

Динамика и виброакустика



Dynamics and vibroacoustics

ISSN 2409-4579

Том 11 - №1 - 2025 год



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

ISSN 2409-4579 (Online)

Динамика и виброакустика

**Том 11
Выпуск №1**

2025



**САМАРСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва

Динамика и виброакустика

Т. 11, №1, 2025

Дата выхода в свет: 30 апреля 2025 г.

Учредитель и издатель журнала: федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва» (Самарский университет), Московское шоссе, 34, 443086, г. Самара, Российская Федерация.

Издание зарегистрировано Федеральной службой по надзору в сфере связи, регистрационный номер и дата принятия решения о регистрации: серия Эл №ФС77-74602 от 21 января 2019 г.

Журнал включен **ВАК РФ** в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук, с 11.07.2023 г. Индексируется в библиографической базе данных РИНЦ (НЭБ eLIBRARY.ru).

Журнал издаётся с 2014 г. Выходит 4 раза в год.

ISSN 2409-4579 (Online)

Главный редактор

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

Заместители главного редактора

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

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

Ответственный секретарь и технический редактор

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

Редакционная коллегия:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Адрес редакции: 443086, г. Самара, ул. Гая, 43, 324 ауд.

Адрес для корреспонденции: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), 14 корпус, 324 ауд.

Тел: 8 (846) 267 47 66

e-mail: dynvibro@ssau.ru

www: <https://dynvibro.ru>

© Самарский университет, 2025

Цена свободная

16+

ISSN 2409-4579 (Online)

Journal of Dynamics and Vibroacoustics

Volume 11
Issue №1

2025



SAMARA
UNIVERSITY

Samara National
Research University

Journal of Dynamics and Vibroacoustics

V. 11, №1, 2025

Release date: April 30, 2025

Publisher and Founder: Samara National Research University, 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russian Federation.

Certificate of registration of means of mass media Эл №ФС77-74602 dated 21.01.2019, issued by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Media.

The Journal is included by the HAC in the List of leading scientific editions, where basic scientific results of theses for the degree of Candidate of Sciences, for the degree of Doctor of Sciences should be published, from 11.07.2023.

Indexing in database Scientific Electronic Library eLIBRARY.ru.

Published since 2014.

4 issues per year.

ISSN 2409-4579 (Online)

Editor-in-chief:

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

Deputy editor-in-chief:

A. I. Ermakov – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU)

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

Executive Editor and Technical Editor

E. N. Ermilova – Engineer, Samara University (Samara, RU)

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.), Avrova Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, RU)

A. G. Gimadiev – Doctor of Sciences (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 Sciences (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 Sciences (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)

Editorial address: room 324, 43, Gaya street, Samara, 443086

Address for correspondence: 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russian Federation, Samara National Research University (room 324, building 14)

Phone: 8 (846) 267 47 66

e-mail: dynvibro@ssau.ru

www: <https://dynvibro.ru>

© Samara University, 2025

Free price

16+

СОДЕРЖАНИЕ

Выбор марки материала и твёрдости рабочей поверхности зубьев динамически нагруженных зубчатых передач

И. С. Барманов

7

Моделирование автоматизированной системы коррекции перемещений инструментального центра промышленного робота-манипулятора при выполнении технологических операций по сложному криволинейному контуру

Н. А. Сазонникова, В. Н. Илюхин, Е. К. Ермаков, Д. А. Мезенцев

14

Увеличение долговечности роторных подшипников газотурбинного двигателя с воздушно-топливной системой смазки

В. Н. Климов, С. В. Фалалеев

27

Влияние сил упругого псевдопроскальзывания колёсных пар на возникновение ударных импульсов в поезде

Д. В. Морозов, И. Ю. Ермоленко, А. А. Пыхалов

40

Энергетическая математическая модель авиационного блока передачи мощности

С. Ю. Константинов, Д. А. Кудерко, Н. А. Поляков, В. А. Целищев

51

Определение дополнительных напряжений в коленчатом вале поршневого компрессора от действий вынужденных крутильных колебаний при резонансе

П. Н. Капустин

62

Влияние различных методов поверхностного пластического деформирования на многоцикловую усталость образцов с надрезами

В. Ф. Павлов, В. П. Сазанов, В. С. Вакулук, О. Ю. Семёнова, И. Ю. Коваль

78

Автоматизация стенда по исследованию магнитного гистерезиса демпфера на основе многослойного магнитореологического эластомера

В. С. Табакаев, А. М. Базиненков, Л. В. Костин

87

Определение бокового зазора шестерён планетарного редуктора как источника вибрации в ГТД с использованием сигнала штатного тахометра

А. Е. Сундуков, Е. В. Шахматов

96

Анализ сигналов вибрации малоразмерных авиадвигателей на основе совместного время-частотного метода

Май Синь, Хуэй Цинь, Чжифэн Е, Линьян Ван

105

CONTENTS

Selection of the material grade and hardness of the working surface of the teeth of dynamically loaded gears	
<i>I. S. Barmanov</i>	7
Modeling of an automated system for correction of the tool center point displacement of an industrial robotic manipulator during the execution of technological operations along a complex curved contour	
<i>N. A. Sazonnikova, V. N. Ilyukhin, E. K. Ermakov, D. A. Mezentsev</i>	14
Increasing the longevity of rotary bearings in gas turbine engines with air-fuel lubrication systems	
<i>V. N. Klimov, S. V. Falaleev</i>	27
Influence of forces of elastic pseudo-slippage of wheel pairs on the occurrence of shock pulses in the train	
<i>D. V. Morozov, I. Yu. Ermolenko, A. A. Pykhalov</i>	40
Energy mathematical model of an aircraft power transfer unit	
<i>S. Y. Konstantinov, D. A. Kuderko, N. A. Polykov, V. A. Tselischev</i>	51
Determination of additional stresses in the crankshaft of a reciprocating compressor caused by forced torsional vibrations at resonance point	
<i>P. N. Kapustin</i>	62
Effect of different surface plastic deformation methods on high-cycle fatigue of notched specimens	
<i>V. F. Pavlov, V. P. Sazanov, V. S. Vakulyuk, O. Y. Semenova, I. Y. Koval'</i>	78
Automation of a test bench for studying the magnetic hysteresis of a damper based on multilayer magnetorheological elastomer	
<i>V. S. Tabakaev, A. M. Bazinenkov, L. V. Kostin</i>	87
Determination flank clearance of gears of a planetary gearbox as a vibration source in a gas turbine engine using a standard tachometer signal	
<i>A. E. Sundukov, E. V. Shakhmatov</i>	96
Analysis of vibration signals of micro-size aircraft engines based on joint time-frequency method	
<i>Mai Xin, Hui Qin, Zhifeng Ye, Lingyan Wang</i>	105



Выбор марки материала и твёрдости рабочей поверхности зубьев динамически нагруженных зубчатых передач

И. С. Барманов

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры основ конструирования машин (Самарский университет), доцент кафедры «Механика» (СамГТУ); Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, Самарский государственный технический университет, г. Самара;
email: isbarmanov@mail.ru

Цель исследования – совершенствование методик проектирования зубчатых передач. Задачей, решению которой посвящена статья, является установление функциональных зависимостей между твёрдостью рабочей поверхности зубьев зубчатых передач и условиями работы. Методы исследования основаны на теории прочности, теории упругости, механике контактного взаимодействия. Новизна работы заключается в установлении функциональных зависимостей между твёрдостью рабочей поверхности зубьев и основными исходными данными (мощность и частота вращения шестерни); выявлении влияния мощности и частоты вращения шестерни на выбор твёрдости поверхности зубьев. Результаты исследования: проведены расчёты габаритных размеров цилиндрической прямозубой передачи из условия контактной прочности; определены диапазоны значений твёрдости рабочей поверхности зубьев; установлены функциональные зависимости между заданной мощностью, частотой вращения и твёрдостью поверхности зубьев; построена номограмма по определению минимального значения твёрдости рабочей поверхности зубьев в зависимости от мощности и частоты вращения шестерни. Полученные результаты позволяют при заданных значениях мощности и частоты вращения определить минимальную твёрдость рабочей поверхности зубьев и выбрать соответствующий материал и вид термообработки при проектных расчётах динамически нагруженных зубчатых передач.

Ключевые слова: зубчатая передача; термообработка; твёрдость поверхности; расчёт на прочность; габаритные размеры

Цитирование: Барманов, И. С. Выбор марки материала и твёрдости рабочей поверхности зубьев динамически нагруженных зубчатых передач / И. С. Барманов // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 7–13. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-7-13

Введение

Для получения наилучших характеристик зубчатых передач при проектировании решаются многокритериальные задачи. Оптимального результата можно добиться применением различных вычислительных инструментов, автоматизацией расчёта и трёхмерным моделированием.

В работах [1, 2] для получения оптимальных габаритных размеров цилиндрической передачи используется редактор EXCEL. В работе [3] применяется система автоматизирован-

ного проектирования для расчёта и конструирования зубчатых передач, реализованная в MATLAB. В условиях развития отечественных продуктов применяются такие продукты как T-FLEX [4, 5], WinMachine [6]. Подобные системы проектирования позволяют получить оптимальный результат с минимальными затратами ресурсов. Помимо размеров и параметров зубчатых передач важно также разработать конструкцию, удовлетворяющую требованиям работоспособности. Для этих целей разрабатываются твердотельные модели деталей и узлов зубчатых передач с применением таких продуктов как КОМПАС, SolidWorks, NX, Autodesk, Catia и пр. [7, 8]. Лучших результатов удаётся добиться при комплексном проектировании деталей зубчатой передачи – валов, опорных узлов и т.д. В работах [9-11] решаются вопросы проектирования различных типов редукторов с применением модулей расчёта передач и их узлов. Комплексный расчёт позволяет оценить работоспособность не только передачи, но и других критических её элементов. Рассмотренные и подобные инструменты существенно сокращают трудоёмкость расчётов при проектировании и позволяют добиваться наилучших результатов, также появляется возможность наглядного представления результатов и их анализ [12].

При реализации рассмотренных средств проектирования актуальным остаётся вопрос выбора материалов для зубчатых колес. Диапазон выбора механических характеристик достаточно широк, в связи с чем необходимо иметь рекомендации по выбору материала и его характеристик. В работах [13, 14] рассматривались вопросы выбора материалов и влияние механических характеристик на размеры, массу, стоимость и другие качественные характеристики передач. Однако, не было выработано рекомендаций по их выбору в зависимости от условий работы и назначения зубчатых передач.

1 Исходные данные, модель и метод исследования

Для разработки рекомендаций по выбору материалов зубчатых колёс были проведены исследования влияния твёрдости поверхности зубьев на габаритные размеры передачи. Исследования проводились для цилиндрических прямозубых передач с использованием методики расчёта [15] и справочных данных [16].

Исследования проводились при следующих исходных данных: степень точности – 7; коэффициент ширины зубчатых колес относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0,3$; передаточное число $U = 2,2$; запас прочности по контактным напряжениям $S_H = 1,1$; коэффициент неравномерности по ширине зуба $K_\beta = 1$; коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$; твёрдость рабочей поверхности зубьев $HB = 170...600$; частота вращения шестерни $n = 500; 1000; 2000; 3000; 5000; 7500; 10000; 15000$ об/мин; мощность $P = 0,1; 0,5; 1; 3; 5; 8; 12; 15; 20; 25; 40; 60; 90; 120; 150; 180; 220; 280; 340; 400$ кВт.

Межосевое расстояние определялось по формуле:

$$a_w = 48,9(U + 1) \sqrt[3]{\frac{TK_H}{\psi_{ba}U[\sigma_H]^2}},$$

где $T = 9,55 \cdot 10^6 P/n$ – крутящий момент; $K_H = K_\beta K_V$ – коэффициент нагрузки; K_V – коэффициент динамической нагрузки; $[\sigma_H] = \sigma_{Hlimb} K_{HL} / S_H$ – допускаемые контактные напряжения; σ_{Hlimb} – базовый предел выносливости.

Коэффициент нагрузки предварительно принимался $K_H = 1$, далее, определив ориентировочный диаметр шестерни $d_{w1} = 2a_w / (U + 1)$, рассчитывалась окружная скорость и уточ-

нялись коэффициент нагрузки и габаритные размеры. Такой подход позволил повысить достоверность проводимых исследований, поскольку зависимость между габаритными размерами и исходными данными является неявно выраженной – коэффициент нагрузки K_H зависит от окружной скорости, а окружная скорость зависит от диаметра шестерни. При высоких окружных скоростях расчёт не проводился, поскольку невозможно определить коэффициент динамической нагрузки по справочным данным. Базовый предел выносливости принимался по таблице 1.

Таблица 1 – Механические свойства материалов

Марка стали	Термообработка	HV	$\sigma_{H \lim b}$, МПа
Ст. 40, 45, 40X, 40XH, 35XM	Нормализация, улучшение	170	410
		220	510
		300	670
Ст. 40X, 40XH, 35XM	Объемная, поверхностная закалка	450	960
		550	1140
Ст. 12ХН3А, 25ХГТ, 20X, 20ХН3А	Цементация	600	1380

2 Результаты

В таблице 2 представлены значения твёрдости поверхности зубьев, при которых возможен расчёт зубчатой передачи при различных значениях мощности и частоты вращения шестерни.

Таблица 2 – Значения твёрдости HV при различных условиях работы

Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин								
	500	1000	2000	3000	5000	7500	10000	15000	
0,1	любая								
0,5									
1									
3									
5									
8	любая				≥ 220		≥ 300	≥ 450	
12					≥ 300		≥ 450		≥ 550
15					≥ 220				
20	любая				≥ 300		≥ 450	≥ 550	
25					≥ 450			600	
40					≥ 220			≥ 450	≥ 550
60	≥ 300		600						
90	≥ 220		≥ 450	≥ 550					
120	≥ 300			600					
150	≥ 450			≥ 550		X			
180			600						
220			600						
280	≥ 220		≥ 450		X				
340			≥ 450						
400			≥ 450						

Для наглядности были построены графические зависимости мощности от частоты при минимально возможных значениях твёрдости согласно данным таблицы 2. Данные зависимости были аппроксимированы степенной функцией вида:

$$P = \frac{a}{n^b},$$

где a , b – константы.

Получилась номограмма по определению минимального значения твёрдости рабочей поверхности зубьев в зависимости от заданных значений мощности и частоты вращения входного вала зубчатой передачи (рисунок 1). В таблице 3 приведены значения констант и достоверность аппроксимации R^2 . Средние значения констант составили $\bar{a} = 18,8 \cdot 10^8$, $\bar{b} = 1,964$.

Таблица 3 – Значения констант аппроксимации

HB	a	b	R^2 , %	$\bar{a}$	$\bar{b}$
220	$10 \cdot 10^8$	2,155	99,9	$18,8 \cdot 10^8$	1,964
300	$2 \cdot 10^8$	1,91	99,8		
450	$2 \cdot 10^8$	1,853	99,7		
550	$20 \cdot 10^8$	1,897	97		
600	$60 \cdot 10^8$	2,007	98,5		

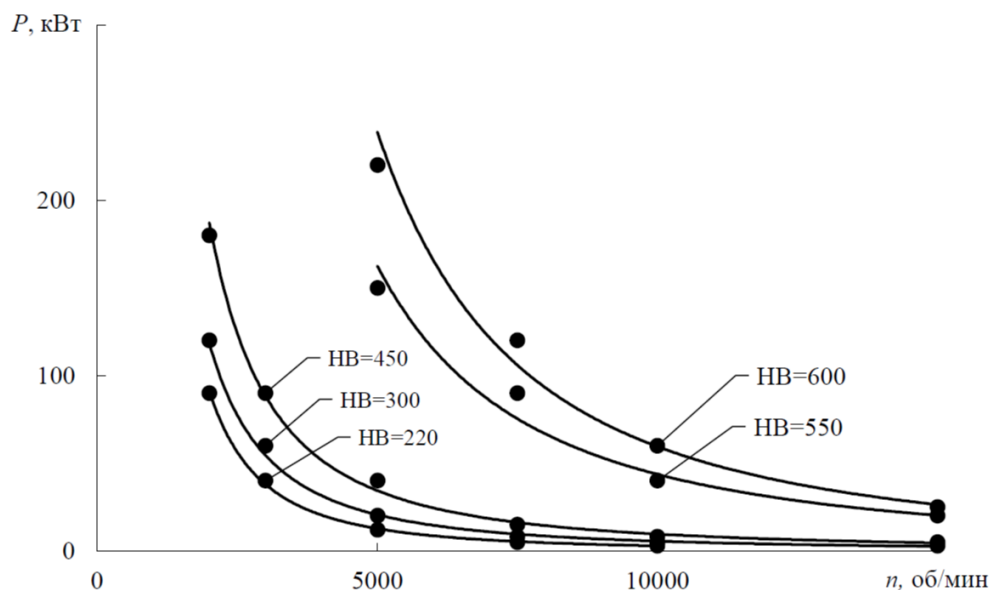


Рисунок 1 – Номограмма по определению минимального значения твёрдости рабочей поверхности зубьев

Заключение

Получена номограмма по определению минимального значения твёрдости рабочей поверхности зубьев в зависимости от заданных значений мощности и частоты вращения входного вала зубчатой передачи. Номограмма позволяет по значению твёрдости поверхности зубьев выбирать марку стали и вид термообработки зубчатых колес при проектировании зубчатой передачи. Окончательный выбор соответствующих значений твёрдости, марки материала и вида термообработки должен осуществляться с учётом других влияющих факторов – степень точности, технологические возможности и ограничения, специальные требования,

например минимальные масса и пр. Поэтому целесообразно также провести исследования дополнительных факторов, влияющих на выбор механических характеристик материалов зубчатых колес.

