акустического фона до и после звукоизоляции ёмкости представлены на рисунке 12.

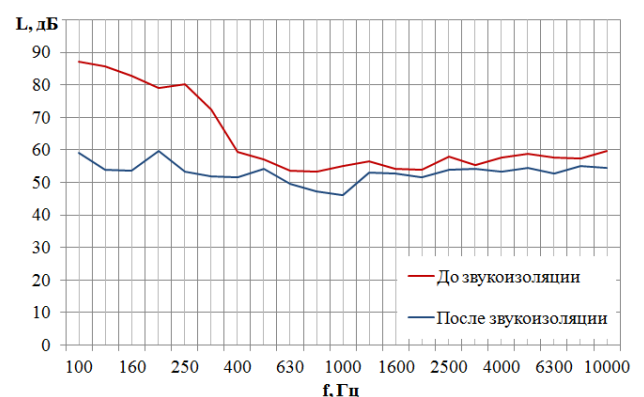


Рисунок 12. Акустический фон на испытательном участке стенда до и после звукоизоляции ёмкости

Как видно из рисунка 13, акустический фон на измерительном участке стенда после применения мер по звукоизоляции ёмкости снизился, и не превышает 60 дБ, что удовлетворяет требованиям.

5 Теоретическое и экспериментальное определение кавитационного режима

При проектировании испытательных стендов для исследования ГДШ дросселирующих элементов ЗРА, помимо снижения стендовых помех, важно правильно рассчитать режим испытаний. Негативным фактором, который создаёт существенные помехи при проведении измерений, является кавитационный процесс [3].

На рисунке 13 показан пример кавитационного явления в ЗРА.

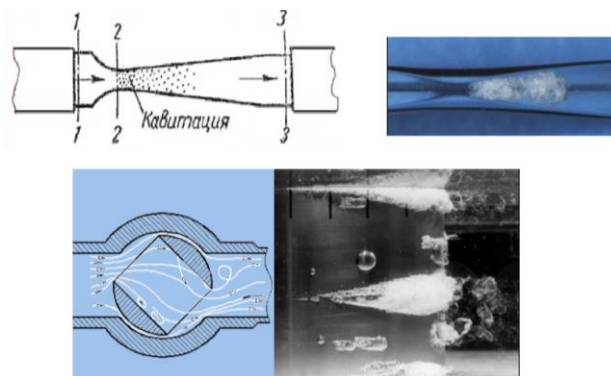


Рисунок 13. Кавитация в ЗРА

Условие возникновения кавитации в одноступенчатых клапанах:

$$p_1 - p_2 \geq 0,6 \cdot (p_1 - p_s),$$

где p_1 – входное давление в Па;

p_2 – давление за клапаном в Па;

p_s – давление насыщенных паров среды в Па.

Необходимо найти величину входного давления p_1 , при котором начинает зарождаться кавитация

$p_s = 2,3388 \text{ КПа} = 2338,8 \text{ Па}$ – давление насыщенных паров воды при температуре 20 °С.

$$p_2 = (p_0 + \rho gh),$$

где: $p_0 = 101325 \text{ Па}$ – атмосферное давление;

$$\rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$g = 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Величина $h = 17 \text{ см} = 0,17 \text{ м}$ – глубина расположения измерительного участка относительно максимального уровня воды в ёмкости. (рисунок 14).

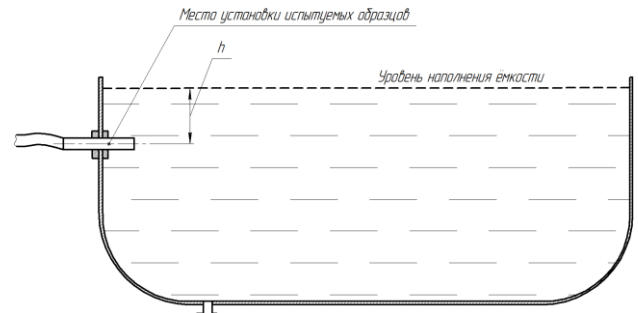


Рисунок 14. Глубина установки испытываемых образцов

Найдём величину p_2 :

$$p_2 = (p_0 + \rho gh) = (101325 + 1000 \cdot 9,8 \cdot 0,17) = 102991 \text{ Па};$$

$$p_1 \geq \frac{p_2 - 0,6p_s}{0,4} \geq \frac{102991 - 0,6 \cdot 2338,8}{0,4} \geq 253969,3 \text{ Па}$$

Получаем, что при $p_1 \geq 253969,3 \text{ Па}$ (2,5 атм.) будут возникать кавитационные процессы, которые создают значительные помехи при испытаниях дроссельных шайб.

Проведем акустическое исследование затопленной струи на двух режимах работы стенда со следующими параметрами: $P_{1вх} = 3,5 \text{ атм.}$, $G_1 = 0,8 \text{ м}^3/\text{час}$ и $P_{2вх} = 1 \text{ атм.}$, $G_2 = 0,45 \text{ м}^3/\text{час}$.

Результаты измерений уровня шума на данных режимах представлены на рисунке 15.