Список использованных источников

1. Битюцких, О. К. Расчет и проектирование вала и зубчатой передачи с использованием программы MICROSOFT EXCEL / О. К. Битюцких, О. Ю. Бережная, А. В. Маркин // Труды III Всероссийской научно-практической конференции «Проектирование механизмов и машин». – Воронеж: Воронежский государственный технический университет, 2009. – С. 105-108.
2. Юдкин, Ю. П. Проектирование прямозубых цилиндрических передач в диалоговом режиме в редакторе MICROSOFT EXCEL / Ю.П. Юдкин, А.Л. Григорьев; Тульский государственный университет. – Тула, 2005. – 10 с. – деп. в ВИНТИ 25.04.2005 № 597-B2005.
3. Софина, С. Н. Автоматизация расчета цилиндрических зубчатых передач с использованием MATLAB / С. Н. Софина, Ю. И. Привалова // Техника и технологии строительства. – 2016. – № 2(6). – С. 13.
4. Кудяев, С. П. Проектирование зубчатых передач в среде T-FLEX/Расчеты / С. П. Кудяев, Е. А. Вознесенский // Сборник материалов III Всероссийской научно-практической конференции «Организационные, философские и технические проблемы современных машиностроительных производств». – Саранск: Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева, 2004. – С. 173-174.
5. Воронков, В. T-FLEX Зубчатые передачи – новое приложение комплекса T-FLEX PLM для проектирования, анализа и расчета зубчатых передач / В. Воронков, П. Гончарова // САПР и графика. – 2021. – №3(293). – С. 33-36.
6. Партко, С. А. Проектирование планетарных передач в отечественных CAD/CAE APM WINMACHINE и КОМПАС-3D / С. А. Партко // Материалы V Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии в науке и образовании». – Ростов на Дону: ООО «ДГТУ-Принт», 2017. – С. 552-556.
7. Логвин, А. И. Проектирование и расчет сборочного узла планетарной передачи в ПК SolidWorks / А. И. Логвин, В. А. Ковпанько // Сборник тезисов научной студенческой конференции «Неделя науки – 2022». – Брест: Брестский государственный технический университет, 2022. – С. 61.
8. Лашков, В. А. Трехмерное проектирование и инженерный анализ элементов конического редуктора в системе AUTODESK INVENTOR / В. А. Лашков, Ф. А. Калимуллин, О. Р. Каратаев, Р. А. Усманов // Вестник технологического университета. – 2020. – Т. 23, №5. – С. 94-97.
9. Лашков, В. А. Расчет и проектирование конического редуктора в модуле APM DRIVE / В. А. Лашков, С. Г. Кондрашева, Р. Р. Халимбаев // Вестник технологического университета. – 2016. – Т. 19, №20. – С. 141-142.
10. Лашков, В. А. Проектирование и инженерный анализ механизмов в CAD/CAE системах / В. А. Лашков, А. С. Сорокин, С. Г. Кондрашева, Е. А. Ганин // Вестник технологического университета. – 2018. – Т. 21, №20. – С. 139-142.
11. Лашков, В. А. Автоматизированное проектирование двухступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора в система APM WINMACHINE / В. А. Лашков, С. Г. Кондрашева, Д. А. Хамидуллина // Вестник технологического университета. – 2020. – Т. 23, №3. – С. 106-109.
12. Дюмин, В. А. Некоторые геометрические аспекты расчета и визуализации результатов при проектировании зубчатых передач / В. А. Дюмин, Б. В. Марфин, Д. Е. Тихонов-Бугров // Труды десятой общероссийской научно-практической конференции «Инновационные технологии и технические средства специального назначения». – Санкт-Петербург: Балтийский государственный технический университет «Военмех» им. Д. Ф. Устинова, 2018. – Т. 1. – С. 106-111.
13. Петракова, Е. А. О целесообразности выбора высоколегированных сталей для зубчатых пар в закрытых передачах / Е. А. Петракова, М. У. Ахмедов, М. А. Молоканов // Справочник. Инженерный журнал. – 2018. – №10 (259). – С. 18-28.
14. Петракова, Е. А. Прогнозирование основных размеров одноступенчатых цилиндрических редукторов на ранних этапах проектирования / Е. А. Петракова, В. А. Суматохин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – №3. – С. 386-395. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-386-395.
15. Алгоритмизированный расчет зубчатых передач привода : метод. указания / Д. С. Коднир, М. И. Курушин, В. Н. Васин, А. Н. Тихонов. – Куйбышев: Куйб. ав. инс-т, 1984. – 30 с.
16. Расчет на прочность цилиндрической зубчатой передачи на ЭВМ : метод. указания / Е. П. Жильников, А. Н. Тихонов. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 1996. – 24 с.

Selection of the material grade and hardness of the working surface of the teeth of dynamically loaded gears

I. S. Barmanov

Candidate of Science (Engineering), Associate Professor;
Samara National Research University, Samara Polytech, Samara,
Russian Federation;
email: isbarmanov@mail.ru

The purpose of the study is to improve the design methods of gears. The problem, the solution of which the article is devoted to, is to establish functional dependencies between the hardness of the working surface of the gear teeth and operating conditions. The research methods are based on the theory of strength, Elasticity theories, Mechanics of contact interaction. The novelty of the work lies in the establishment of functional dependencies between the hardness of the working surface of the teeth and the basic initial data (power and rotation frequency of the gear); identification of the effect of the power and rotation frequency of the gear on the choice of hardness of the surface of the teeth. The results of the study - the overall dimensions of the spur cylindrical gear were carried out based on the contact strength condition; the ranges of the hardness values of the working surface of the teeth were determined; the functional dependencies between the given power, frequency of rotation and hardness of the surface of the teeth were established; a nomogram was constructed to determine the minimum value of the hardness of the working surface of the teeth, depending on the power and rotation frequency of the gear. The obtained results make it possible to determine the minimum hardness of the working surface of the teeth at given power and speed values and to choose the appropriate material and type of heat treatment for the design calculations of dynamically loaded gears.

Keywords: gear transmission; heat treatment; surface hardness; strength calculation; dimensions

Citation: Barmanov, I. S. (2025), "Selection of the material grade and hardness of the working surface of the teeth of dynamically loaded gears", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 7-13. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-7-13. (In Russian; abstract in English).

References

1. Bytyutskikh, O. K., Berezhnaya, O. Yu. and Markin, A. V. (2009), "Calculation and design of the shaft and gear transmission using the program MICROSOFT EXCEL", *Proceedings of the III All-Russian scientific-practical conference "Design of mechanisms and machines"*, Voronezh State Technical University, Voronezh, pp. 105-108. (In Russian)
2. Yudkin, Yu. P. and Grigoriev, A. L. (2005), *Proektirovanie pryamozubykh tsilindricheskikh peredach v dialogovom rezhime v redaktore MICROSOFT EXCEL* [Desing straight-toothed cylindrical gears in on-line mode in the editor of MICROSOFT EXCEL], Tula State University; dep. in VINITI, 597-B2005, 25.04.2005, 10 p. (In Russian)
3. Sofina, S. N. and Privalova, Yu. I. (2016), "Automation of calculation of cylindrical gears using MATLAB", *Construction technique and technology*, № 2(6), p. 13. (In Russian)
4. Kudaev, S. P. and Voznesenskiy, E. A. (2004), "Desing gears in the T-FLEX environment / Calculations", *Collection of materials of the III All-Russian scientific and practical conference "Organizational, philosophical and technical problems of modern machine-building industries"*, Mordovian National Research State University named after N. P. Ogarev, Saransk, pp. 173-174. (In Russian)
5. Voronkov, V. and Goncharov, P. (2021), "T-FLEX Gear – a new application of the T-FLEX PLM complex for design, analysis and calculation of gears", *CAD and schedule*, №3(293), pp. 33-36. (In Russian)
6. Partko, C. A. (2017), "Designing planetary transmissions in domestic CAD/CAE APM WINMACHINE and KOMPAS-3D", *Materials of the V International scientific and practical conference "Innovative technologies in science and education"*, LLC "DGTU-Print", Rostov-on-Don, pp. 552-556. (In Russian)
7. Logwin, A. I. and Kovpan'ko, V. A. (2022), "Design and calculation of the planetary transmission assembly node in SolidWorks", *Collection of abstracts of the scientific student conference "Science Week – 2022"*, Brest State Technical University, Brest, pp. 61. (In Russian)

8. Lashkov, V. A., Kalimullin, F. A., Karataev, O. R. and Usmanov, R. A. (2020), "Three-dimensional design and engineering analysis of conical gearbox elements in the AUTODESK INVENTOR system", *Herald of Technological University*, vol. 23, №5, pp. 94-97. (In Russian)
9. Lashkov, V. A., Kondrasheva, S. G. and Khalimbaev, R. R. (2016), "Calculation and design of a conical gearbox in the APM DRIVE module", *Herald of Technological University*, vol. 19, №20, pp. 141-142. (In Russian)
10. Lashkov, V. A., Sorokin, A. S., Kondrasheva, S. G. and Ganin, E. A. (2018), "Design and engineering analysis of mechanisms in CAD/CAE systems", *Herald of Technological University*, vol. 21, №20, pp. 139-142. (In Russian)
11. Lashkov, V. A., Kondrasheva, S. G. and Khamidullina, D. A. (2020), "Automatized design of a two-stage cylindrical straight-tooth gearbox in the APM WINMACHINE system", *Herald of Technological University*, vol. 23, №3, pp. 106-109. (In Russian)
12. Dyumin, V. A., Marfin, B. V. and Tikhonov-Bugrov, D. E. (2018), "Some geometric aspects of calculation and visualization of results in the design of gears", *Proceedings of the tenth all-Russian scientific and practical conference "Innovative technologies and technical means of special purpose"*, Baltic State Technical University "Voenmech" named after D. F. Ustinov, Saint-Petersburg, vol. 1, pp. 106-111. (In Russian)
13. Petrakova, E. A., Akhmedov, M. U. and Molokanov, M. A. (2018), "On the feasibility of choosing high-alloy steels for serrated pairs in closed transmissions", *Directory. Engineering Journal*, №10 (259), pp. 18-28. (In Russian)
14. Petrakova, E. A. and Sumatokhin, V. A. (2019), "Forecasting the main sizes of single-stage cylindrical reducers in the early stages of design", *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, №3, pp. 386-395. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-386-395. (In Russian)
15. Kodnir, D.S., Kurushin, M. I., Vasin, V. N. and Tikhonov, A. N. (1984), *Algoritmizirovannyi raschet zubchatykh peredach privoda : metod. ukazaniya* [Algorithmized calculation of gear drive], Kuibyshev Aviation Institute, Kuibyshev, 30 p. (In Russian)
16. Zhil'nikov, E. P. and Tikhonov, A. N. (1996), *Raschet na prochnost' tsilindricheskoy zubchatoy peredachi na EVM : metod. ukazaniya* [Calculation of the strength of the cylindrical gear on the computer], Samara State Aerospace University, Samara, 24 p. (In Russian)



Моделирование автоматизированной системы коррекции перемещений инструментального центра промышленного робота-манипулятора при выполнении технологических операций по сложному криволинейному контуру

Н. А. Сазонникова	доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика РАН Владимира Павловича Шорина; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; email: nasazonnikova@yandex.ru
В. Н. Илюхин	кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика РАН Владимира Павловича Шорина; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; email: iwnik@yandex.ru
Е. К. Ермаков	аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика РАН Владимира Павловича Шорина; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; email: ermk.egor@yandex.ru
Д. А. Мезенцев	инженер-электроник электронного отдела инжинирингового центра СамГМУ; Самарский государственный медицинский университет, г. Самара; email: cururum@mail.ru

Внедрение робототехнических комплексов значительно увеличивает производительность и безопасность производственных процессов. Однако роботы-манипуляторы не всегда обеспечивают высокую точность выполнения технологических операций из-за кинематической погрешности. Разработка системы корректировки должна учитывать специфику выполняемых операций для обеспечения необходимой точности. В данной работе представлено численное моделирование системы для инкрементального формообразования на базе робота манипулятора KUKA KR90 R2700 и лазерного трекера API Radian R-20, включённого в комплекс для повышения точности позиционирования инструментального центра робота манипулятора. Предложена методика моделирования системы коррекции перемещений роботом и проведена оценка эффективности выбранной методики.

Ключевые слова: лазерный трекер; инкрементальное формообразование; MATLAB; промышленный робот; моделирование; роботизированная обработка

Цитирование: Сазонникова, Н. А. Моделирование автоматизированной системы коррекции перемещений инструментального центра промышленного робота-манипулятора при выполнении технологических операций по сложному криволинейному контуру / Н. А. Сазонникова, В. Н. Илюхин, Е. К. Ермаков, Д. А. Мезенцев // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 14-26. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-14-26

Введение

Задача повышения точности позиционирования промышленных роботов сегодня остаётся актуальной для таких технологических процессов, как сборочные операции, фрезерование, сверление, клёпка, инкрементальное формообразование и др. Данной теме посвящено несколько работ [1, 2, 3], и все они отличаются в используемом оборудовании и рассматриваемом технологическом процессе. Кроме того, достигаемые диапазоны значения точности также зависят от выполняемой задачи, криволинейного или прямолинейного движения манипулятора в порядках от нескольких мкм до 1 мм. Также не стоит забывать об ограничениях, которые накладывают определённые факторы, такие как параметры обрабатываемого материала, его геометрия или особенности технологической оснастки, что ограничивает выбор метода повышения точности позиционирования робота, поэтому придётся делать выбор между быстротой выполнения выбранного процесса и получением требуемой геометрии изделия с необходимой точностью в рамках подходящего решения.

Сложность геометрии и непостоянство факторов, таких как жёсткость оснастки в различных осях и неоднородность металла во время инкрементального формообразования, обязывают проводить измерения положения инструментального центра в реальном времени. Лазерный трекер – это измерительный прибор, использующий принцип бесконтактного слежения за отражателем с помощью лазерного луча для определения его положения в пространстве. Данный принцип слежения и возможность работы на частоте до 1 кГц можно считать важными преимуществами данного способа измерений, так как они позволяют применять трекер в тех случаях, где контактные способы просто невозможно использовать, что расширяет универсальность установок, использующих лазерные трекеры, и позволяет адаптировать их под разнообразные задачи меньшими усилиями. Целесообразность его применения также подтверждается научными трудами других авторов [4].

Имитационное моделирование является эффективным методом оценки точности перемещений инструментального центра робота-манипулятора [5, 6]. Такой подход позволяет провести оценку погрешности корректировки кинематической ошибки робота-манипулятора при заданных допущениях без проведения затратного эксперимента с использованием реальной установки. Для построения модели необходимо задаться реальными значениями геометрии, массы, точности и других характеристик элементов системы, чтобы получить примерное представление о поведении системы в процессе работы. Имитационное моделирование широко применяется в различных областях: бизнес-процессы, химико-биологические исследования, производственные линии, космические процессы, предсказывание погоды и т. д.

В патенте [7] «Способ повышения точности позиционирования промышленного робота», посвящённом системе повышения точности численным методом, можно рассмотреть проблему повышения точности позиционирования с точки зрения улучшения программного обеспечения, использующегося для управления роботом. Авторы предлагают ввести коррекцию положения, предварительно откалибровав систему корректировки. С помощью энкодеров лазерный трекер способен определить реальное положение робота манипулятора в процессе выполнения задачи. Затем, имея разницу реального и заданного положения, рассчитать ошибку позиционирования и в дальнейшем, при выполнении уже реальной задачи, учитывать её. Такой метод близок к применяемому в настоящей работе, однако реализация отличается. Вместо предварительной калибровки системы, она настраивается и тестируется с помощью математической модели под кинематические и массовые характеристики определённого робота, а затем применяется для коррекции возникающих ошибок позиционирования в реальном времени. Кроме того, данная работа также фокусируется на применяемых методах

расчёта ошибки позиционирования и ставит целью оценку эффективности используемых аналитических и программных решений.

Также существуют работы, в которых рассматриваются несколько основных подходов моделирования: системная динамика, дискретно-событийный, агентное моделирование и динамическое моделирование [8]. Также выделяют метод Монте-Карло – метод статистических испытаний [8]. Он используется, когда на процесс в системе оказывают влияние случайные факторы, закон распределения вероятности которых считается известным [9]. В настоящей работе на систему оказывали влияние две случайные величины: неопределённость измерений лазерного трекера и стабильность повторяемости позиции робота манипулятора. Обе величины считались нормально распределёнными в диапазонах, которые были взяты из паспортов устройств.

Учитывая вышесказанное, цель и задачи исследования могут быть сформулированы следующим образом.

Цель – провести имитационное моделирование системы коррекции с учётом кинематики робота-манипулятора для оценки возможной погрешности компенсации.

Для этого необходимо выполнить следующие задачи:

1. Рассмотреть технологический процесс инкрементального формообразования;
2. Составить алгоритм системы управления с компенсацией ошибки позиционирования;
3. Разработать математическую модель, описывающую работу системы коррекции ошибки;
4. Провести в программном пакете Matlab численное моделирование системы управления с компенсацией ошибки позиционирования.

1 Технологический процесс инкрементального формообразования.

Состав автоматизированного технологического комплекса

Инкрементальное формообразование – современный технологический процесс обработки листового материала, в котором заготовка локально деформируется пуансоном со сферическим торцом путём перемещения одного или нескольких инструментов вдоль заданного направления. В технологический комплекс (рисунок 1), рассматриваемый для выполнения данного процесса, входят следующие элементы: промышленный робот KUKA KR90 R2700, лазерный трекер API Radian R-20, контроллер робота Kuka KRC4, программное обеспечение WorkVisual для управления установкой. Данная работа рассматривает задачу повышения точности при выполнении технологической операции по криволинейному контуру. Это позволяет наложить ряд допущений при построении модели. Например, контакта инструмента и заготовки условно нет (не учитывается усилие контакта).

Весьма существенными факторами, оказывающими влияние на точность работы системы корректировки, являются погрешность измерений самого лазерного трекера и погрешность позиционирования робота, которая в свою очередь зависит от стабильности повторяемости позиции робота и массы переносимого груза, который представлен самим инструментом.



Рисунок 1 – Схема автоматизированного технологического комплекса

2 Порядок моделирования системы управления с компенсацией ошибки позиционирования

Процесс моделирования, который был реализован в данной работе, начинается с задания начальной и конечной точки криволинейной траектории, после чего она дискретизируется по времени на N точек, причём частота дискретизации равна частоте опроса лазерного трекера, в данном случае 1кГц, то есть 1000 точек в секунду. Далее происходит смещение i -той точки в пространстве на случайную величину в диапазоне погрешности робота, после чего выполняется решение обратной задачи кинематики для данной точки, вычисляются первая и вторая производные обобщённых координат, за счёт которых осуществляется управление роботом и перемещение его в i -тую точку. Теперь необходимо определить координаты инструментального центра робота для данной точки и сместить их на случайную величину в диапазоне неточности трекера, благодаря этому возможно рассчитать ошибку позиционирования в i -той точке и сформировать сигнал коррекции положения для следующей. Описанный выше процесс повторяется для каждой точки.