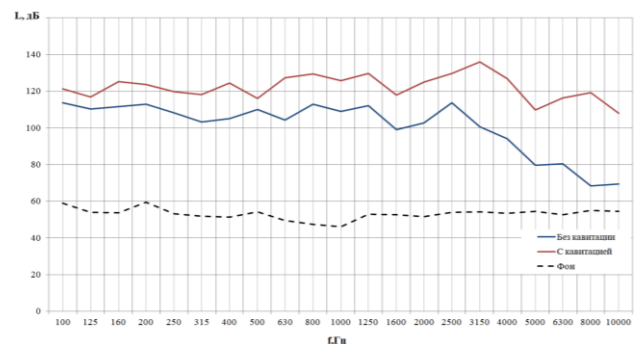
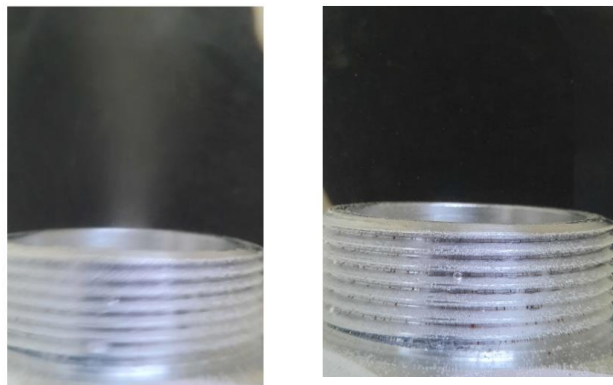


Рисунок 15. Уровень шума дроссельной шайбы при $P_{вх} = 1 \text{ атм.}$, $G = 0,45 \text{ м}^3/\text{час}$

Анализируя полученные спектры, можно увидеть, что на режиме работы с $P_{1вх} = 3,5 \text{ атм}$ за счет увеличения расхода рабочей жидкости увеличится скорость истечения струи и соответственно повышается уровень шума. Однако, в высокочастотном диапазоне (более 4000 Гц) наблюдается

дополнительный прирост уровня шума. Это объясняется наличием кавитационных процессов.

Благодаря конструкции стенда с открытым испытательным участком возможна визуальная оценка поведения потока жидкости (рисунок 16).



а

б

Рисунок 16. Поведение потока жидкости при $P_{1вх}=3,5$ атм и $P_{2вх}=1$ атм

Наличие кавитации на режиме работы с $P_{1вх}=3,5$ атм подтверждается поведением потока с образованием кавитационного облака в месте местного сопротивления.

Для определения максимального давления при проведении испытаний примем кавитационный запас, равный 0,5 атм.

Тогда входное давление p_1 будет равно: $p_1 = 253969,3 - 50000 = 203969,3 \text{ Па} \approx 2 \text{ атм}$.

6 Заключение

В ходе работы был разработан стенд для исследования гидродинамического шума дросселирующих элементов запорно-регулирующей арматуры (ЗРА). Были проведены исследования на наличие стендовых помех и мероприятия по их снижению. Так же был рассчитан режим для экспериментальных образцов, исключающий возникновение кавитационных процессов при экспериментах.

Список использованных источников

- [1] Жамов, Е.А. Основные источники шумообразования в трубопроводной арматуре [Текст] / Е.А. Жамов, С.Ф. Королев // Сб. науч. трудов ЦКБА. – 1977. – С. 37–44.
- [2] Арзуманов, Э.С. Снижение шума и вибрации в регулирующих органах клапанов для высоких перепадов давлений [Текст]/Э.С.Арзуманов, В.Г.Скрипченко, Л.Н.Нисман. – М.: ЦИНТИ химнефтемаш, 1976, серия ХМ–10. 48 с.
- [3] Дейч, М.Е. Техническая газодинамика [Текст]/М.Е. Дейч– М.: Энергия, 1974. – 592 с.

DEVELOPMENT OF A TEST RIG FOR STUDYING THE HYDRODYNAMIC NOISE LEVEL OF THROTTLE PLATES. CALCULATION OF THE CAVITATION-FREE TEST MODE FOR THE THROTTLE PLATE

**E.N.Ermilova
A.N.Vidyaskina
M. A. Ermilov**

Samara University

Moskovskoe shosse, 34
Samara, Russian Federation
443086

makaroff.zhenia2011@yandex.ru

The article presents the development of a test rig for studying the hydrodynamic noise level of throttle plates. The assembled test rig is being investigated for the presence of its self-generated noise. According to the results of the research, measures were taken to reduce self-generated noise of the test rig. To exclude the occurrence of cavitation processes during the experiments, a calculation was carried out to determine the test conditions for the study of throttle plates.

Keywords: test rig; test; self-generated noise; cavitation

References

- [1] Shamov, E. A. Osnovnye istochniki shumooobrazovaniya v truboprovodnoj armature [The main sources of noise formation in pipeline fittings] [Text] / E. A. Shamov, S. F. Korolev // Collection of scientific works of the Central Design Bureau of armature engineering. – 1977. – p. 37-44.
- [2] Arzumanov, E. S. Snizhenie shuma i vibracii v reguliruyushchih organah klapanov dlya vysokih perepadov davlenij [Reducing noise and vibration in the regulating bodies of valves for high differential] [Text]/E. S. Arzumanov, V. G. Skripchenko, L. N. Nisman. - Moscow: TSINTI himneftemash [Central Institute of Scientific and Technical Information and Feasibility Studies for Chemical and Petroleum Engineering], 1976, series HM-10. 48 p.
- [3] Deich, M. E. Tekhnicheskaya gazodinamika [Technical gas dynamics] [Text] / M. E. Deich-Moscow: Energia Publ, 1974. - 592 p.

ИЗМЕРЕНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ОБОЛОЧЕК КРУПНОГАБАРИТНЫХ ИЗДЕЛИЙ ПРИ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЛАЗЕРНЫХ ТРЕКЕРОВ

**Н.А. Сазонникова;
Р.В. Уклеин**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

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

nasazonnikova@yandex.ru
romanfonuklein@yandex.ru

Традиционно в аэрокосмической промышленности точность геометрических форм и аэродинамического контура изделия обеспечивается плазово-шаблонным методом. Контроль точности сборки изделий осуществляется с использованием оптических средств измерения, таких как нивелир и теодолит, в сочетании с нивелировочными линейками, пришедшими в авиастроение из геодезии. Измерения проводятся по реперным точкам, заранее заложенным в изделие на этапе конструирования.

Перспективное и активно развивающееся направление по улучшению качества контроля изготавливаемых летательных аппаратов (ЛА) — это внедрение современных высокоточных координатно-измерительных машин (КИМ) в цикл производства. При проведении контроля геометрии деталей и узлов стационарные КИМ портального типа и мобильные КИМ типа «рука» заменяют традиционные штанген-инструменты и шаблоны, а в операциях сборки и контроля изделия традиционные оптические приборы заменяются на лазерный трекер (laser tracker).

В данной работе рассматривается применение лазерных трекеров для бесконтактного измерения в реальном масштабе времени перемещений оболочек крупногабаритных изделий при статическом нагружении, что позволяет снизить трудоемкость и длительность испытаний, обеспечить высокую точность измерений.

Ключевые слова: контроль геометрических параметров; лазерный трекер; многопозиционный контроль; система опорных точек; оптимальная конфигурация

1 Введение

Проблема создания конструкций РКТ высокого совершенства в прочностном отношении решается на основе системного, комплексного подхода, основу которого составляют математическое и физическое моделирование всех факторов, влияющих на прочность конструкции. При этом решающее значение отводится вопросам нормирования, научного планирования и координации экспериментально-теоретического подтверждения прочности. Нормы прочности, разрабатываемые головными научно-исследовательскими институтами отрасли, определяют общую стратегию выдачи заключения о прочности конструкции, ее весовой оптимизации, унифицируют способы обеспечения запасов

прочности, облегчают взаимную увязку ракетных комплексов и регламентируют методологию задания режимов и способов испытаний. Положение совокупности всех видов прочностных экспериментальных исследований четко определено в общей системе классификации испытаний ракетно-космической техники. В силу разнообразия и широкого круга задач, решаемых ракетами-носителями и космическими аппаратами, сложившейся в течение многих лет специфики предприятий - разработчиков ракетно-космической техники, до последнего времени не утвердилась единая классификационная схема испытаний с однозначной терминологией.

Одной из наиболее важных составляющих статических испытаний крупногабаритных изделий является контроль геометрических параметров.

Трудоемкость и уровень автоматизации измерений перемещений в значительной степени зависят от используемого метода контроля [1–4, 6]. Одной из задач статических испытаний является подтверждение жёсткости изделия. Для решения поставленной задачи как правило используются линейные датчики перемещений. Однако, данный подход не позволяет в полном объеме получить поле перемещений элементов конструкции изделия.

Одним из наиболее ответственных этапов создания любой крупногабаритных изделий аэрокосмической техники являются статические испытания. Как правило, статические испытания проводятся методом поэтапного нагружения испытуемого изделия. При этом в источниках выделяют две основные категории геометрических параметров, подвергаемых контролю:

1) деформации: изменение взаимоположения частей тела, связанное с перемещением друг относительно друга за счёт приложения усилия при котором тело изменяет свои формы;

2) перемещения: изменение положения сечения или всего элемента конструкции в пространстве точки.

Определение деформаций твердого тела осуществляется при помощи тензометрирования. Исходя из определения термина «деформация», её величины могут составлять порядка нескольких микрометров. Если учесть что погрешность измерений лазерного трекера вычисляется по формуле $15+5*x(m)$ мкм, то отсюда можно сделать вывод, что измерение деформаций при помощи ЛТ не представляются возможным, ввиду того что погрешность проводимых измерений выше ем получаемый результат

Для контроля перемещений при статическом нагружении наиболее широкое применение нашли датчики линейного и углового перемещения, которые входят в состав автоматизированных систем контроля.

К преимуществам датчиков перемещений относятся: простота конструкции; возможность получения линейной статической характеристики с высокой точностью; стабильность характеристик; возможность работы на постоянном или переменном токах; малые переходные сопротивления; низкий температурный коэффициент сопротивления.

К недостаткам – возможность отказов из-за наличия скользящего подвижного контакта (окисление, стирание контактной дорожки); сравнительно небольшой коэффициент преобразования и высокий порог чувствительности $\Delta X_{пор} > D_{прв}$; наличие шумов; подверженность электроэрозии под действием импульсных разрядов; ограниченное использование при переменном токе повышенной частоты (до 1 кГц); ограниченность скорости перемещения; низкая износоустойчивость.

К преимуществам лазерных трекеров стоит отнести следующие факторы: высокая чувствительность срабатывания; высокая точность выходных данных; универсальность применения; оперативность получаемых данных; технологичность применения, и как следствие снижение времени подготовки и количества.

К недостаткам относятся: чувствительность к условиям окружающей среды; ограниченная возможность использования ЛТ в динамическом режиме (трекер может отслеживать не более одного отражателя одновременно); высокая себестоимость отражателей.

Схема проведения статических испытаний на прочность крупногабаритного бака, изготовленного из сплава АМг-6, и предназначенного для одного из компонентов топлива вновь проектируемого ракетносителя, изначально предполагала установку изделия в массивный стапель и закрепление на нем большого количества датчиковой аппаратуры с целью определения перемещений элементов конструкции. В данной работе было предложено выполнять измерения в текущем процессе нагружения бесконтактным методом с применением

лазерных трекеров, одновременно фиксируя перемещения большого количества точек на контрольных поверхностях объекта. При этом появилась возможность проведения испытаний бакана территории производственного подразделения без отправки в Испытательный Центр, расположив данный объект непосредственно на технологических ложементов и смонтировав по месту силовую схему нагружения.

В представленном случае рабочие габариты испытываемого изделия не позволяли провести измерения с одной стойки лазерного трекера. Для решения задачи измерения было предложено применение схемы двухпозиционного контроля. Необходимо отметить, что при составлении данной схемы, взаимное расположение отражателей опорной системы точек было выбрано таким образом, чтобы каждая точка обозревалась с любой предполагаемой стойки трекера. Также было учтено, что при многопозиционном контроле, на точность определения дальности и угловых координат, как в режиме интерферометра, так и в режиме абсолютного дальномера, существенное влияние оказывают расстояние от измерительной головки лазерного трекера до отражателя и их взаимное расположение относительно объекта испытаний [5, 7].