3 Численное моделирование системы управления с компенсацией ошибки позиционирования

Построение модели отталкивается от трёхмерной модели робота-манипулятора KUKA KR90 R2700, представленной на рисунке 2. Модель была взята из электронной базы трёхмерных моделей роботов KUKA.

После импорта в Matlab модель автоматически представляется в виде дерева твёрдых тел и связей между ними.

Для проведения численного моделирования потребуется решение [10] прямой задачи кинематики для представленного робота.

На рисунке 3 представлены размеры из паспорта робота [11], согласно им были представлены координаты A_i и D_i :

- 1) $L_1 = 0,2156$ м;
- 2) $L_2 = 0,4594$ м, $A_2 = 0,35$ м;
- 3) $L_3 = 1,15$ м;
- 4) $L_{x4} = 0,762$ м, $L_{z4} = 0,041$ м;
- 5) $L_5 = 0,438$ м;
- 6) $L_6 = 0,207$ м.

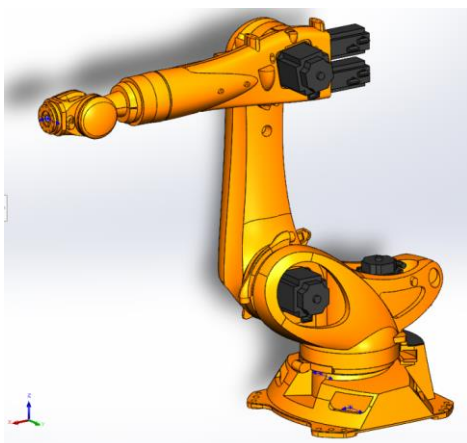


Рисунок 2 – Трёхмерная модель робота манипулятора KUKA KR90 R2700

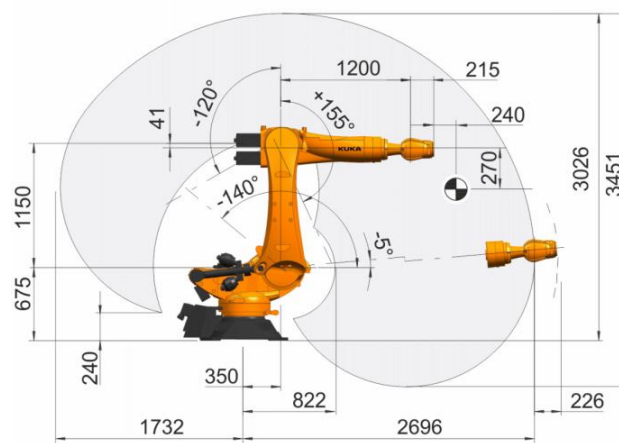


Рисунок 3 – Размеры робота манипулятора

Затем с помощью программного пакета Matlab Simulink была решена задача обратной кинематики, произведена компенсация ошибки позиционирования робота [11].

На рисунке 4 представлена общая схема программы компенсации ошибки позиционирования для дуговой траектории. Для линейной траектории отличие будет в блоке компенсации перемещений, который в случае с дуговыми траекториями имеет вид, представленный на рисунке 5, а в случае линейных – на рисунке 6. Сложность компенсации ошибки при работе по дуговой траектории заключается в двух моментах:

1. Неоднородность траектории. Дуговая траектория может быть неоднородной из-за изменяющихся радиусов кривизны или других факторов;
2. Динамические эффекты. При движении по дуговой траектории возникают динамические эффекты, такие как инерция и силы, которые влияют на точность движения робота.

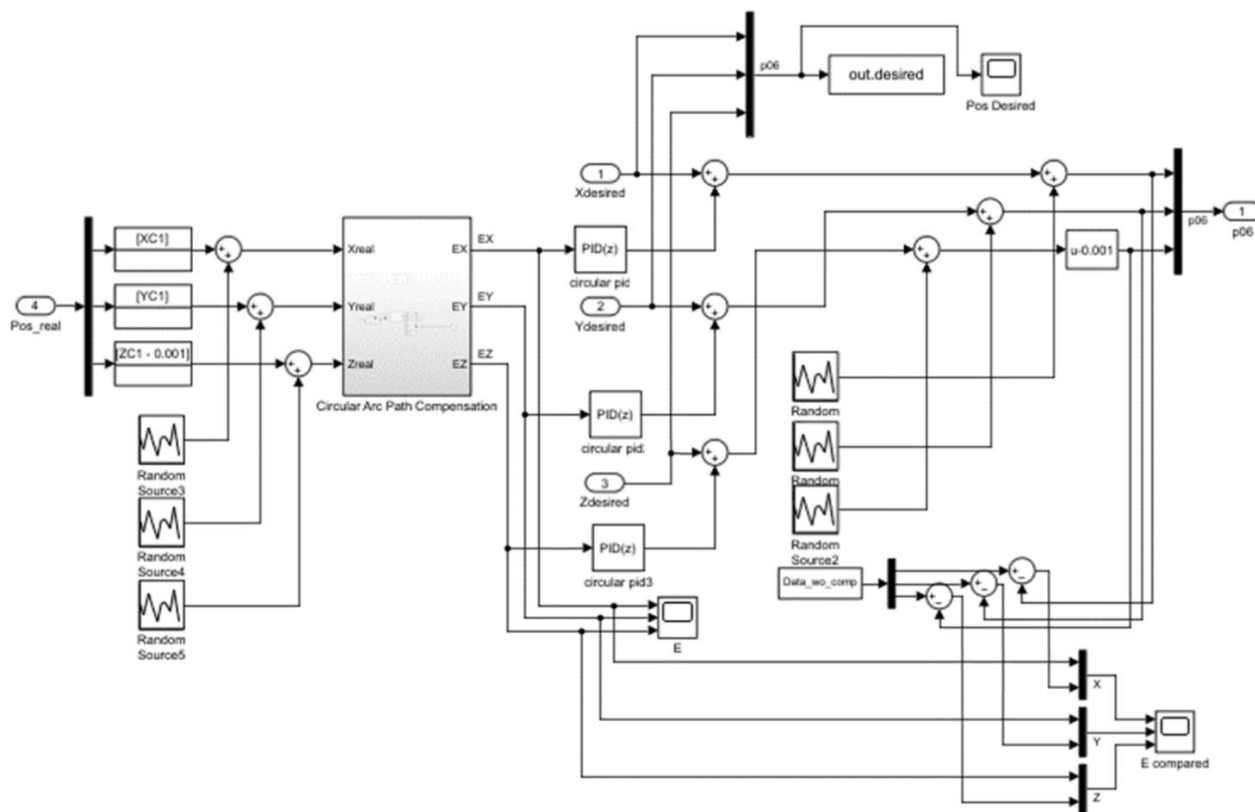


Рисунок 4 – Общая схема компенсации перемещений

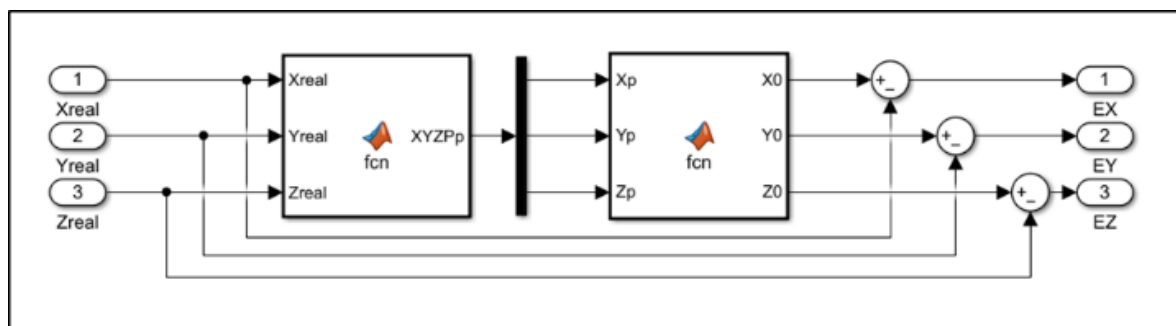


Рисунок 5 – Расчёт ошибки позиционирования для дуговых траекторий

В левом функциональном блоке на рисунке 5 осуществляется расчёт координат точки проекции, а в правом функциональном блоке рассчитываются координаты точки заданной траектории, от которой в конкретный момент будет определена величина ошибки позиционирования.

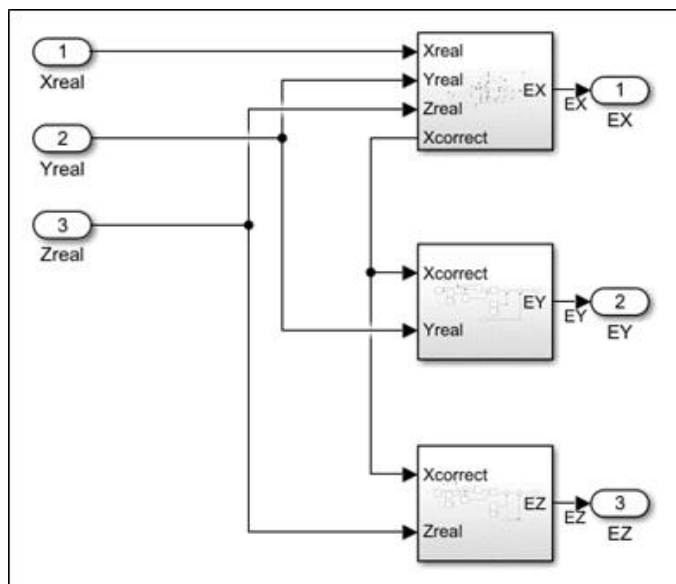


Рисунок 6 – Расчет ошибки позиционирования для линейных траекторий

В верхнем функциональном блоке на рисунке 6 рассчитывается требуемая точка в конкретный момент времени и определяется её координата X, а затем и ошибка позиционирования по этой оси, после чего в центральном и нижнем функциональных блоках рассчитывается ошибка по осям Y и Z соответственно.

Модель, представленная на рисунке 5, имитирует неопределённость измерения лазерного трекера по каждой из осей при обеспечении обратной связи по положению. Блоки генерируют выборку случайных чисел, соответствующих неопределённости измерений координат лазерным трекером, распределённых по нормальному закону с математическим ожиданием, равным 0, и разбросом, соответствующим диапазону ± 5 мкм/м для лазерного трекера API Radian R-20 в режиме интерферометра [13]. Кроме того, это значение меняется в зависимости от режима работы трекера, их может быть два: режим интерферометра и режим дальномера. В данном случае для обеспечения максимальной эффективности для работы в режиме реального времени выбран режим интерферометра. В модели полагается, что расстояние от трекера до отражателя в процессе работы никогда не превышает 10 м, т.е. наибольшая по-

грешность может составить по величине ± 5 мкм, а средняя ожидаемая неопределённость – 3 мкм [13].

Блоки на рисунке 6 имитируют погрешность траектории робота, что, согласно паспорту, составляет ± 60 мкм [11]. Однако в отношении робота учитывается и статическая погрешность по оси Z (по оси действия силы тяжести), связанная с прогибом конструкции при удержании груза – в нашем случае инструмента, осуществляющего движение по сложному криволинейному контуру. Эта погрешность меняется в зависимости от конфигурации робота, но, поскольку точную зависимость теоретически определить сложно, так как масса груза не известна, а также не известны параметры жёсткости робота, траектории моделировались в небольшой области пространства, где погрешность считалась условно постоянной.

Структурная схема модели изображена на рисунке 7.

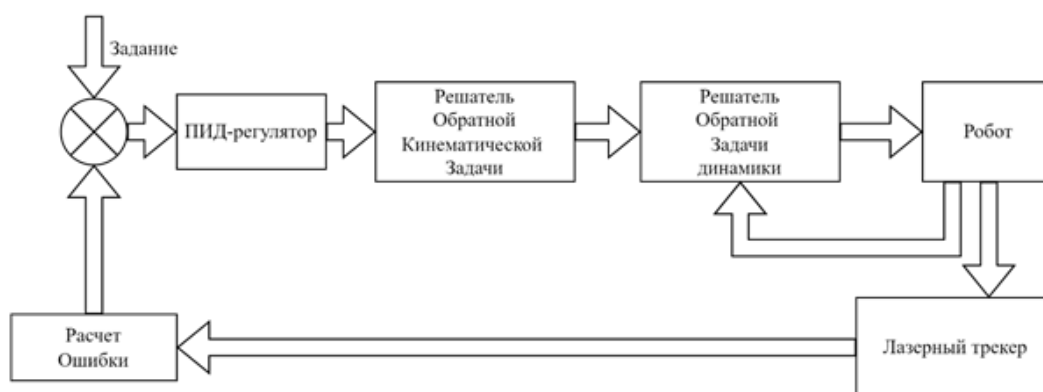


Рисунок 7 – Общая структурная схема модели

Решатель обратной динамики в модели присутствует неявно за счёт встроенных в Matlab Simulink Simscape возможностей. Так, в модели расчёт моментов происходит автоматически, а управление осуществляется по обобщённым скорости, ускорению и перемещению. Таким образом, в свёрнутом виде модель в Matlab Simulink выглядит следующим образом.

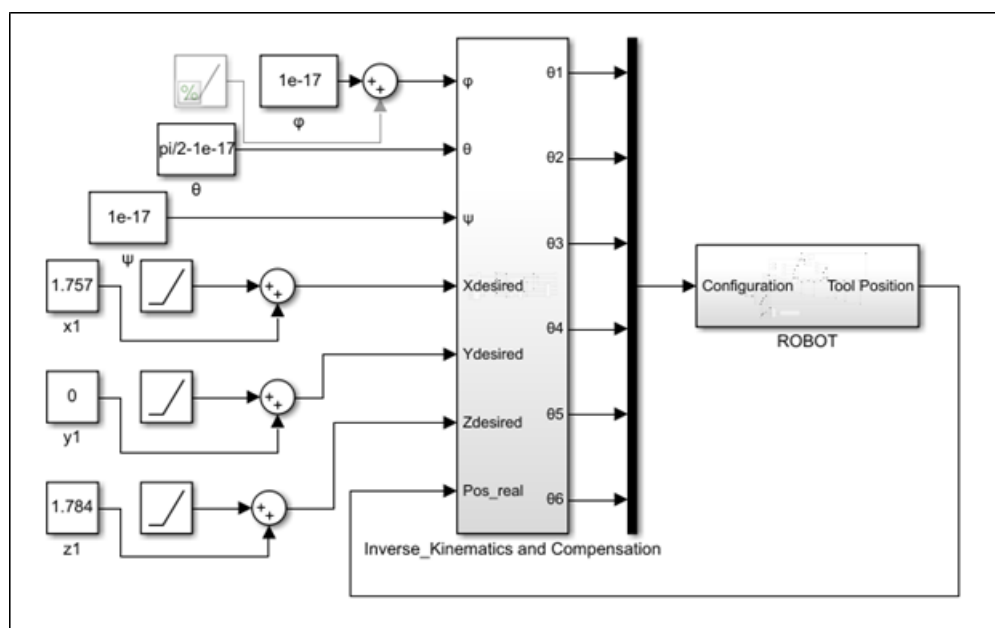


Рисунок 8 – Общий вид модели компенсации ошибки позиционирования в Matlab Simulink

4 Результаты моделирования

После построения модели был проведён эксперимент с целью определить соотношение времени перерегулирования к точности прохождения траектории исследуемой методики повышения точности путём сравнения ошибки позиционирования манипулятора без компенсации и с ней.

Перед исследованием случайных траекторий система предварительно была настроена, что включает в себя подбор коэффициентов ПИД-регуляторов. Подбор коэффициентов осуществлялся на одной траектории, пока не были получены желаемые значения точности. После чего были случайно сгенерированы ещё несколько траекторий, на которых исследовались зависимости точности позиционирования инструментального центра робота-манипулятора от времени, коэффициенты ПИД-регуляторов при этом уже не изменялись. Проекция перемещения Р инструмента по траектории представлены на рисунке 9.

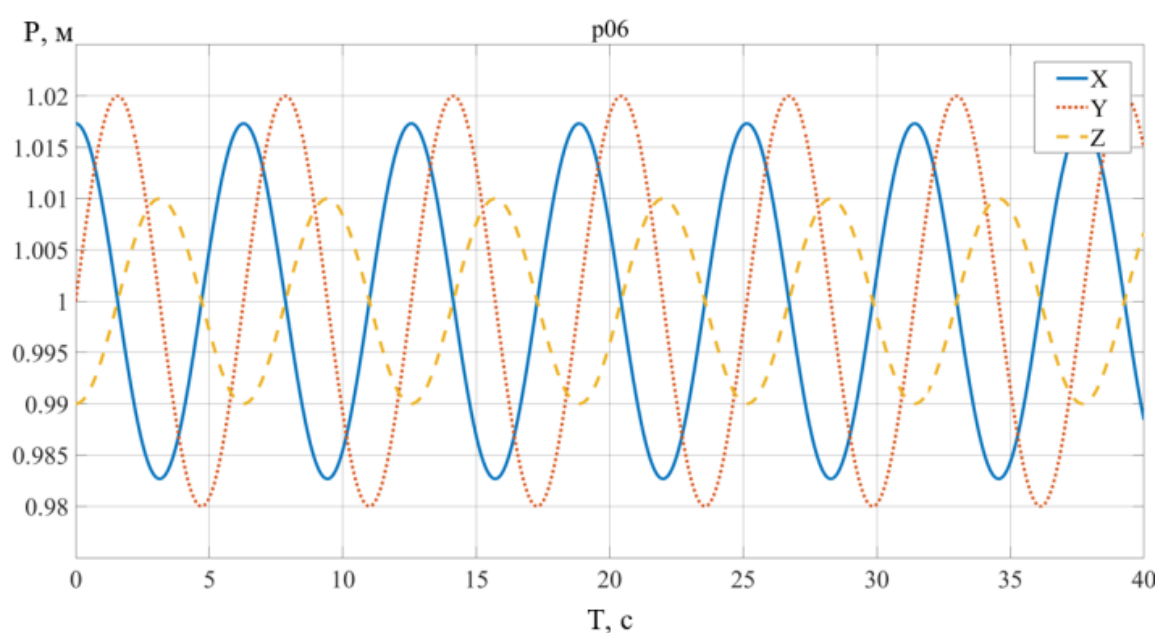


Рисунок 9 – Проекция тестовой дуговой траектории

Параметрическое задание данной траектории выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} x(t) = \frac{R}{\sqrt{2}} \cos(t) + x_{c0} \\ y(t) = R \sin(t) + y_{c0} \\ z(t) = -\frac{R}{\sqrt{2}} \cos(t) + z_{c0} \end{cases} \quad \#(1)$$

В таблице 1 приведены значения коэффициентов ПИД-регуляторов по каждой оси.

Таблица 1 – Значения коэффициентов ПИД-регуляторов

	K_p	K_i	K_d
X	2,2	0,5	0,73
Y	1	0	0,1
Z	2,2	1	1

На рисунках 10, 11, 12 показаны зависимости ошибки позиционирования инструментального центра робота от времени по каждой оси X, Y, Z соответственно в масштабе с ошибкой позиционирования при прохождении траектории без компенсации и с компенсацией.

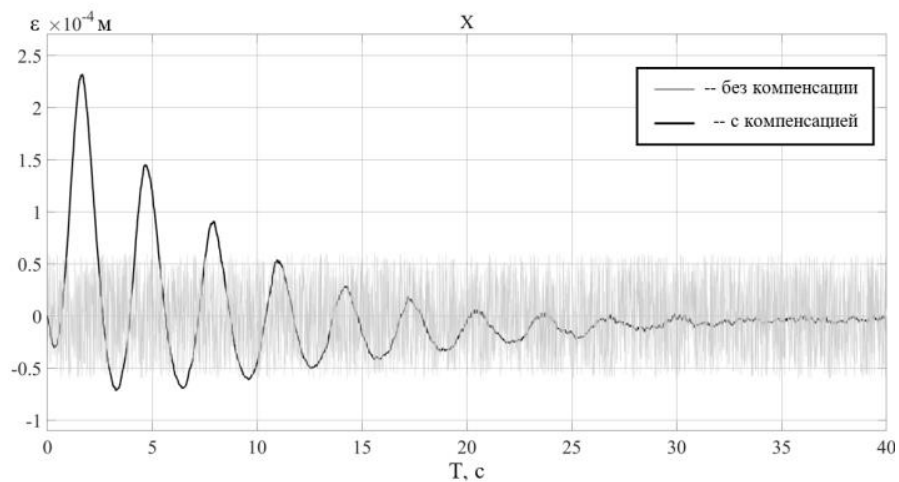


Рисунок 10 – Сравнительное изображение ошибки позиционирования по оси X

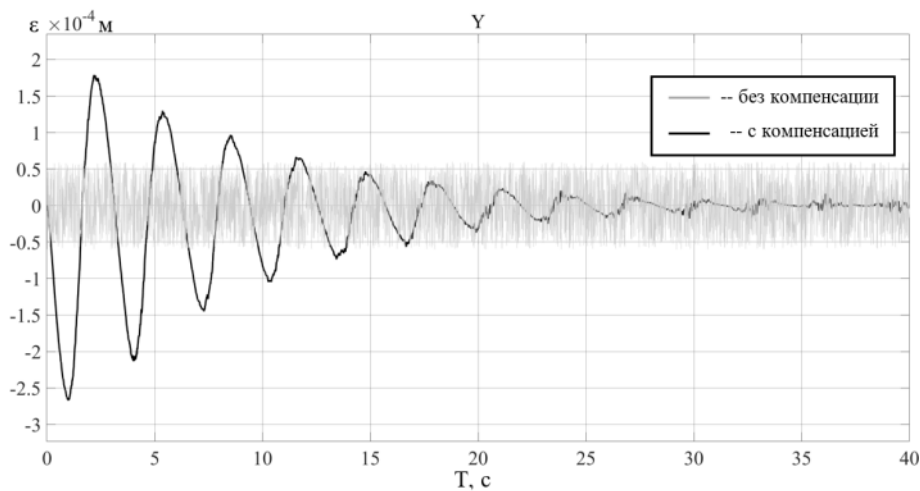


Рисунок 11 – Сравнительное изображение ошибки позиционирования по оси Y

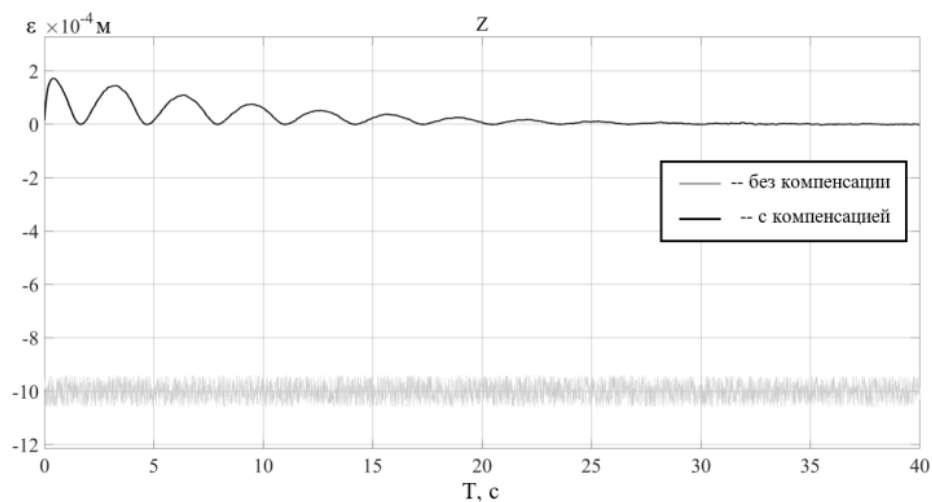


Рисунок 12 – Сравнительное изображение ошибки позиционирования по оси Z

Сравнительное повышение точности по трём осям составляет более 50 мкм. Для сравнения количественных параметров ниже приведена таблица с результатами моделирования (таблица 2).

Таблица 2 – Результаты моделирования настроечной траектории

	Длина временного отрезка, [с]	Величина заброса, [мкм]	Макс. величина отклонения в уст. режиме, [мкм]		Сравнительное повышение точности, [мкм]
			Верхнее	Нижнее	
X	40	232	+1,1	-8,3	+48
Y		270	+16	-10	+48
Z		173	+2,7	-2,4	+51,6

В случае дуговых траекторий максимальное отклонение позиции инструментального центра в установившемся режиме работы также попало в пределы ± 20 мкм. Максимальная величина отклонения по верхней границе составила +16 мкм, по нижней границе -10 мкм. Максимальный период стабилизации системы был равен 40 с.

Заключение

Поставленная в данной работе цель достигнута, результаты имитационного моделирования системы коррекции с учётом кинематики робота-манипулятора показали, что компенсация дуговых траекторий является более сложной задачей, чем линейных, так как оказывают воздействие как динамические эффекты, так и неоднородность траектории. Начальный заброс при компенсации по осям X и Y превышает исходную точность робота, так как величина компенсации по оси Y и Z зависит от рассчитанной компенсации по оси X. Это значит, что при компенсации ошибки по одной из осей неотвратно будет корректироваться и компенсация по другим осям, что осложняет задачу регулирования, но по оси Z, где была введена статическая погрешность, установившаяся точность всё равно оказывается лучше точности без компенсации, происходит повышение точности позиционирования инструментального центра в установившемся режиме.

При рассмотрении технологического процесса инкрементального формообразования выявлено, что существенными факторами, оказывающими влияние на точность работы системы корректировки, являются погрешность измерений самого лазерного трекера, погрешность позиционирования робота, которая в свою очередь зависит от стабильности повторяемости позиции робота и массы переносимого груза, который представлен самим инструментом.

При разработке системы коррекции следует закладывать в траекторию дополнительное расстояние сближения, при прохождении которого система управления придёт в установившийся режим. Для рассматриваемого технологического процесса инкрементального формообразования составлена схема моделируемой установки, в которую входят: промышленный робот KUKA KR90 R2700, лазерный трекер API Radian R-20, контроллер робота Kuка, программное обеспечение для управления установкой.

Весьма существенными факторами, оказывающими влияние на погрешность работы системы корректировки, являются погрешность измерений самого лазерного трекера, погрешность робота, которая в свою очередь зависит от стабильности повторяемости позиции робота и массы переносимого груза, который представлен самим инструментом.

Составленный алгоритм, предполагающий процессы от моделирования и дискретизации по времени на 1000 точек в секунду до формирования сигнала коррекции положения для каждой точки, был использован для численного моделирования в программном пакете Matlab. В процессе моделирования получены зависимости времени от величины перерегулирования и соотношение времени работы к точности прохождения траектории исследуемой методики, реализована модель компенсации ошибки позиционирования инструментального центра робота манипулятора. В установившемся режиме работы ошибка попала в пределы ± 20 мкм, максимальная величина отклонения по верхней границе составила +16 мкм, по нижней границе -10 мкм, максимальный период стабилизации системы был равен 40 с.

Список использованных источников

1. Zhang, J. Accuracy improvement of a 3D passive laser tracker for the calibration of industrial robots / J. Zhang, Z. Lou, K.-C. Fan // *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. – 2023. – Vol. 81. – P. 102487.
2. Hollerbach, J. M. The Calibration Index and Taxonomy for Robot Kinematic Calibration Methods / J. M. Hollerbach, C. W. Wampler // *The International Journal of Robotics Research*. – 1996. – Vol. 15. – P. 573.
3. Jung, K.-S. Tool Path Design of the Counter Single Point Incremental Forming Process to Decrease Shape Error / K.-S. Jung, J.-H. Yu, W.-J. Chung, C.-W. Lee // *Materials*. – 22 October 2020.
4. Ferrarini, S. A method for the assessment and compensation of positioning errors in industrial robots / S. Ferrarini, P. Bilancia, R. Raffaelli, M. Peruzzini, M. Pellicciari // *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. – 2024. – T. 85. – С. 102622.
5. Нгуен, В. Ш. Математическое моделирование робота при работе манипулятора / В. Ш. Нгуен // *Известия ТулГУ. Технические науки*. – 2015. – Вып. 7, ч. 1. – С. 250-256.
6. Zhang, J. Accuracy improvement of a 3D passive laser tracker for the calibration of industrial robots / J. Zhang, Z. Lou, K.-C. Fan // *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. – 2023. – T. 81. – С. 102487.
7. Патент 2671787 С1 Российская Федерация, МПК В25J 9/16. Способ повышения точности позиционирования промышленного робота [Текст] : №2017124571 : заявлено 10.07.2017 : опубликовано 06.11.2018 / Андрияшин В. А., Смехов А. Н., Орлов В. О., Андрияшин И. А., Сурьянинов А. Е., Хачатурян Ж. Г., Николаев Д. Н. ; заявитель и патентообладатель: ООО "Эйдос – Робототехника". – 13 с.
8. Журавлев, С. С. Краткий обзор методов и средств имитационного моделирования производственных систем / С. С. Журавлев // *Проблемы информатики*. – 2009. – № 3. – С. 47-53.
9. Metropolis, N. The Monte Carlo Method / N. Metropolis, S. Ulam // *Journal of the American Statistical Association*. – 1949. – 44(247). – P. 335-341.
10. Зенкевич, С. Л. Управление роботами. Основы управления манипуляционными роботами: Учеб. для вузов / С. Л. Зенкевич, А. С. Ющенко. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 400 с.
11. KUKA KR90 R2700 pro datasheet [Электронный ресурс] // KUKA Deutschland GmbH Zugspitzstrasse. – 2021. – URL: https://www.kuka.com/-/media/kuka-downloads/imported/6b77eeca542d3b736af377562eaa/0000182738_en.pdf (дата обращения: 12.10.2023).
12. Хомченко, В. Г. Робототехнические системы: Учебное пособие / В. Г. Хомченко. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. – 195 с.
13. API Radian 3D Laser Tracker Systems [Электронный ресурс] // *Apimetrology*. – 2018. – URL: <https://apimetrology.com/wp-content/uploads/2018/09/2018-API-Radian-3D-Laser-Tracker-Systems-Brochure.pdf> (дата обращения: 12.10.2023).

Modeling of an automated system for correction of the tool center point displacement of an industrial robotic manipulator during the execution of technological operations along a complex curved contour

N. A. Sazonnikova	Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants named after Academician of the RAS Vladimir Pavlovich Shorin; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: nasazonnikova@yandex.ru
V. N. Ilyukhin	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants named after Academician of the RAS Vladimir Pavlovich Shorin; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: iwnik@yandex.ru
E. K. Ermakov	Postgraduate Student of the Department of Automatic Systems of Power Plants named after Academician of the RAS Vladimir Pavlovich Shorin; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: ermk.egor@yandex.ru
D. A. Mezentsev	Electronics engineer of the electronic department of the engineering center of SamSMU; Samara State Medical University (SamSMU), Samara, Russian Federation; email: curucum@mail.ru

The implementation of robotic systems significantly increases the productivity and safety of manufacturing processes. However, robotic manipulators do not always provide high precision in performing technological operations due to kinematic errors. The development of a correction system should take into account the specifics of the performed operations to ensure the required accuracy. This paper presents numerical modeling of a system for incremental forming based on the KUKA KR90 R2700 manipulator robot and the API Radian R-20 laser tracker integrated into the complex to improve the accuracy of positioning the tool center point of the manipulator robot. Additionally, a methodology for improving the positioning accuracy of the robot is proposed, a mathematical model of the robot control system is constructed, and the effectiveness of the selected methodology is evaluated.

Keywords: laser tracker; incremental shaping; MATLAB; industrial robot; modeling; robotic processing

Citation: Sazonnikova, N. A., Ilyukhin, V. N., Ermakov, E. K. and Mezentsev, D. A. (2025), "Modeling of an automated system for correction of the tool center point displacement of an industrial robotic manipulator during the execution of technological operations along a complex curved contour", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 14-26. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-14-26. (In Russian; abstract in English)

References

1. Zhang, J., Lou, Z. and Fan, K.-C. (2023), "Accuracy improvement of a 3D passive laser tracker for the calibration of industrial robots", *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 81, pp. 102487.
2. Hollerbach, J. M. and Wampler, C. W. (1996), "The Calibration Index and Taxonomy for Robot Kinematic Calibration Methods", *The International Journal of Robotics Research*, vol. 15, pp. 573.

3. Jung, K.-S., Yu, J.-H., Chung, W.-J. and Lee, C.-W. (2020), “Tool Path Design of the Counter Single Point Incremental Forming Process to Decrease Shape Error”, *Materials*, 22 October 2020.
4. Ferrarini, S., Bilancia, P., Raffaelli, R., Peruzzini, M. and Pellicciari, M. (2024), “A method for the assessment and compensation of positioning errors in industrial robots”, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 85, pp. 102622.
5. Nguyen, V. Sean (2015), “Mathematical modeling of a robot during operation of a manipulator”, *News of Tula State University. Technical science*, Issue 7, part 1, pp. 250-256.
6. Zhang, J., Lou, Z. and Fan, K.-C. (2023), “Accuracy improvement of a 3D passive laser tracker for the calibration of industrial robots”, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 81, pp. 102487.
7. Andryashin, V. A., Smekhov, A. N., Orlov, V. O., Andryashin, I. A., Suryaninov, A. E., Khachatryan, Zh. G. and Nikolaev, D. N. (2018), *A method for increasing the positioning accuracy of an industrial robot* [Text], Russian Federation, Pat. 2671787 C1. (In Russian)
8. Zhuravlev, S. S. (2009), “A brief overview of methods and means of simulation modeling of production systems”, *Problems of Informatics*, no. 3, pp. 47-53. (In Russian)
9. Metropolis, N. and Ulam, S. (1949), “The Monte Carlo Method”, *Journal of the American Statistical Association*, 44 (247), pp. 335-341.
10. Zenkevich, S. L. and Yushchenko, A. S. (2000), *Control of robots. Fundamentals of control of manipulation robots: Textbook for universities*, Publishing house of MSTU named after N. E. Bauman, Moscow, 400 p. (In Russian)
11. KUKA KR90 R2700 pro datasheet [Electronic resource]// KUKA Deutschland GmbH Zugspitzstrasse. – 2021. URL: https://www.kuka.com/-/media/kuka-downloads/imported/6b77eecacfe542d3b736af377562ecaa/0000182738_en.pdf (date of access: 12.10.2023).
12. Khomchenko, V. G. (2016), *Robotic systems: Textbook*, Omsk State Technical University Publishing House, Omsk, 195 p. (In Russian)
13. API Radian 3D Laser Tracker Systems [Electronic resource] (2018), *Apimetrology*, URL: <https://apimetrology.com/wp-content/uploads/2018/09/2018-API-Radian-3D-Laser-Tracker-Systems-Brochure.pdf> (date of access: 12.10.2023).