2 Лазерный трекер

Лазерный трекер представляет собой совокупность различных механических и оптических компонентов. Схема одной из конструкций трекера приведена на рисунке 1. Прибор имеет две оси вращения вертикальную и горизонтальную оси. В идеальной геометрической конфигурации две оси ортогональны друг другу и пересекаются в точке, служащей началом для сферической системы координат, определенной трекером. Путь лазерного луча от прибора к цели идеально пересекает

начало координат и перпендикулярен транзитной оси. Один кодер угла установлен соосно со стоящей осью для считывания горизонтального угла, в то время как второй кодер установлен соосно с транзитной осью для считывания вертикального угла.

Часть пучка, выходящего из источника (лазерная головка), удерживается в системе в качестве опорного пучка для интерферометрического подсчета границ. Измерительная часть луча отражается от рулевого (следящего) зеркала, попадает в светоотражатель и возвращается на трекер. Часть обратного луча отклоняется на позиционно-чувствительный детектор (PSD), в то время как оставшаяся часть направляется на счетчик границ для оценки дальности. Любое радиальное перемещение SMR фиксируется дальномером. Боковое перемещение SMR приводит к смещению пятна на PSD. Система управления затем использует две оси вращения инструмента, чтобы повторно центрировать пятно на PSD, тем самым постоянно отслеживая цель и, следовательно, обеспечивая угловые координаты цели в реальном времени.

3 Схема измерительной системы

Изначально схема измерения перемещений на баке предполагала установку сети датчиков линейного перемещения, но в целях упрощения методики проведения эксперимента было предложено применение лазерного трекера. На объекте измерений было установлено 20 сферических отражателей диаметром 0,5', по десять отражателей в каждой опоре. Исходя из габаритов изделия становится очевидно, что провести измерения объекта представляется возможным не менее чем с двух позиций. Для определения положения ЛТ в пространстве была спроектирована и применена опорная сеть состоящая из 6 отражателей размером 1,5'. На рисунке 1 показана схема трекера.

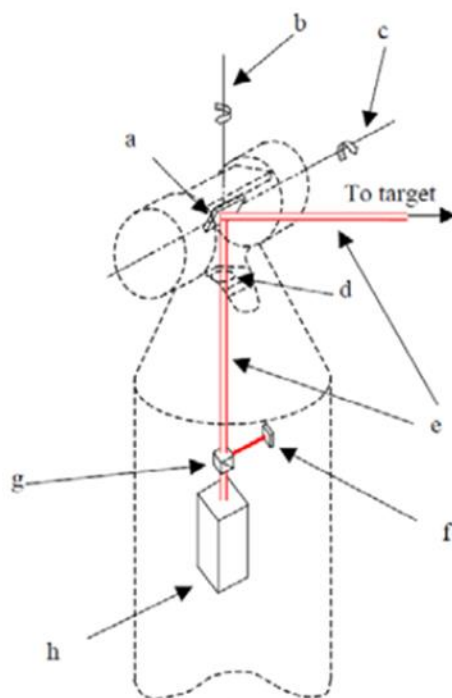


Рисунок 1. Принципиальная схема лазерного трекера
 А – Поворотное зеркало для направления луча; В – Вертикальная (постоянная) ось;
 С – Горизонтальная (поворотная) ось; D – Защитная крышка;
 Е – Лазерный луч; F – Устройство определения положения (УОП) (PSD);
 G – Светоотделитель; H – Интерферометр и источник излучения

На рисунках 2-3 представлена предложенная измерительная система двухпозиционного контроля и система координат, объединяющая все измеренные параметры в рамках данного испытания. Данная схема включает в себя декартовую систему координат, а также определяет

расстояния между стоянками трекера, контролируемыми точками объекта измерений и точками опорной сети. При этом значение функции ошибок, представляющее собой разницу ошибок определения координат опорных и контролируемых точек объекта измерений, должно быть минимальным [7].

4 Методика измерений

Краткая методика измерений по предложенной схеме выглядит следующим образом:

1. бак устанавливается на ложементы, и производится монтаж гидравлических стяжек в районе опор «О» и «О2»;
2. после монтажа стяжек, производится установка Опорной сети;
3. установка отражателей опорах «О» и «О2»;
4. установка и прогрев Трекеров;
5. измерение опорной сети для создания единого пространства измерений в среде ПО;
6. обмер корпуса бака, для создания цифровой модели системы измерений;
7. установка и обмер контрольных точек на опорах объекта измерений;

8. проведение первого этапа измерений: измерения производятся после каждого 10%-го увеличения нагрузки, до тех пор, пока данный показатель не достигнет уровня 70% от максимальной;

9. проведение второго этапа измерений: в интервале от 70% до 90% от максимума показания снимаются спустя каждые 5% нагружения. В ходе снятия показаний каждая точка в опоре измеряется 5 раз после чего производится усреднение результата);

10. проведение визуального контроля объекта;

11. объединение полученных данных в одну систему координат;

12. получение числовых данных отклонений по осям, и построение векторных диаграмм полученных перемещений.

Пример результатов измерений одного из режимов нагружения бака, представлен в виде графика на рисунке 4.