Увеличение долговечности роторных подшипников газотурбинного двигателя с воздушно-топливной системой смазки

В. Н. Климов

кандидат технических наук, начальник отдела зубчатых передач, маслосистем и подшипников; филиал ПАО «ОДК-Сатурн» - Омское моторостроительное конструкторское бюро, г. Омск; email: klimov-vitaliy-asp@yandex.ru

С. В. Фалалеев

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: sergey_falaleev@mail.ru

На малоразмерных скоростных летательных аппаратах (ЛА) находят применение турбореактивные двигатели (ТРД) с воздушно-топливной системой смазки. В данных двигателях охлаждение роторных подшипников осуществляется воздухом, отбираемым из компрессора, а смазка – топливом, отбираемым из топливной магистрали. При смазке топливом подшипники в большом диапазоне частот вращения и нагрузок работают в условиях граничного трения, что обуславливает их малую долговечность и небольшой межремонтный ресурс газотурбинных двигателей (ГТД). В данной работе выполнен расчётный анализ влияния на долговечность смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью подшипников их типоразмера, температуры смазочного слоя, частоты вращения и осевой нагрузки. Определены способы увеличения долговечности смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью роторных подшипников ГТД. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании ГТД с воздушно-топливной системой смазки для увеличения долговечности роторных подшипников и, как следствие, межремонтного ресурса двигателей. Полученные в работе результаты – продукт деятельности ОДК.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; воздушно-топливная смесь; система смазки; долговечность подшипников; ресурс

Цитирование: Климов, В. Н. Увеличение долговечности роторных подшипников газотурбинного двигателя с воздушно-топливной системой смазки / В. Н. Климов, С. В. Фалалеев // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 27–39. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-27-39

Введение

На малоразмерных скоростных летательных аппаратах находят применение ТРД с воздушно-топливной системой смазки [1, 2]. В отличие от традиционных масляных систем ГТД [3] в данных двигателях охлаждение роторных подшипников осуществляется воздухом, отбираемым за компрессором, а смазка – топливом, отбираемым из топливной магистрали (рисунок 1). Такая схема позволяет при незначительном увеличении удельного расхода топ-

лива двигателя существенно упростить его конструкцию за счёт исключения маслобака, радиатора, маслоотделителя, маслонасоса, а также магистралей откачки масла из роторных опор, улучшить габаритно-массовые характеристики двигателя, а также упростить его техническое обслуживание. Межремонтный ресурс таких ГТД составляет 25...50 часов, что явно недостаточно для их широкого применения. Также недостатком данной схемы воздушно-топливной системы смазки является ограничение, накладываемое ею на температуру воздуха за компрессором для обеспечения удовлетворительного охлаждения подшипников, что не позволяет увеличить степень повышения давления в компрессоре π_k более 4. Это существенно ограничивает область применения таких ГТД.

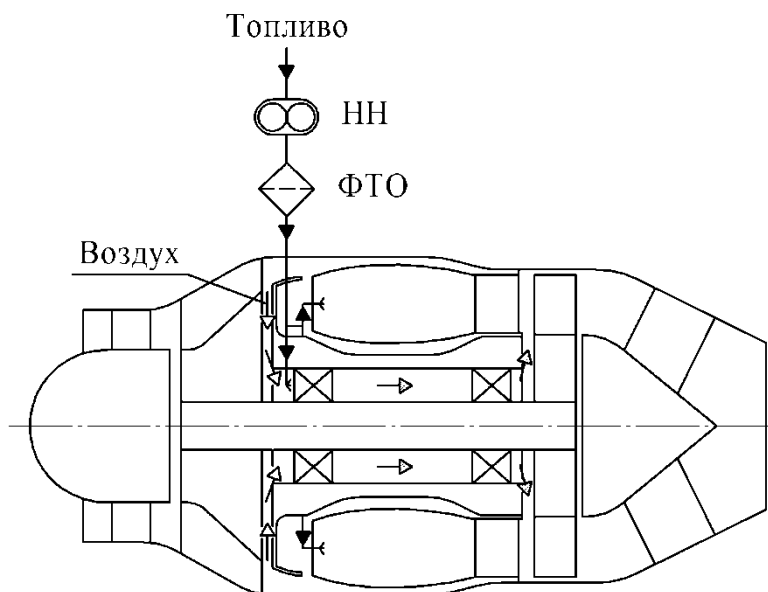


Рисунок 1 – Схема воздушно-топливной системы смазки ГТД
НН – нагнетающий насос; ФТО – фильтр тонкой очистки

Перспективным отечественным ГТД с воздушно-топливной системой смазки является двигатель, описанный в патенте [4]. В данном ГТД применена воздушно-топливная система смазки со смесителем (рисунок 2), которая отличается от представленной выше схемы тем, что воздух для охлаждения роторных подшипников отбирается не за компрессором, а в его средней части.

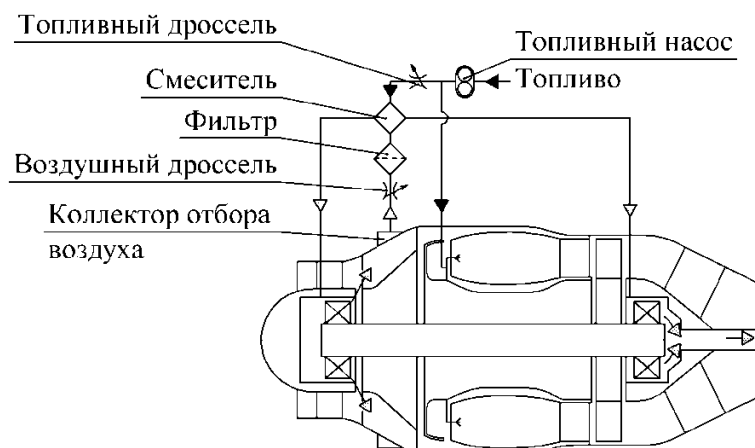


Рисунок 2 – Схема воздушно-топливной системы смазки ГТД со смесителем

Такое решение позволяет эффективно охлаждать роторные подшипники, не накладывая ограничений на температуру воздуха за компрессором T_k^* и, соответственно, степень повышения давления π_k в нём. При разработке данного ГТД на специальном подшипниковом стенде были проведены экспериментальные работы по отработке режимов эксплуатации смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью подшипников [5, 6]. При этом испытания подшипников проводились при частотах вращения и нагрузках, близких к эксплуатационным, а выбор параметров воздушно-топливной смеси осуществлялся исходя из минимальных отборов воздуха и топлива. Нарботка подшипников при испытаниях достигала 5 часов (7636000 оборотов). Испытания подшипников для определения их максимальной наработки в различных условиях эксплуатации не проводились.

Для расширения области применения ГТД с воздушно-топливной системой смазки необходимо увеличивать долговечность их роторных подшипников. Это определяет актуальность темы исследования. Общепринятый метод оценки расчетной долговечности подшипников приведен в работе [7].

Целью данной работы является определение рациональных способов увеличения долговечности смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью роторных подшипников ГТД.

1 Анализ работоспособности смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью подшипников

Работоспособность подшипников определяется их температурным состоянием и расчётной долговечностью. В ГТД с воздушно-топливной системой смазки удовлетворительное температурное состояние подшипников обеспечивается за счёт выбора рациональных режимов эксплуатации (нагрузки, частоты вращения) и параметров охлаждающей среды (расхода воздушно-топливной смеси через подшипник, её температуры, концентрации топлива в смеси). Определение температуры смазываемого и охлаждаемого воздушно-топливной смесью подшипника может быть выполнено при решении системы уравнений [8]:

$$\begin{cases} Q_{см.отв} = Q_{под} + Q_{тр}; & (1) \\ Q_{см.отв} = G_{см} \cdot C_{p см} \cdot (T_{см.вых} - T_{см.вх}); & (2) \\ Q_{см.отв} = k_m \cdot F_{n,n} \cdot (T_n - T_{см}), & (3) \end{cases}$$

где $Q_{см.отв}$ – мощность теплового потока, отводимая от подшипника воздушно-топливной смесью; $Q_{под}$ – мощность теплового потока, подводимая к подшипнику от корпусных деталей и ротора; $Q_{тр}$ – мощность теплового потока, генерируемого в подшипнике; $G_{см}$ – расход воздушно-топливной смеси через подшипник; $C_{p см}$ – удельная теплоемкость воздушно-топливной смеси; $T_{см.вых}$ – температура смеси на выходе из подшипника; $T_{см.вх}$ – температура смеси на входе в подшипник; k_m – коэффициент конвективной теплоотдачи смеси; $F_{n,n}$ – площадь поверхности подшипника, обдуваемой воздушно-топливной смесью; T_n – температура подшипника; $T_{см}$ – средняя температура воздушно-топливной смеси в подшипнике.

$$Q_{mp} = N_{mp} = \frac{M_{mp} \cdot n}{9550}, \quad (4)$$

где N_{mp} – мощность трения в подшипнике; M_{mp} – момент трения в подшипнике; n – частота вращения, об/мин.

$$M_{mp} = K_{см} \left(f_p \cdot P_{э.кв.дин} + \mu \cdot d_m^4 \cdot n^2 \right) \cdot \frac{d}{2}, \quad (5)$$

где $K_{см}$ – коэффициент, учитывающий условия смазки; f_p – коэффициент трения шариков о кольца подшипника под действием нагрузки; $P_{э.кв.дин}$ – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник; μ – коэффициент, отражающий трение в подшипнике, возникающее в результате действия на шарики и сепаратор центробежных сил; d_m – средний диаметр подшипника; d – внутренний диаметр подшипника.

$$K_{см} = f(\Lambda, G_{m.n}), \quad (6)$$

где Λ – параметр смазки; $G_{m.n}$ – расход топлива через подшипник.

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}}, \quad (7)$$

где h_0 – минимальная толщина смазочного слоя масла, мкм, рассчитываемая по методике [9] при заданной температуре подшипника T_n ; Ra_1 , Ra_2 – среднеарифметические отклонения профиля поверхности, то есть параметры шероховатости тел качения и беговых дорожек колец подшипника, мкм.

$$G_{см} = G_{m.n} + G_{в.н}, \quad (8)$$

где $G_{в.н}$ – расход воздуха через подшипник.

$$k_m = f(G_{m.n}, G_{в.н}, n, T_{см}); \quad (9)$$

$$T_{см} = \frac{T_{см.вх} + T_{см.вых}}{2}. \quad (10)$$

При обеспечении удовлетворительного температурного состояния подшипников (максимальная рабочая температура подшипника T_n должна быть на 40...50°C меньше температуры отпуска его деталей) их долговечность L рассчитывается по формуле [10]:

$$L = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60}, [\text{ч}], \quad (11)$$

где a_1 – коэффициент корректировки надежности; a_{ISO} – коэффициент модификации ресурса; L_{10} – номинальная долговечность подшипника;

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{э.кв.дин}} \right)^p, \quad (12)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника; p – показатель степени, равный $p = 3$ для шариковых подшипников и $p = 3,33$ для роликовых.

$$P_{\text{экв.дин}} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a, \quad (13)$$

где F_a – осевая сила, действующая на подшипник; F_r – радиальная сила, действующая на подшипник; X и Y – коэффициенты, выбираемые в зависимости от вида нагружения подшипника; V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, в случае вращения наружного кольца $V = 1,2$).

Динамическая грузоподъемность шариковых радиально-упорных подшипников для $D_w \leq 25,4$ мм рассчитывается по формуле [10]:

$$C = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot Z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}, \quad (14)$$

где b_m – коэффициент, выбирается в зависимости от типа подшипника; f_c – коэффициент, определяется в зависимости от типа подшипника и параметра $D_w \cdot \cos \alpha / D_{pw}$; i – число рядов тел качения; α – угол контакта шарика с дорожкой качения; Z – число тел качения; D_w – диаметр шарика; D_{pw} – диаметр центральной окружности шариков.

Коэффициент a_{ISO} для смазываемых маслом подшипников определяется по значению относительной вязкости смазки κ [10]:

$$\kappa = \Lambda^{1,3}; \quad (15)$$

$$a_{ISO} = 0,1 \cdot \left(1 - \left(2,5671 - \frac{2,2649}{\kappa^{0,054381}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P_{\text{экв.дин}}} \right)^{1/3} \right)^{-9,3} \quad \text{для } 0,1 \leq \kappa < 0,4; \quad (16)$$

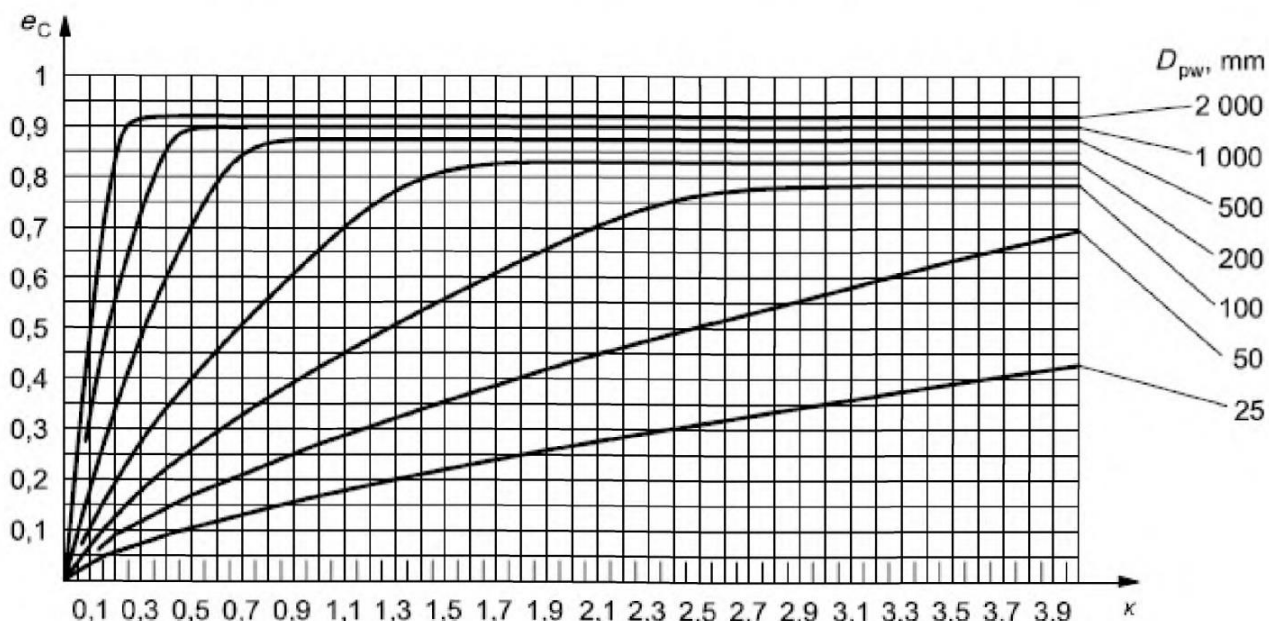
$$a_{ISO} = 0,1 \cdot \left(1 - \left(2,5671 - \frac{1,9987}{\kappa^{0,19087}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P_{\text{экв.дин}}} \right)^{1/3} \right)^{-9,3} \quad \text{для } 0,4 \leq \kappa < 1,0; \quad (17)$$

$$a_{ISO} = 0,1 \cdot \left(1 - \left(2,5671 - \frac{1,9987}{\kappa^{0,071739}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P_{\text{экв.дин}}} \right)^{1/3} \right)^{-9,3} \quad \text{для } 1 \leq \kappa < 4, \quad (18)$$

где e_c – коэффициент загрязнения, рисунок 3; C_u – предел усталостной нагрузки, который для шариковых подшипников с $D_{pw} \leq 100$ мм может быть рассчитан по формуле:

$$C_u = \frac{C_0}{22}, \quad (19)$$

где C_0 – статическая грузоподъемность подшипника.

Рисунок 3 – Коэффициент e_c для циркуляционного масляного смазывания маслом 11 класса чистоты

Таким образом, для определения долговечности L выбранных подшипников необходимо решить систему уравнений (1..19).

2 Анализ зависимости долговечности подшипника от его типоразмера, параметров воздушно-топливной смеси и режима эксплуатации

Для оценки влияния на долговечность L типоразмера подшипника, температуры смазочного слоя $T_{c.c}$ (температуры подшипника T_n), частоты вращения n и осевой нагрузки F_a был выполнен расчёт долговечности для гибридных подшипников 45-126205РЯ, 45-126206РЯ с телами качения из нитрида кремния Si_3N_4 при $T_{c.c} = 20..100^\circ\text{C}$, $n = 10000..50000$ об/мин, $F_a = 100, 180$ кгс. Выбор гибридных подшипников был обусловлен меньшим коэффициентом температурного расширения нитрида кремния по сравнению со сталью. Это позволяет исключить подклинивание подшипника при значительном разогреве тел качения вследствие повышенного трения в контакте с кольцами и сепаратором, а также уменьшить действующую на тела качения центробежную силу. Величина радиальной нагрузки F_r на подшипник рассчитывалась исходя из величины дисбаланса ротора в месте установки подшипника 20 г·мм. В качестве топлива выбран керосин ТС-1 с добавлением 5% масла МС-8П.

Параметры подшипников представлены в таблице 1, где $m_{ш}$ – масса шарика. Материал колец подшипников 8X4B9Ф2-Ш ($E_I = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\varepsilon_I = 0,33$), материал шариков Si_3N_4 ($E_{II} = 3,1 \cdot 10^5$ МПа, $\varepsilon_{II} = 0,27$).

Таблица 1 – Параметры подшипников

Подшипник	d , мм	D_{pw} , мм	D_w , мм	α_0	Z	$m_{ш}$, г	Ra_1 , мкм	Ra_2 , мкм	C Н	C_0 Н
45-126205РЯ	25	38,5	7,938	26°	12	0,84	0,16	0,08	15797	9400
45-126206РЯ	30	46,0	9,525		11	1,45	0,16	0,08	20695	13500

Результаты расчёта коэффициента вязкости κ для подшипников 45-126205РЯ и 45-126206РЯ в зависимости от частоты вращения n и температуры смазочного слоя $T_{с.с}$ (температуры подшипника T_n) при осевой нагрузке $F_a = 180$ кгс представлены на рисунке 4. Результаты расчёта долговечности подшипников L в различных условиях эксплуатации представлены на рисунках 5, 6.

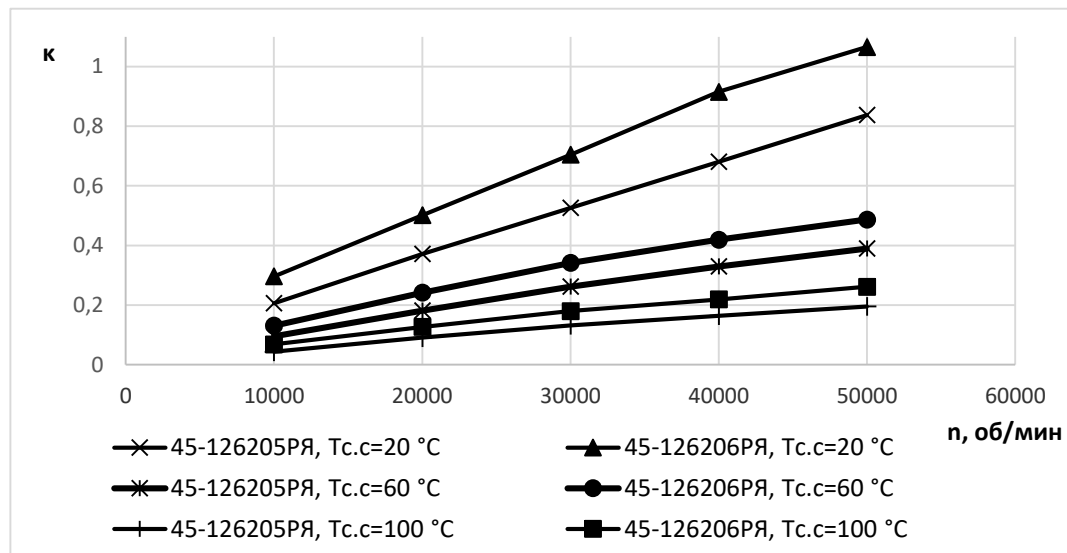


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента вязкости κ для подшипников 45-126205РЯ, 45-126206РЯ от частоты вращения n и температуры смазочного слоя $T_{с.с}$ при осевой нагрузке $F_a = 180$ кгс

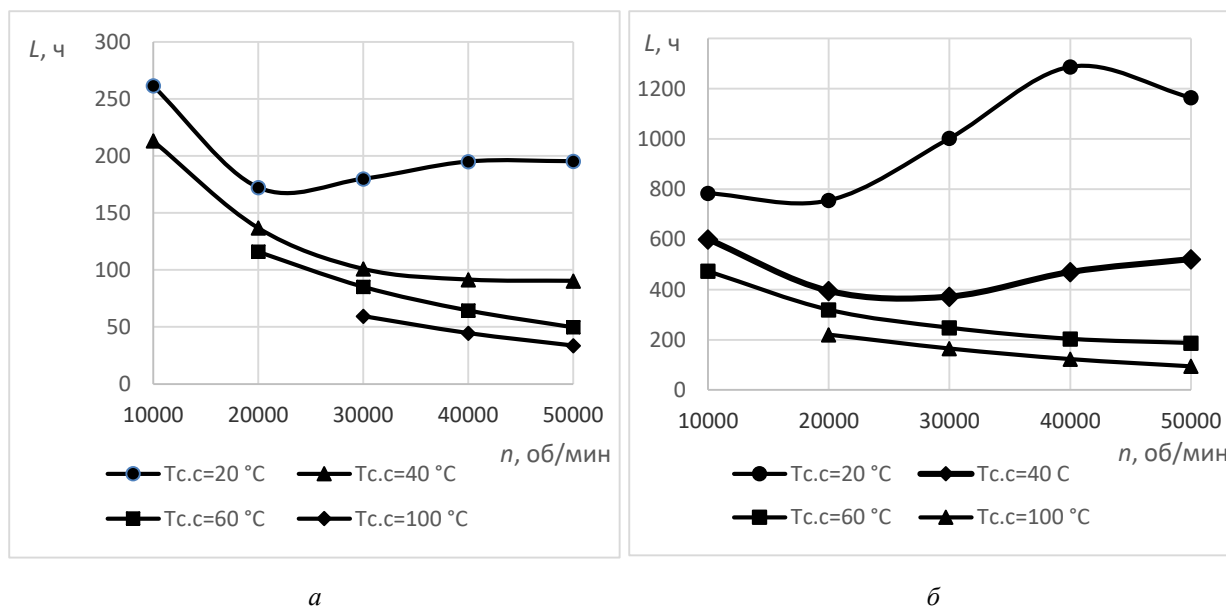


Рисунок 5 – Зависимость долговечности L от частоты вращения n и температуры смазочного слоя $T_{с.с}$ при осевом усилии на подшипник $F_a = 180$ кгс
 а – подшипник 45-126205РЯ; б – подшипник 45-126206РЯ

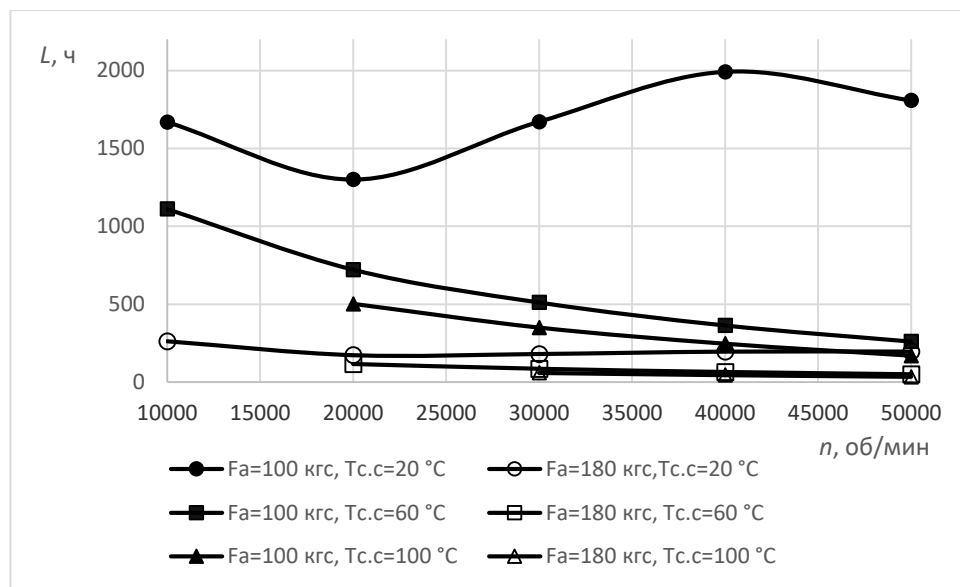


Рисунок 6 – Зависимость долговечности L подшипника 45-126205РЯ от частоты вращения n , осевого усилия F_a и температуры смазочного слоя $T_{c.c.}$ (температуры подшипника T_n)

Анализ результатов расчётов показал, что при увеличении типоразмера подшипника с $d = 25$ мм до $d = 30$ мм его долговечность L увеличивается, что обусловлено увеличением номинальной долговечности L_{10} за счёт увеличения динамической грузоподъёмности C (12), а также увеличением коэффициента модификации ресурса a_{ICO} за счёт увеличения статической грузоподъёмности C_0 (19), коэффициента вязкости κ (рисунок 4) и, как следствие, коэффициента загрязнения e_c (рисунок 3). Увеличение коэффициента вязкости κ обусловлено увеличением величины параметра смазки Λ (15) за счёт увеличения окружной скорости шариков и площади контакта шариков с дорожками качения колец. При этом для данных типоразмеров гибридных подшипников влияние массы шариков $m_{ш}$ и действующей на них центробежной силы на величину параметра смазки Λ не столь значительно.

Уменьшение нагрузки F_a приводит к увеличению долговечности подшипников L за счёт увеличения базовой долговечности L_{10} (12, 13) и коэффициента модификации ресурса a_{ICO} . Увеличение коэффициента a_{ICO} обусловлено увеличением коэффициента вязкости κ (параметра смазки Λ) вследствие уменьшения нагрузки на шарики, уменьшения момента трения в подшипнике (13, 5) и его температуры T_n (4, 1, 3), а также увеличением коэффициента загрязнения e_c .

Уменьшение температуры смазочного слоя $T_{c.c.}$ (температуры подшипника T_n) приводит к увеличению долговечности L подшипников. При этом интенсивность увеличения долговечности с уменьшением температуры $T_{c.c.}$ ниже 60 °C значительно повышается, что обусловлено увеличением вязкости входящего в состав смеси масла МС-8П.

Увеличение частоты вращения n подшипников при температуре $T_{c.c.}$ более 60 °C приводит к уменьшению их долговечности L . При $T_{c.c.}$ менее 60 °C долговечность L подшипников зависит от сочетания частоты вращения n и коэффициента модификации ресурса a_{ICO} (11), величина которого с увеличением частоты вращения n и, соответственно, коэффициента вязкости κ (рисунок 4) изменяется нелинейно (16..18). Так, долговечность подшипников

при $T_{с.с} = 20^{\circ}\text{C}$ с увеличением частоты вращения n от 10000 об/мин до ~20000 об/мин уменьшается, от ~20000 об/мин до ~50000 об/мин (для подшипника 45-126205РЯ) и ~40000 об/мин (для подшипника 45-126206РЯ) увеличивается, а при дальнейшем увеличении n – уменьшается (рисунок 5). Необходимо учитывать, что увеличение частоты вращения n приводит к увеличению тепловыделения $Q_{тр}$ в подшипнике (4, 5), что сопровождается увеличением его температуры T_n (1, 3).

Зависимость разности T_n и $T_{см.вх}$ от величины осевой нагрузки F_a при частоте вращения $n = 20000, 43000$ об/мин, полученная при проведении экспериментальных работ с подшипником 45-126205РЯ, представлена на рисунке 7.

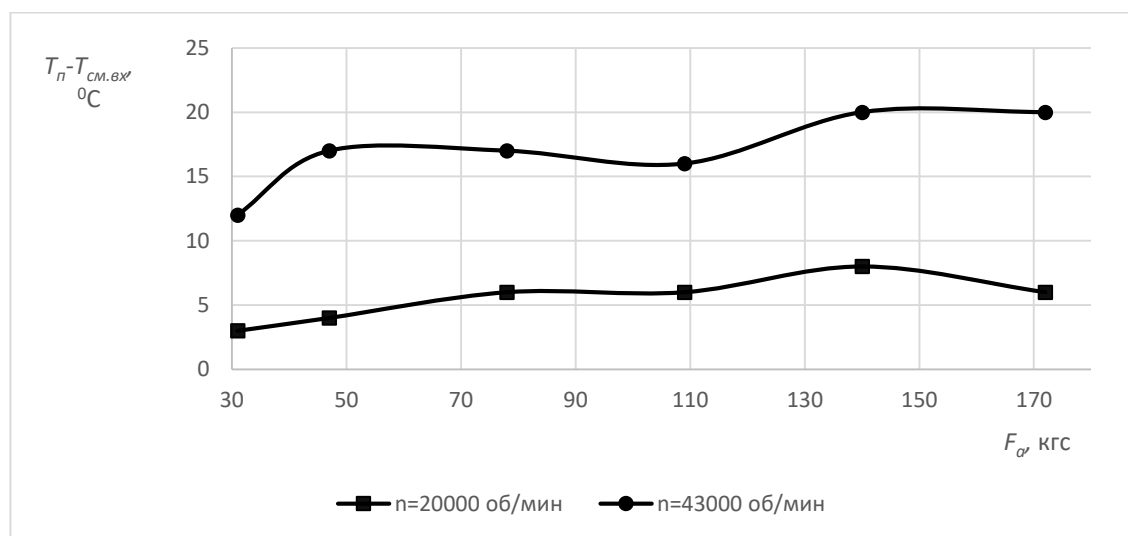


Рисунок 7 – Зависимость разности T_n и $T_{см.вх}$ от величины осевой нагрузки F_a на подшипник и частоты вращения n

3 Способы увеличения долговечности смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью роторных подшипников ГТД

Увеличение долговечности L выбранных подшипников может быть обеспечено за счёт уменьшения температуры смазочного слоя $T_{с.с}$ (температуры подшипника T_n), уменьшения нагрузки $P_{экв.дин}$ на подшипники, а также выбора оптимальной частоты вращения n . При этом учитывая существенное влияние частоты вращения n на характеристики компрессора и турбины, выбор данного параметра должен осуществляться на этапе эскизного проектирования ГТД.

Уменьшение температуры подшипника T_n может быть обеспечено за счёт теплоизоляции (охлаждения) опоры ротора (1, 3), увеличения расхода воздушно-топливной смеси через подшипник (2, 3, 9), уменьшения температуры смеси на входе в подшипник $T_{см.вх}$ (3, 9, 10), а также уменьшения частоты вращения (4, 1, 3) и нагрузки на подшипник $P_{экв.дин}$ (1, 3..5). При этом величина расхода смеси $G_{см}$ и её температура на входе в подшипник $T_{см.вх}$ для изображённого на рисунке 2 ГТД определяются в основном выбором места расположения коллектора отбора воздуха на компрессоре (8, 20..22).

$$G_{в.п} = f(d_{в.к}, p_{в.к}, T_{в.к}); \quad (20)$$

$$p_{в.к} = f(l, p_n, \sigma_{вх}, M_n, \pi_n^*); \quad (21)$$

$$T_{в.к} = f(l, T_n, M_n, \pi_n^*), \quad (22)$$

где $d_{в.к}$ – диаметр проходного сечения на выходе из коллектора; $p_{в.к}$ – давление воздуха в коллекторе; $T_{в.к}$ – температура воздуха в коллекторе; l – расстояние от входа в компрессор до отверстий коллектора отбора воздуха; p_n, T_n – давление и температура окружающей среды; $\sigma_{вх}$ – коэффициент восстановления полного давления в воздухозаборнике; M_n – число Маха.

Уменьшение нагрузки $P_{экр.дин}$ на подшипники может быть достигнуто за счёт уменьшения дисбаланса ротора, а также конструктивных мероприятий, направленных на уравнивание осевых сил, действующих на рабочие колеса компрессора и турбины.

Заключение

В малоразмерных ГТД распространена система смазки и охлаждения подшипников воздушно-топливной смесью, применение которой обуславливает ограниченный ресурс двигателей. Поэтому необходим поиск путей увеличения долговечности их роторных подшипников и, как следствие, межремонтного ресурса двигателя. Традиционные пути повышения долговечности – изменение типоразмера подшипника, снижение частоты вращения ротора и температуры смазки – не всегда возможны и часто не позволяют обеспечить требуемые параметры двигателей.

Проведённые исследования показали, что увеличение долговечности подшипников целесообразно обеспечивать за счёт реализации комплекса мероприятий: увеличения типоразмера подшипника (в исследованном диапазоне d), если это позволяет конструкция двигателя; снижения дисбаланса ротора и действующей осевой силы технологическими и конструктивными путями; обеспечения требуемых температуры и количества подводимой в подшипники топливо-воздушной смеси за счёт выбора места отбора воздуха из компрессора или охлаждения смеси, например, в стойках входного устройства. Так, для подшипника 45-126205РЯ снижение температуры смеси с 100 °С до 60 °С при частоте вращения от 30000 об/мин до 50000 об/мин позволяет увеличить его долговечность в 1,3 раза, для подшипника 45-126206РЯ – в 1,5..2,0 раза.

Выбор рациональных способов увеличения долговечности смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью роторных подшипников должен осуществляться при решении системы уравнений (1..22) исходя из конструктивных возможностей ГТД. Данную задачу целесообразно решать на этапе эскизного проектирования ГТД, так как возможности изменения параметров, влияющих на долговечность смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью подшипников, на этапе доводки ГТД весьма ограничены.

Список использованных источников

1. Сайт AMT Netherlands [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.amtjets.com.
2. Сайт KingTech turbines [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.kingtechturbine.lu.
3. Трянов, А. Е. Особенности конструкции узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок. – Самара: Изд-во Самар. Гос. Ун-та, 2011. – 202 с.
4. Патент 2597322 Российская Федерация, МПК F02C7/06. Малоразмерный газотурбинный двигатель : №2015116235/06 : заявлено 28.04.2015; опубликовано 10.09.2016 / Костокрыз В. Г., Дудьев Д. Я., Сигаило В. Я., Гельмедов А. Ш., Климов Н. И., Кошолоп Ю. Г., Бугаев С. И., Климов В. Н., Лиходид П. В., Лаврик А. С., Новиков М. В., Валитова З. Р., Романов А. В. – 12 с.

5. Климов, В. Н. Исследование работоспособности системы смазки и охлаждения роторных подшипников газотурбинного двигателя воздушно-топливной смесью / В. Н. Климов, Д. Я. Дудьев, В. Я. Сигаило, Н. И. Климов, Ю. К. Машков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2019. –Т. 18, №1. – С. 55-66.

6. Климов, В. Н. Повышение эффективности воздушно-топливной системы смазки газотурбинного двигателя / В. Н. Климов, Д. Я. Дудьев, В. Я. Сигаило, Н. И. Климов // Авиационные двигатели и силовые установки: сборник тезисов Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых и специалистов. – Москва: ЦИАМ, 2019. – С. 21-22.

7. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS технологий: в 3 кн. Кн.1: Конструкция и прочность ГТД и ЭУ / Н. Н. Сиротин, А. С. Новиков, А. Г. Пайкин, А. Н. Сиротин. – Москва : Наука, 2011. – 1087 с.

8. Климов, В. Н. Разработка перспективной воздушно-топливной системы смазки газотурбинного двигателя: диссертация ... кандидата технических наук / Климов Виталий Николаевич ; ОмГТУ. – Омск, 2022. – 133 с.

9. Коднир, Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д. С. Коднир. – Москва: Машиностроение, 1976. – 304 с.

10. ГОСТ 18855-2013. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. Введ. 01.07.2015. – Москва : Стандартинформ, 2014. – 49 с.

Increasing the longevity of rotary bearings in gas turbine engines with air-fuel lubrication systems

V. N. Klimov	Candidate of Science (Engineering), Head of the Department of Transmissions, Oil Systems and Bearings; Branch of PJSC "UEC-Saturn" - Omsk Engine Design Bureau, Omsk, Russian Federation; email: klimov-vitaliy-asp@yandex.ru
S. V. Falaleev	Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Aircraft Engine Design and Engineering; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: sergey_falaleev@mail.ru

Turbojet engines with an air-fuel lubrication system are used in small-sized high-speed aircraft. In these engines, the cooling of rotary bearings is accomplished using air extracted from the compressor, while lubrication is provided by fuel drawn from the fuel pipeline. Under fuel lubrication, bearings operate under boundary friction conditions across a wide range of rotational frequencies and loads, which results in their limited longevity and reduced maintenance intervals for gas turbine engines (GTE). This study presents a computational analysis assessing the impact of bearing size, lubricant film temperature, rotational frequency, and axial load on the longevity of bearings lubricated and cooled by the air-fuel mixture. Methods to enhance the durability of rotary bearings in GTEs lubricated and cooled by the air-fuel mixture are delineated. The findings can be applied in the design of GTEs with air-fuel lubrication systems to extend the longevity of rotary bearings and consequently increase the maintenance intervals of the engines. The results obtained in the work are the product of the United Engine Corporation (UEC) activities.