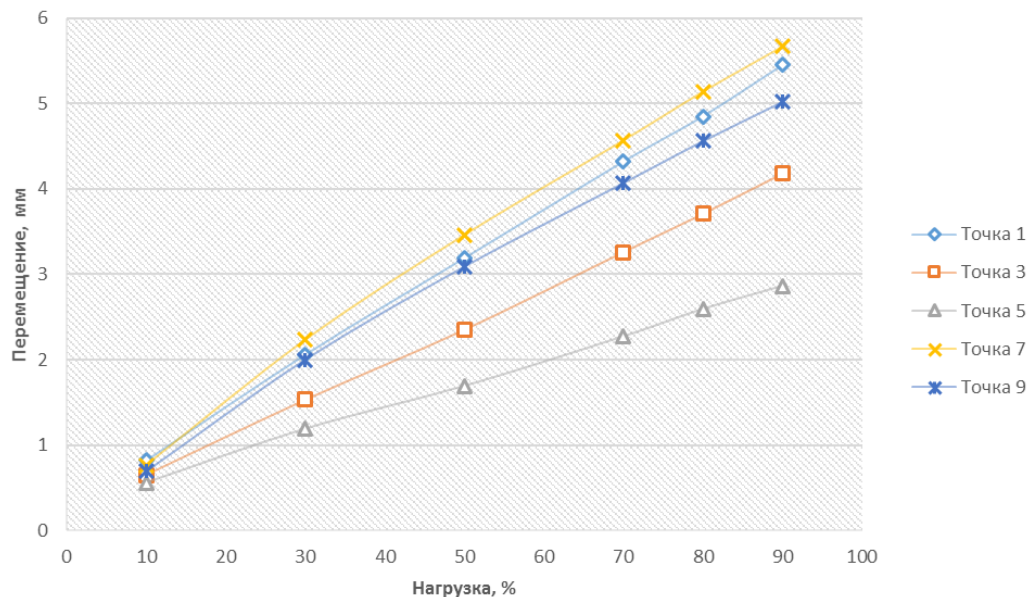


Рисунок 4. Зависимости перемещений от нагружения

5 Заключение

Предложенный метод измерения перемещений при статических испытаниях крупногабаритных изделий позволяет оперативно получать необходимую информацию практически в «полевых

условиях» т.е. без проведения большого объема подготовительных операций по монтажу схемы испытаний в специальном стапеле. При этом снижается длительность и трудоемкость работ, а так же значительно уменьшается объем изготавливаемой испытательной оснастки и количество

используемых линейных датчиков перемещений.

Список использованных источников

- [1] Чепчуров М. С., Карновский Г. Г., Минасова В. Е. Лазерный проекционный контроль формы крупногабаритных изделий //научные технологии и инновации. – 2016. – С. 73-78.
- [2] Токтарбаев А. А. Лазерные системы для измерения геометрических параметров //Academy. – 2019. – №. 1 (40). – С. 28-30.
- [3] Гришанов В. Н., Ойнонен А. А. Современные лазерные измерительные системы в производственном цикле космической техники //Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. – №. 1 (32). – С. 24-35.
- [4] Людоговский П. Л., Комкова М. А. Методы измерений геометрических параметров изделий с помощью лазерных координатно-измерительных систем в современных машиностроительных производствах //Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2016. – №. 4. – С. 165-168.
- [5] Середович А. В., Иванов А. В. Разработка методики определения геометрических параметров РВС по данным лазерного сканирования //Интерэкспо Гео-Сибирь. – 2006. – Т. 1. – №. 2. – С. 160-164.
- [6] Косаревский С. В. Способ контроля геометрических параметров деталей на координатно-измерительной машине с применением перебазирования. – 2010.
- [7] Корж Р. С. Автоматизация построения 3D моделей по результатам лазерного сканирования //Режим доступа: <https://nauchkor.ru/uploads/documents/587d36385f1be77c40d589ba.pdf>.–Дата доступа. – 2021. – Т. 2.

LARGE SIZED PRODUCT SHELLS DISPLACEMENT MEASUREMENT UNDER STATIC LOADING USING LASER TRACKERS

Nadezhda A. Sazonnikova
Roman V. Uklein

Samara National Research University

34, MOSKOVSKOESHOSSE,
SAMARA,
443086, RUSSIAN FEDERATION

nasazonnikova@yandex.ru
romanfonuklein@yandex.ru

In the aerospace industry the accuracy of product geometry and the aerodynamic contour provided traditionally, by the mould loft template method. The assembly accuracy control is carried out using optical measuring instruments, such as a level and a theodolite in combination with leveling rulers came to the aircraft industry from geodesy. Measurements are carried out according to reference points pre-embedded in the product at the design stage.

The introduction of modern high precision coordinate measuring machines (CMM) into the production cycle is promising and actively developing direction to improve the quality of manufactured aircraft. To control the geometry of parts and assemblies, stationary portal-type CMMs and mobile CMMs of the "hand" type replace traditional rod tools and templates, and in the assembly and control operations of the product, traditional optical devices are replaced by a laser tracker.

The aim of this paper is the use of laser trackers for non-contact real-time large-sized product shell displacement measurement under static loading, which makes it possible to reduce the complexity and duration of tests, and ensure high measurement accuracy.

Keywords: *geometric parameters control; laser tracker; multi-position control; reference point system; optimal configuration*

References

- [1] Chepchurov M. S., Karnovsky G. G., Minasova V. E. [Laser projection control of the shape of large-sized products]. In Russian //high-tech technologies and innovations. - 2016. – pp. 73-78.
- [2] Toktarbayev A. A. [Laser systems for measuring geometric parameters]. In Russian //Academy. – 2019. – №. 1 (40). – Pp. 28-30.
- [3] Grishanov V. N., Oynonen A. A. [Modern laser measuring systems in the production cycle of space technology]. In Russian //Bulletin of Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolev (National Research University). – 2012. – №. 1 (32). – Pp. 24-35.
- [4] Ludogovsky P. L., Komkova M. A. [Methods of measuring geometric parameters of products using laser coordinate-measuring systems in modern machine-building industries]. In Russian //Izvestiya higher educational institutions. Aviation equipment. – 2016. – No. 4. – pp. 165-168.
- [5] Seredovich A.V., Ivanov A.V. [Development of a methodology for determining the geometric parameters of RVS according to laser scanning data]. In Russian //Interexpo Geo-Siberia. - 2006. – Vol. 1. – No. 2. – pp. 160-164.
- [6] Kosarevskiy S. V. [A method for controlling the geometric parameters of parts on a coordinate measuring machine using rebasing.] In Russian – 2010.
- [7] Korzh R. S. [Automation of 3D model construction based on laser scanning results] In Russian //Access mode: <https://nauchkor.ru/uploads/documents/587d36385f1be77c40d589ba.pdf>. –Access date. – 2021. – Vol. 2.