Keywords: gas turbine engine; air-fuel mixture; lubrication system; bearing longevity; resource

Citation: Klimov, V. N. and Falaleev, S. V. (2025), "Increasing the longevity of rotary bearings in gas turbine engines with air-fuel lubrication systems", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 27-39. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-27-39. (In Russian; abstract in English)

References

1. Website AMT Netherlands [Electronic resource]. – Access mode: www.amtjets.com.
2. Website KingTech turbines [Electronic resource]. – Access mode: www.kingtechturbine.lu.
3. Tryanov, A. E. (2011), *Design features of components and systems of aircraft engines and power plants*, Samara State University Publishing House, Samara, 202 p. (In Russian).
4. Kostogryz, V. G., Dud'ev, D. Ya., Sigaylo, V. Ya., Gel'medov, A. Sh., Klimov, N. I., Kosholap, Yu. G., Bugaev, S. I., Klimov, V. N., Lihodid, P. V., Lavrik, A. S., Novikov, M. V., Valitova, Z. R. and Romanov, A. V. (2016), *Malorazmernyy gazoturbinnyy dvigatel'* [Small-sized gas turbine engine], Russian Federation, Pat. 2597322, IPC F02C7/06, № 2015116235/06, dec. 28.04.2015, published 10.09.2016. (In Russian).
5. Klimov, V. N., Dud'ev, D. Ya., Sigaylo, V. Ya., Klimov, N. I. and Mashkov, Yu. K. (2019), "Investigation of the operability of the lubrication and cooling system of rotary bearings of a gas turbine engine with an air-fuel mixture", *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, vol. 18, №1, pp. 55-66. (In Russian).
6. Klimov, V. N., Dud'ev, D. Ya., Sigaylo, V. Ya. and Klimov, N. I. (2019), "Improving the efficiency of the air-fuel lubrication system of a gas turbine engine", *Aircraft engines and power plants: a collection of abstracts of the All-Russian Scientific and Technical Conference of young scientists and specialists*, Central Institute of Aviation Motors, Moscow, pp. 21-22. (In Russian).
7. Sirotin, N. N., Novikov, A. S., Paykin, A. G., Sirotin, A. N. (2011), *Osnovy konstruirovaniya, proizvodstva i ekspluatatsii aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok v sisteme CALS tekhnologii : v 3 kn. Kn.1: Konstruktsiya i prochnost' GTD i EU* [Fundamentals of design, production and operation of aviation gas

turbine engines and power plants in the CALS technology system: in 3 books. Book.1: Design and strength of GTE and PP.], Nauka, Moscow, 1087 p. (In Russian).

8. Klimov, V. N. (2022), *Razrabotka perspektivnoy vozdushno-toplivnoy sistemy smazki gazoturbinnogo dvigatelya* [Development of a promising air-fuel lubrication system for a gas turbine engine], Ph.D. Thesis, OmSTU, Omsk, Russian Federation– 133 p. (In Russian).

9. Kodnir, D. S. (1976), *Kontaktnaya gidrodinamika smazki detaley mashin* [Contact hydrodynamics of lubrication of machine parts], Mashinostroenie, Moscow, 304 p.

10. GOST 18855-2013 [State standard 18855-2013] (2014), *Podshipniki kacheniya. Dinamicheskaya gruzopod'emnost' i nominal'nyy resurs* [Rolling bearings. Dynamic load capacity and rated life], introduced 01.07.2015, Standartinform, Moscow, 49 p. (In Russian).



Влияние сил упругого псевдопроскальзывания колёсных пар на возникновение ударных импульсов в поезде

Д. В. Морозов

старший преподаватель кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство»;
Иркутский государственный университет путей
сообщения, г. Иркутск;
email: moro-d@yandex.ru

И. Ю. Ермоленко

кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство»;
Иркутский государственный университет путей
сообщения, г. Иркутск;
email: ermolenko_iy@list.ru

А. А. Пыхалов

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
«Физика, механика и приборостроение»;
Иркутский государственный университет путей
сообщения, г. Иркутск;
email: pykhalov_aa@mail.ru

Основным вопросом при эксплуатации железнодорожного подвижного состава является безопасность перевозки грузов и пассажиров. В данной статье выделены вопросы влияния неисправностей элементов ходовых частей на напряжённо-деформированное состояние автосцепного оборудования. Выполнены исследования напряжённо-деформированного состояния автосцепки при воздействии ударных импульсов, возникающих в зависимости от скорости движения и параметров пути и вагона.

Ключевые слова: колёсная пара; автосцепное оборудование; ударные воздействия; безопасность движения

Цитирование: Морозов, Д. В. Влияние сил упругого псевдопроскальзывания колёсных пар на возникновение ударных импульсов в поезде / Д. В. Морозов, И. Ю. Ермоленко А. А. Пыхалов // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 40-50. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-40-50

Введение

Подвижной состав железных дорог имеет сложную конструкцию. Понимание напряжённого состояния сборных конструкций подвижного состава является ключевым фактором для обеспечения его надёжности и долговечности. Силовые факторы, возникающие в эксплуатации, могут создавать значительные напряжения, которые могут привести к усталостным трещинам, деформациям и, в конечном итоге, к отказу конструкции.

Анализ напряжённого состояния сборных конструкций подвижного состава под воздействием силовых факторов, возникающих в эксплуатации, является важным аспектом в

области технической безопасности и надёжности транспортных средств. Подвижной состав, такой как поезда, трамваи, автобусы и другие виды транспорта, подвергается различным нагрузкам и воздействиям во время эксплуатации, что может привести к возникновению напряжений и деформаций в конструкциях. Основные силовые факторы, влияющие на напряжённое состояние сборных конструкций подвижного состава, включают в себя динамические нагрузки, термические воздействия, вибрации, ударные нагрузки, а также воздействие окружающей среды.

Целью исследования является определение причин возникновения ударных импульсов в механической системе «вагон-путь» и их влияние на напряжённо-деформированное состояние отдельных элементов конструкции вагона.

Статистика отцепок подвижного состава

В последние несколько лет идёт стабильная тенденция на увеличение отцепок вагонов по различным неисправностям его основных узлов. Только за первое полугодие 2024 года в текущий отцепочный ремонт (ТОР) поступило 684,9 тыс. вагонов.

Распределение по основным узлам имеет следующий вид [1]:

- колёсная пара – 42,8 %;
- кузов – 25,4 %;
- тележка – 13,9 %;
- автосцепное оборудование – 9,3 %;
- тормозное оборудование – 3,8 %;
- рама – 2,7 %;
- буксовый узел – 1,8 %;
- прочие отцепки – 0,2 %.

Основная доля отцепок (рисунок 1) связана с неисправностями тележек и колёсных пар, однако в последнее время также в значительной мере стали отказывать детали автосцепного оборудования.

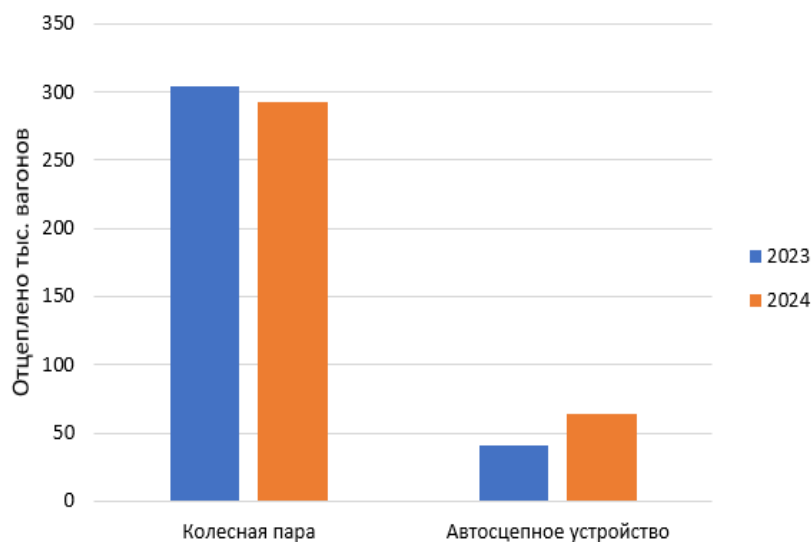


Рисунок 1 – Динамика отцепок вагонов в ТОР по неисправностям колёсных пар и автосцепного оборудования

Основываясь на данном анализе, можно предположить гипотезу о том, что два этих узла могут оказывать друг на друга негативное воздействие, которое может проявиться в виде

ударных импульсов, возникающих от неустойчивого движения колёсной пары в рельсовой колее.

Движение колёсной пары с учётом сил упругого псевдопроскальзывания

Для подтверждения данной гипотезы рассмотрим устойчивость движения колёсной пары в рельсовой колее, расчётная схема которой представлена на рисунке 2 [2–4].

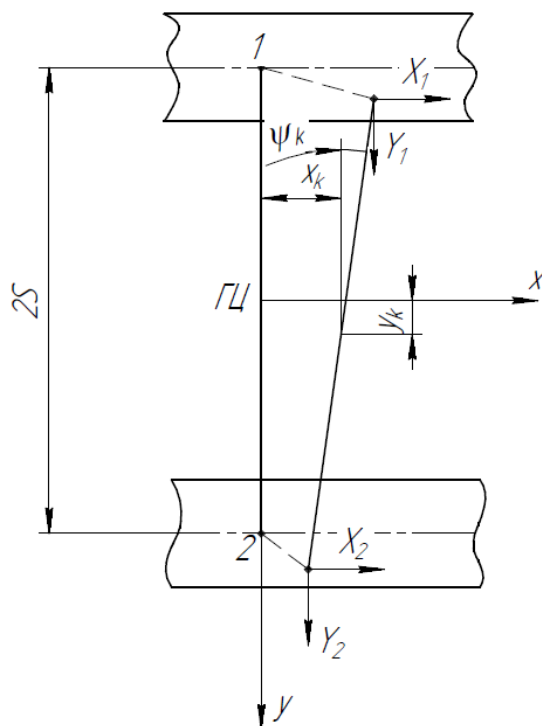


Рисунок 2 – Расчётная схема движения колёсной пары

Допустим, что продольные плоскости симметрии колёсной пары и пути совпадают, а радиусы кругов катания колёс одинаковы. Пусть при движении вследствие внешней причины геометрический центр (ГЦ) колёсной пары сместится перпендикулярно оси пути на величину y_k , а продольная ось повернётся относительно вертикали на ψ_k .

Уравнения движения колёсной пары как уравнения равновесия [5] составлены для расчётной схемы на основе использования принципа Даламбера:

$$\begin{cases} m_k \ddot{y}_k = Y_1 + Y_2; \\ J_{kz} \ddot{\psi}_{kz} = X_1 s - X_2 s, \end{cases}$$

где m_k – масса колёсной пары; J_{kz} – момент инерции колёсной пары; X_1, X_2 – проекция сил, действующая в точке контакта первого и второго колеса на ось x ; Y_1, Y_2 – то же на ось y ; s – половина расстояния между кругами катания.

Силы, действующие при движении в точках контакта, называемые силами крива, на основе гипотезы упругого скольжения Картера можно определить по формуле [6]:

$$F_k = -F \frac{u}{v},$$

где F – коэффициент крива (псевдоскольжения); u – скорость проскальзывания поверхностей колеса и рельса; v – скорость движения ГЦ колёсной пары.

Умножив полученные составляющие скорости относительного проскальзывания на коэффициент крипа F , получим выражения составляющих сил крипа в контактных точках 1 и 2, возникающих при движении колёсной пары

$$X_1 = -F \left(s\psi'_k + \frac{n}{r} y_k \right); \quad (1)$$

$$X_2 = -F \left(-s\psi'_k - \frac{n}{r} y_k \right); \quad (2)$$

$$Y_1 = Y_2 = -F(y'_k - \psi_k). \quad (3)$$

С учётом выражений (1–3) уравнения движения колёсной пары представим в виде:

$$\begin{cases} y''_k = -\frac{2F}{m_k v^2} y'_k + \frac{2F}{m_k v^2} \psi_k; \\ \psi''_k = -\frac{2F\mu s}{r I_{kz} v^2} y_k - \frac{2F s^2}{I_{kz} v^2} \psi'_k. \end{cases} \quad (4)$$

Для дальнейшего анализа приводим уравнения к нормальной форме, вводя новые обобщённые координаты: $q_1 = y_k$; $q_2 = \psi_k$; $q_3 = y'_k$; $q_4 = \psi'_k$.

Уравнения движения в этих координатах будут являться уравнениями возмущённого движения:

$$\begin{cases} q'_1 = 0 + 0 + q_3 + 0; \\ q'_2 = 0 + 0 + 0 + q_4; \\ q'_3 = 0 + \frac{2F}{m_k v^2} q_2 - \frac{2F}{m_k v^2} q_3 + 0; \\ q'_4 = -\frac{2F\mu s}{r I_{kz} v^2} q_1 + 0 + 0 - \frac{2F s^2}{I_{kz} v^2} q_4. \end{cases}$$

Характеристический определитель этой системы формально можно составить из коэффициентов при обобщённых координатах правой части уравнений, добавив к диагональным членам величину $-\lambda$:

$$\begin{vmatrix} -\lambda & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\lambda & 0 & 1 \\ 0 & \frac{2F}{m_k v^2} & -\frac{2F}{m_k v^2} - \lambda & 0 \\ -\frac{2F\mu s}{r I_{kz} v^2} & 0 & 0 & -\frac{2F s^2}{I_{kz} v^2} - \lambda \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\lambda & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\lambda & 0 & 1 \\ 0 & b_{32} & b_{33} - \lambda & 0 \\ b_{41} & 0 & 0 & b_{44} - \lambda \end{vmatrix}.$$

При условии равенства нулю определителя существует ненулевое решение системы уравнений. Раскрыв названный определитель и приравняв его к нулю, получим характеристическое уравнение относительно λ :

$$a_0 \lambda^4 + a_1 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda + a_4 = 0,$$

$$\text{где } a_0 = 1; \quad a_1 = -(b_{33} + b_{44}) = -\left(-\frac{2F}{m_k v^2} - \frac{2F s^2}{I_{kz} v^2}\right); \quad a_2 = b_{33} \cdot b_{44} = -\frac{2F}{m_k v^2} \cdot \left(-\frac{2F s^2}{I_{kz} v^2}\right); \\ a_3 = 0; \quad a_4 = -b_{41} \cdot b_{32} = -\left(-\frac{2F\mu s}{r I_{kz} v^2}\right) \cdot \frac{2F}{m_k v^2}.$$

Видно, что все знаки коэффициентов уравнения положительны, кроме $a_3=0$. Следовательно, необходимое условие ($a_i > 0$, $i=1, 2, \dots, 4$), при котором движение может быть устой-

чивым, не выполняется. Используя критерий Льенара-Шипара, решим вопрос об устойчивости движения.

Для этого необходимо рассмотреть знаки миноров T_i с нечётными индексами, так как a_1 , a_2 и a_4 положительны:

$$T_3 = \begin{vmatrix} a_1 & 1 & 0 \\ 0 & a_2 & a_1 \\ 0 & a_4 & 0 \end{vmatrix} = a_1 \begin{vmatrix} a_2 & a_1 \\ a_4 & 0 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} 0 & a_1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} < 0.$$

Следовательно, по критерию Льенара-Шипара не все корни характеристического уравнения имеют отрицательные вещественные части, и движение колёсной пары будет неустойчивым [7].

Исследование возникновения ударных импульсов в системе «вагон-путь»

Движение одиночной колёсной пары по рельсовому пути при учёте сил крипа в пятнах контакта колёс и рельсов, как было определено, неустойчиво. При соединении колёсных пар с боковыми рамами тележки с достаточными разбегами в продольном и поперечном направлении неустойчивое движение колёсных пар будет вызывать дополнительные продольные и боковые колебания подрессоренных частей. Интенсивность этих колебаний определяется параметрами траектории каждой колёсной пары и усиливается горизонтальной рельсовой неровностью.

Таким образом, совокупность представленных факторов будет выводить механическую систему «вагон-путь» из равновесия. При этом значительные по величине вертикальные и боковые силы, действующие в контакте «колесо-рельс», будут считаться ударными импульсами (время действия $\approx 10^{-3}$ с).

На основе результатов работы [8] составляем упрощённую механическую систему вагона (рисунок 3), которая будет содержать один импульсный элемент и одну непрерывную часть.

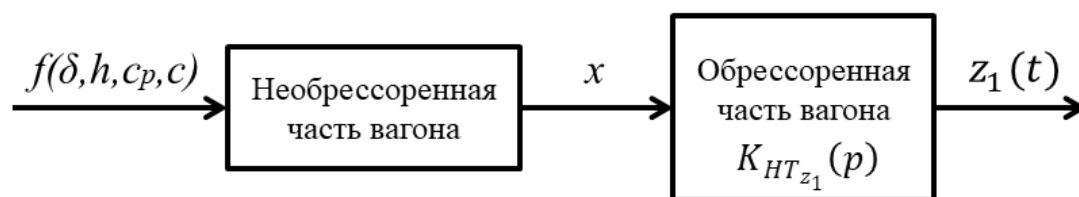


Рисунок 3 – Упрощённая схема механической системы вагона

В предложенной схеме входное воздействие (ударный импульс) характеризуется функцией $f(\delta, h, c_p, c)$ и зависит от параметров рельсовой колеи, характеристик узлов и деталей вагона. Каждый ударный импульс определяется разностью между количеством движений тела до удара и после удара.

Действие ударного импульса приводит к вертикальному или горизонтальному смещению необрессоренной части вагона с выходной функцией x . Далее происходит вертикальное перемещение обрессоренной части вагона, которое описывается функцией $z_1(t)$. Если вагон находится в составе поезда, тогда ещё нужно учитывать продольные смещения через автоцепные устройства.