Сундуков А. Е.¹,
Сундуков Е. В.²,
Шахматов Е. В.³

¹ ООО «Турбина СК»,
ул. Финская, 96, офис 1, Самара,
443011, Россия

² ПАО «ОДК - Кузнецов»,
Заводское шоссе, 29,
Самара 443009, Россия

³ Самарский национальный
исследовательский
университет имени
академика С. П. Королёва,
Московское шоссе, 34, Самара,
443086, Россия

sunduckov@mail.ru

ВИБРАЦИОННЫЙ ШУМ В ДИАГНОСТИКЕ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ РЕДУКТОРОВ ГТД

Показано, что для планетарных редукторов газотурбинных двигателей вибродиагностика износа его зубьев по интенсивности n -мерного вектора не эффективна из-за низкой интенсивности кратных зубцовых гармоник. Установлено, что интенсивность дисперсии процесса в районе третьей и шестой зубцовых гармоник, при развитии износа, может служить диагностическим признаком данного дефекта.

Ключевые слова: редуктор; износ зубьев; диагностика; вибрационный шум; частотные области кратных зубцовых гармоник

1 Введение

Зубчатые зацепления наряду с подшипниками являются наиболее распространёнными узлами роторных машин. При этом зубчатые зацепления часто определяют их вибрационное состояние [1]. Редуктора авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) являются узлом, который часто определяет их ресурс. [2]. Одним из основных дефектов редукторов ГТД является износ боковых поверхностей их зубьев. Основная опасность данного дефекта связана с тем, что генерируемая при этом вибрация вызывает усталостные поломки элементов конструкции двигателя [3, 4]. Поэтому для обеспечения работоспособности ГТД необходимо располагать соответствующими методами оценки их технического состояния. Общеизвестно, что наиболее эффективной является виброакустическая диагностика [5, 6]. Широко распространённым диагностическим признаком данного дефекта является интенсивность n -мерного вектора от ряда кратных зубцовых гармоник вибрационного процесса [5]. Однако, наши

исследования, выполненные на дифференциальном редукторе одного из турбовинтовых двигателей показали, что кратные гармоники от зубцовой имеют низкую интенсивность, часто близкую к уровню вибрационного шума.

2 Постановка задачи и метод исследований

В работе [7] показано, что погрешности профиля зубьев оказывают существенное влияние на шум зубчатого зацепления. Поэтому была поставлена задача оценки влияния уровня износа боковой поверхности зубьев на интенсивность вибрационного шума. Уровень вибрационного шума оценивался в некоторых частотных областях, включающих частоты, соответствующие кратным зубцовым гармоникам. Исследовался вибрационный процесс с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров турбокомпрессора и вала заднего винта. Ось чувствительности вибропреобразователя ориентирована в вертикальном направлении (ось Y). Исследовалось вибрационное состояние дифференциального редуктора

одного из турбовинтовых двигателей с разной степенью износа боковой поверхности зубьев пары «солнечная шестерня-сателлиты» двигателей, пришедших в ремонт на завод-изготовитель.

При анализе рассматривались четыре варианта износа:

- текущий – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно эвольвенты после последнего ремонта (износ 1);

- текущий полный – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвенты (износ 2);

- текущий суммарный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно эвольвент после последнего ремонта (износ 3);

- суммарный полный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент (износ 4).

При этом, выбирались данные со значимыми величинами коэффициента корреляции (r). Значимость парного коэффициента корреляции проверяется на основе t -критерия Стьюдента [8]. Расчёт параметра t выполняется по соотношению:

$$t = \left[\frac{r^2}{1-r^2} (n-2) \right]^{\frac{1}{2}},$$

где n – объем статистики.

Если $t > t_{кр}$, ($t_{кр}$ – критическое значение, определяемое по соответствующей таблице при заданном значении уровня значимости P и объёма статистики n), коэффициент корреляции признается значимым и даётся заключение о тесной статистической взаимосвязи между исследуемыми параметрами. В технических приложениях принято использовать $P=0,05$.

Представленные далее результаты получены на режимах работы двигателей 0,4 номинального и максимальный. На этих режимах работы двигателя частота вращения ротора практически одинакова, отличается только передаваемая редуктором мощность.

3 Результаты и их обсуждение

Предварительный анализ показал, что значимое изменение интенсивности вибрационного шума (дисперсии) выявлено только для двух частотных зон: 12965-14770 Гц (D_1) и 25000-27800 Гц (D_2). В первой находится частота третьей зубцовой гармоники во второй – шестой. На рисунке 1 представлены экспериментальные данные по оценке влиянию износа на величину D_1 , на рисунках 2-6 на D_2 .

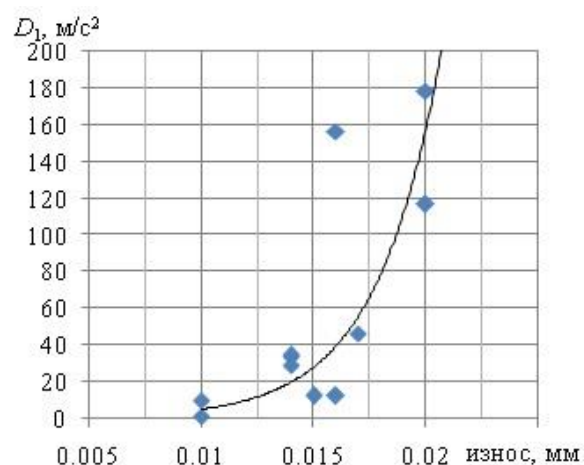


Рисунок 1. Зависимость дисперсии шума на режиме 0,4 номинального от текущего полного износа, $r=0,74$

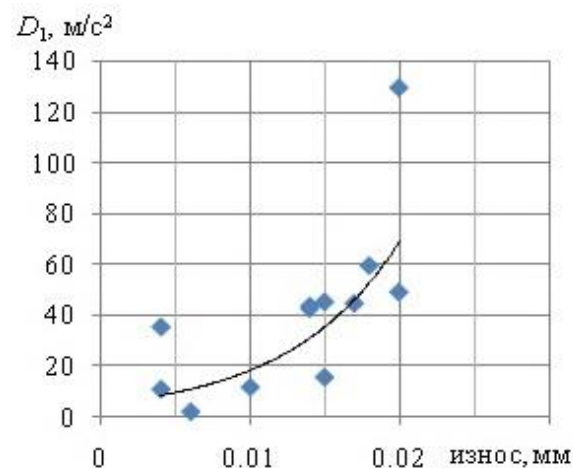


Рисунок 2. Зависимость дисперсии шума на режиме максимальный от текущего износа, $r=0,75$

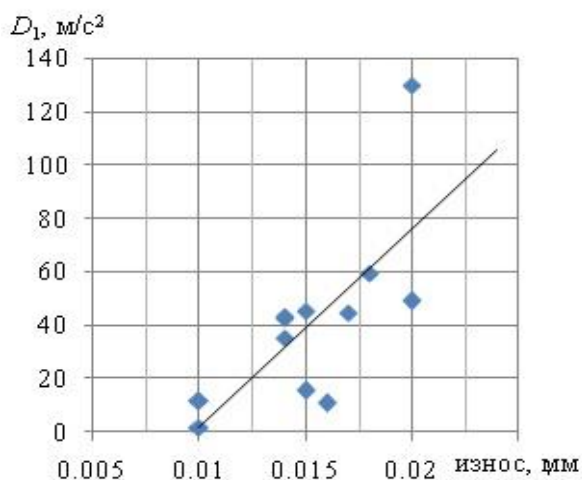


Рисунок 3. Зависимость дисперсии шума на режиме максимальный от текущего полного износа, $r=0,76$

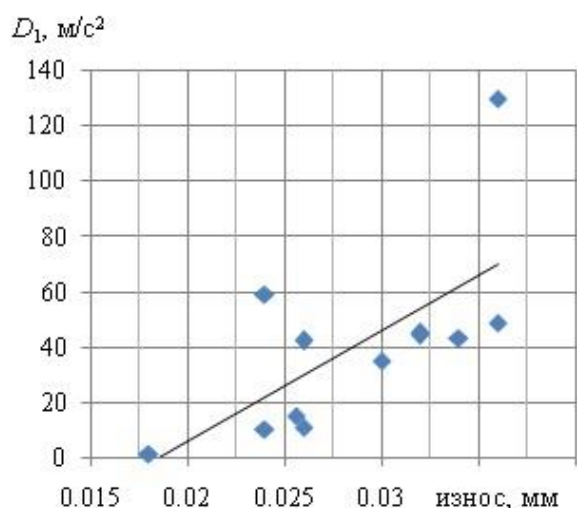


Рисунок 4. Зависимость дисперсии шума на режиме максимальный от суммарного полного износа, $r=0,71$

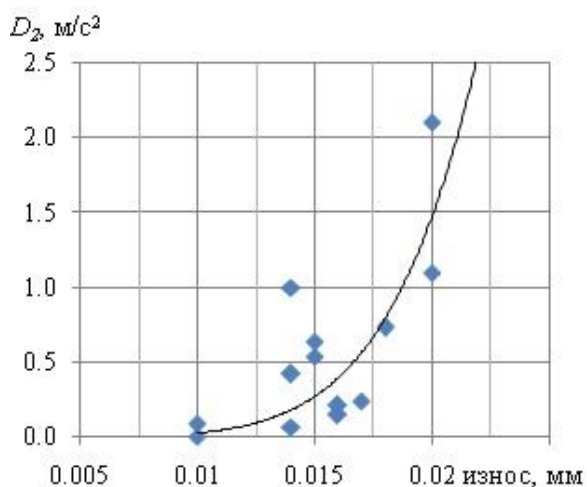


Рисунок 5. Зависимость дисперсии шума на режиме максимальный от текущего полного износа, $r=0,68$

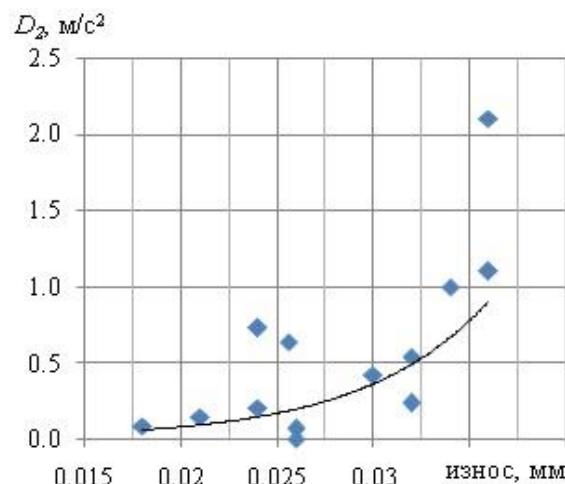


Рисунок 6. Зависимость дисперсии шума на режиме максимальный от суммарного полного износа, $r=0,69$

Соответствующие уравнения аппроксимации имеют вид:

- $y = 0.158e^{344.7x}$;
- $y = 4.614e^{135.2x}$;
- $y = 7421x - 72.52$;
- $y = 4013x - 74.26$;
- $y = 2E+10x^{5.918}$;
- $y = 0.003e^{153.1x}$.

Полученные зависимости имеют как линейный, так и нелинейный характер. Для параметра D_1 получены несколько большие значения коэффициента корреляции. Учитывая, что износ приводит к росту бокового зазора, по 18 отремонтированным двигателям было оценено его влияние на величину исследуемых дисперсий. Наличие этого влияния не выявлено. Значения параметра D_1 для режима работы двигателя 0,4 номинала существенно выше чем для режима максимальный. Данный результат хорошо согласуется с результатами работы [7]. Полученные данные свидетельствуют о том, что изменение состояния боковых поверхностей зубьев изменяет параметры вибрационного сигнала в районе третьей и шестой зубцовой гармоник.

4 Заключение

1. Износ боковых поверхностей зубьев в зубчатой паре изменяет структуру её вибрационного состояния в области кратных зубцовых гармоник.

2. Диагностику износа боковой поверхности зубьев зубчатого зацепления можно выполнять по изменению вибрационного состояния в частотной области третьей зубцовой гармоники и кратных ей.

Список использованных источников

- [1] Liu G., Parker R. Dynamic Modeling and Analysis of Tooth Profile Modification for Multimesh Gear Vibration // Journal of Mechanical Desing. 2008. Vol. 130. No. 12, pp. 121402/1-121402-13. DOI: 10.1115/1.2976803.
- [2] Кравченко И. Ф., Единолич А. Б., Яковлев В. А., Дорофеев В. Л. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений //Авиационно – космическая техника и технология, 2008, №8(55). С. 129 -134.
- [3] Авраменко А. А., Крючков А. Н., Е., Плотников С. М., Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. 2018. Т.17, № 3. С.16-26. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26.
- [4] Курушин М.И., Балякин В.Б., Курушин А.М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Известия Самарского центра РАН. 2014 Т. 16. №4. С. 132-136.
- [5] Неразрушающий контроль: Справочник в 7 т. Под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7 в 2-х кн. Кн. 2. Вибродиагностика. – М.: Машиностроение, 2005. – 829 с.
- [6] Sheinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. – CSL, Knaxville, TN37923, USA.
- [7] Юрузуме, Мизутани, Тсубуку. Погрешности зубчатых передач и шум цилиндрических прямозубых колёс, имеющих погрешности профиля зуба // Конструирование и технология машиностроения. 1979. Т101, №2. С 53-60.
- [8] Соколов Г. А., Сагитов Р. В. Введение в регрессионный анализ и планирование регрессионных экспериментов в экономике. 2010. М.:ИНФРА, 208 с.

GTE GEAR TOOTH WEAR DIAGNOSIS BASED ON VIBRATION NOISE

**Sundukov A.E.¹,
Sundukov E.V.²,
Shakhmatov E.V.³**

¹ Turbina SK, LLC,
Finskaya st. 96, of.1,
Samara, 443011, Russia

² JSC “KUZNETSOV”,
Zavodskoe shosse, 29,
Samara, 443009,

³ Samara National Research University
(Samara University),
34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia

sunduckov@mail.ru

This paper shows that vibration-based tooth wear diagnostics through the intensity of the n-dimensional vector proved to be ineffective for planetary gearboxes of gas turbine engines as it is characterized by low intensity of multiple tooth harmonics. It was found that the intensity of the process dispersion around the third and the sixth tooth harmonic - as wear develops - could serve as a diagnostic indicator of this particular defect.

Keywords: gearbox; tooth wear; diagnostics; vibration noise; frequency regions of multiple tooth harmonics

References

- [1] Liu G., Parker R. Dynamic Modeling and Analysis of Tooth Profile Modification for Multimesh Gear Vibration // Journal of Mechanical Design. 2008. Vol. 130. No. 12, pp. 121402/1-121402-13. DOI: 10.1115/1.2976803.
- [2] I. F. Kravchenko, A. B. Edinovich, V. A. Yakovlev, V. L. Dorofeev. Studying aviation gears of fifth and sixth generation engines - experimental and theoretical results // Aerospace Engineering and Technology, 2008, # 8(55). P. 129 -134.
- [3] A. A. Avramenko, A. N. Kryuchkov, E., S. M. Plotnikov. A.E. Sundukov, E.V. Sundukov. Improving turboprop engine differential reducer gear tooth wear diagnosis based on vibration noise // Samara University Bulletin. Aerospace engineering, technology and mechanical engineering. 2018. V.17, # 3. P.16-26. DOI: 10. 18287/2541-7533-2018-17-3-16-26.
- [4] M.I. Kurushin, V.B. Balyakin, A.M. Kurushin. Causes of the excitation of oscillations in components of turboprop engines with differential reducer - experimental studies // Proceedings of the RAS Samara Center. 2014 V. 16. #4. P. 132-136.
- [5] Non-destructive testing: Handbook in 7 vols. Under the general editorship of V.V. Klyuev. V. 7, 2 books. Book 2. Vibration-based diagnostics. – Moscow, Mechanical Engineering, 2005. – 829 p.
- [6] Sheinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. – CSL, Knaxville, TN37923, USA.
- [7] Yuruzume, Mizutani, Tsubuku. Transmission errors and noise of spur gears having uneven tooth profile errors // Journal of Mechanical Design. 1979. V101, #2. p. 53-60.
- [8] G.A. Sokolov, R. V. Sagitov. Introduction to regression analysis and planning of regression experiments in economics. 2010. Moscow, INFRA, 208 p.