Для определения величины этих перемещений необходимо знать передаточную функцию $K_{HT_{z_1}}(p)$. Передаточная функция для непрерывной части обрессоренных частей вагона рассчитана по формуле [8]:

$$K_{HT_{z_1}}(p) = \frac{p^2 + k_2^2}{m[(p + k_1^2)(p + k_2^2) - k_2^2]}, \quad (5)$$

где $k_1^2 = \frac{c_1 + c_2}{m}$; $k_2^2 = \frac{c_2}{M}$; $p \equiv \frac{d}{dt}$.

Таким образом, взаимодействие колёс с рельсовой колеёй вызывает появление одиночного пика скорости, который передаётся на обрессоренную часть вагона. Начальный скачок скорости вертикальных колебаний необрессоренной части вагона появляется в пределах 0,019–0,032 секунд от начала действия ударного импульса на колесо.

Численное моделирование воздействия ударных импульсов на НДС автосцепки

Для определения величины ударного импульса и изучения его влияния на элементы механической системы вагона рассматривалось напряжённо-деформированное состояние (НДС) автосцепки под воздействием продольных (сжимающих и растягивающих) сил. Подобная задача решалась авторами работы [9]. Для сравнения использовались такие же начальные условия: грузовой (тяжеловесный) поезд движется по расчётному подъёму 28 ‰.

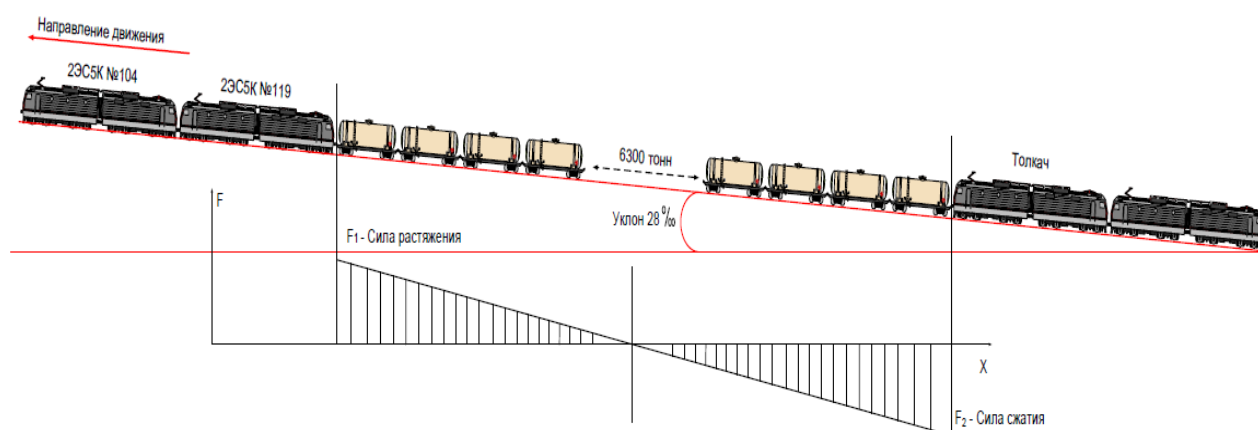


Рисунок 4 – Распределение продольных сил в поезде при движении на подъёме

В соответствии с [10] и [11] выбран I расчётный режим нагрузок, прикладываемых на автосцепку, где действуют максимальные ударные импульсы.

Для исследования НДС автосцепки хвостовик был жёстко закреплён, действующие на автосцепку статические силы направляются вдоль оси, перпендикулярно основным граням рабочей поверхности большого и малого зубьев.

Результаты моделирования представлены на рисунках 5–6.

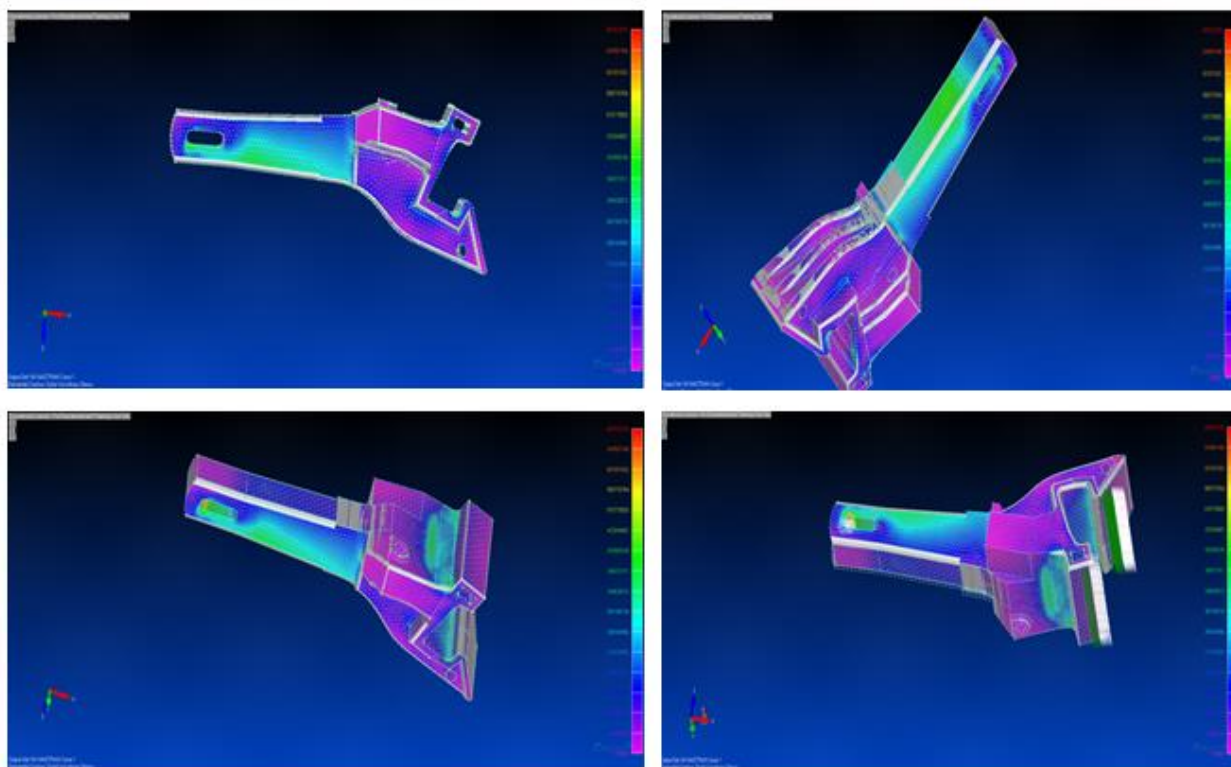


Рисунок 5 – Результаты расчёта НДС автосцепки (I расчётный режим $P_l = -2,5$ МН)

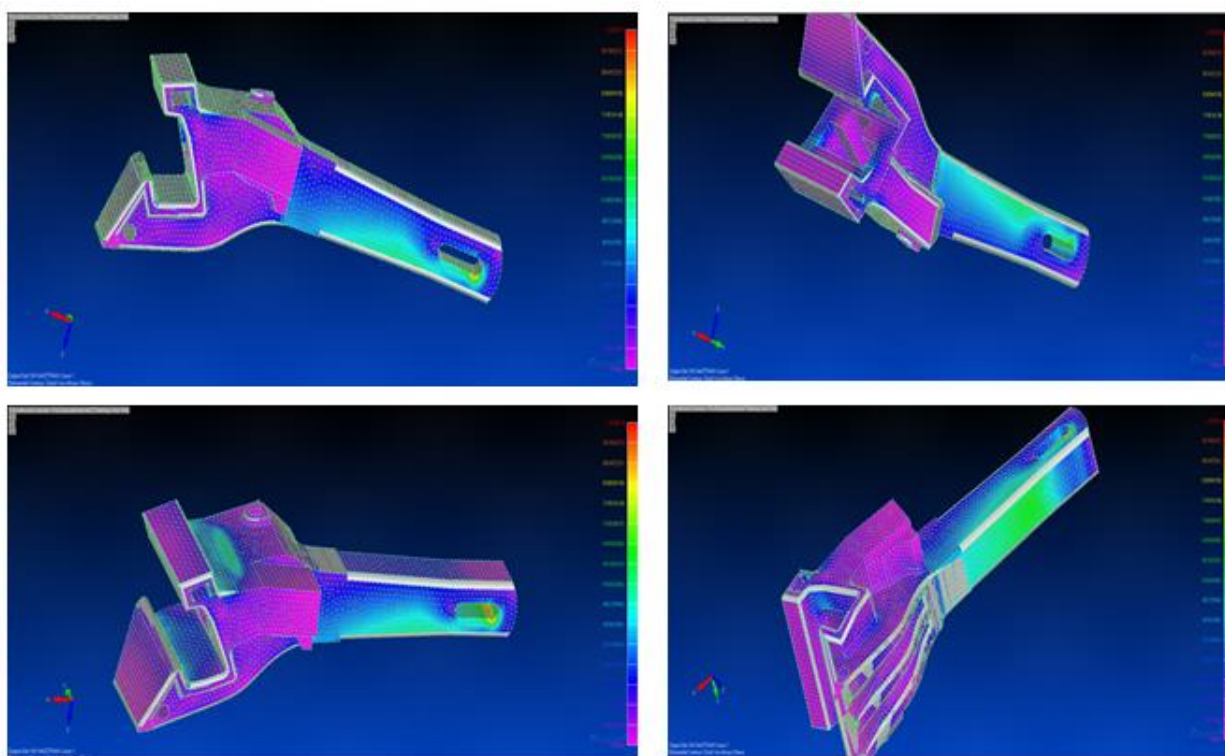


Рисунок 6 – Результаты расчёта НДС автосцепки (I расчётный режим $P_l = +3,5$ МН)

В результате моделирования видим следующую картину – при воздействии ударных импульсов, зарождающихся от взаимодействия контакта «колесо-рельс» (необрессоренная часть вагона), и передачи на обрессоренную часть вагона, максимальные напряжения возникают в сечениях, традиционно подверженных изломам в эксплуатации (рисунок 7). Кроме

этого, автосцепка имеет изгиб в левую сторону, что в дальнейшем сходится с результатами расчётов работы [9], а также подтверждено опытом эксплуатации.



Рисунок 7 – Пример разрушения корпуса автосцепки от действия сверхнормативных продольных сил

Вывод

По результатам исследования можно определить зависимость возникновения ударных импульсов от параметров рельсовой колеи и сил, действующих на элементы конструкции при движении в точках контакта.

Также следует отметить, что значительная часть аварий с поездами происходит в кривых малого радиуса, подъёмах и уклонах, когда автосцепки занимают критическое положение друг относительно друга. Рассмотренная модель позволяет достоверно исследовать эти режимы с определением реальной картины рабочих процессов. Данный подход к исследованию важнейших узлов вагонов с применением современных технологий моделирования даёт возможность выработать оптимальные методики эксплуатации подвижного состава, обеспечивающие безопасность движения поездов.

Список использованных источников

1. Агафонов, М. С. Отцепки грузовых вагонов в неплановый ремонт в первом полугодии 2024 г. / М. С. Агафонов // Вагоны и вагонного хозяйства. – 2024. – №3(79). – С. 11-13.
2. Сенько, В. И. Математическое моделирование движения одиночной колесной пары с учетом явления упругого скольжения / В. И. Сенько, С. М. Васильев // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2015. – №3(47). – С. 18-21.
3. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – Москва : Транспорт, 1986. – 560 с.
4. Ресельс, А. П. Экспериментальное определение боковых сил в системе «колесо – рельс» при движении поездов по горно-перевальному участку / А. П. Ресельс, Е. В. Филатов, Д. А. Ковенькин, Т. М. Баранов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – Т. 65, № 1. – С. 75-84.
5. Вершинский, С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, А. В. Данилов, В. Д. Хусидов. – Москва : Транспорт, 1991. – 360 с.

6. Гарг, В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати; перевод с английского. – Москва : Транспорт, 1988. – 391 с.
7. Ляпунов, А. М. Общая задача об устойчивости движения / А. М. Ляпунов. – Москва; Ленинград : Гос. изд-во техн.-теорет. лит., 1950. – 472 с.
8. Леоненко, Е. Г. Исследование периодических импульсных воздействий на порожний подвижной состав / Е. Г. Леоненко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. –2019. – №4(64). – С. 96-101.
9. Давыдов, Ю. А. Комплексные исследования элементов автосцепных устройств локомотивов / Ю. А. Давыдов, А. К. Пляскин // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. – 2013. – №1(1). – С. 32-39.
10. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – Москва : Стандартинформ, 2020. – 53 с.
11. Конструирование и расчет вагонов : учебник / П. С. Анисимов, В. В. Лукин, В. Н. Котуранов [и др.] – Москва : ФГОУ «УМЦ ЖДТ», 2011. – 688 с.

Influence of forces of elastic pseudo-slippage of wheel pairs on the occurrence of shock pulses in the train

D. V. Morozov	Senior Lecturer of the Department “Wagons and wagon equipment”; Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russian Federation; email: moro-d@yandex.ru
I. Yu. Ermolenko	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department “Wagons and wagon equipment”; Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russian Federation; email: ermolenko_iy@list.ru
A. A. Pykhalov	Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Physics, Mechanics and Instrumentation; Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russian Federation; email: pykhalov_aa@mail.ru

The main issue in the operation of railway rolling stock is the safety of transportation of goods and passengers. This article highlights the impact of faults in chassis components on the stress-strain state (hereinafter referred to as SSS) of automatic coupler equipment. Studies of the stress-strain state of the automatic coupler under the influence of shock pulses arising depending on the speed of movement and the parameters of the track and the car were carried out.

Keywords: wheelset; automatic coupling equipment; shock effects; traffic safety

Citation: Morozov, D. V., Ermolenko, I. Yu. and Pykhalov, A. A. (2025), “Influence of forces of elastic pseudo-slippage of wheel pairs on the occurrence of shock pulses in the train”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 40-50. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-40-50. (In Russian; abstract in English)

References

1. Agafonov, M. S. (2024), “Uncoupling of freight cars for unscheduled repairs in the first half of 2024”, *Wagons and wagon facilities*, №3(79), pp. 11-13.
2. Senko, V. I. and Vasiliev, S. M. (2015), “Mathematical modeling of the movement of a single wheelset taking into account the phenomenon of elastic sliding”, *Modern technologies. Systems analysis. Modeling*, №3(47), pp. 18-21.
3. Verigo, M. F. and Kogan, A. Ya. (1986), *Vzaimodeystvie puti i podvizhnogo sostava* [Interaction of track and rolling stock], Transport, Moscow, 560 p.
4. Resels, A. P., Filatov, E. V., Kovenkin, D. A. and Baranov, T. M. (2020), “Experimental determination of lateral forces in the «wheel – rail» system during the movement of trains at the mountain-pass section”, *Modern technologies. Systems analysis. Modeling*, vol. 65, no. 1, pp. 75-84.
5. Vershinsky, S. V., Danilov, A. V. and Khusidov, V. D. (1991), *Dinamika vagona* [Dynamics of wagons], Transport, Moscow, 360 p.
6. Garg, V. K. and Dukkipati, R. V. (1988), *Dinamika podvizhnogo sostava* [Rolling stock dynamics] : trans. from English, Transport, Moscow, 391p.
7. Lyapunov, A. M. (1950), *Obshchaya zadacha ob ustoychivosti dvizheniya* [General problem of stability of movement], Gos. izd-vo tekhn.-teoret. lit., Moskva, Leningrad.
8. Leonenko, E. G. (2019), “Study of periodic impulse effects on empty rolling stock”, *Modern technologies. Systems analysis. Modeling*, no. 4 (64), pp. 96-101.

9. Davydov, Yu. A. and Plyaskin, A. K. (2013), "Comprehensive analysis of elements of locomotive automatic couplers", *Transport of the Asia-Pacific region*, no. 1(1), S. 32-39.
10. GOST 33211-2014 (2020), *Vagony грузовые. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam* [Freight wagons. Requirements for strength and dynamic qualities], Standartinform, Moscow, 53 p.
11. Anisimov, P. S., Lukin, V. V., Koturanov, V. N., Khokhlov, A. A. and Kobishchanov, V. V. (2011), *Konstruirovaniye i raschet vagonov : uchebnyy* [Design and calculation of wagons: textbook], FGOU "UMTs ZhDT", Moscow, 688 p.



Энергетическая математическая модель авиационного блока передачи мощности

С. Ю. Константинов	кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной гидромеханики; Уфимский университет науки и технологий, г. Уфа; email: konstserge@mail.ru
Д. А. Кудерко	кандидат технических наук, директор центра проектирования; Холдинг «Технодинамика», г. Москва; email: dm_kuderko@mail.ru
Н. А. Поляков	заместитель директора центра проектирования; Холдинг «Технодинамика», г. Москва; email: polyakovna@tdhc.ru
В. А. Целищев	доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой прикладной гидромеханики; Уфимский университет науки и технологий, г. Уфа; email: pgl.ugatu@mail.ru

В статье предложена энергетическая математическая модель авиационного блока передачи мощности, а также результаты экспериментальных исследований модельного блока передачи мощности на стенде «Диагностика и идентификация гидросистем» кафедры прикладной гидромеханики ФГБОУ ВО УУНУТ. Произведена валидация предложенной математической модели с экспериментом, показавшая хорошую непротиворечивость и достаточную достоверность. Выполнено сравнение энергетической модели блока передачи мощности с существующими и оценены перспективы её применения.

Ключевые слова: блок передачи мощности; PTU; насос; гидромотор; математическая модель блока передачи мощности; испытание блока передачи мощности

Цитирование: Константинов, С. Ю. Энергетическая математическая модель авиационного блока передачи мощности / С. Ю. Константинов, Д. А. Кудерко, Н. А. Поляков, В. А. Целищев // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 51-61. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-51-61

Введение

Одной из наиболее важных задач при проектировании летательного аппарата (самолёта, вертолёт, беспилотника, ракеты-носителя) является создание системы управления. Система управления летательным аппаратом должна обеспечивать управление по каналам тангажа, рысканья, крена, выпуск (уборку) шасси, торможение и реверс двигателей, а также выполнение вспомогательных функций – открытие (закрытие) люков, очистку фонаря кабины от капель дождя и снега, поворот фар и т.д. и т.п. Система управления летательным аппаратом относится к системам жизнеобеспечения и поэтому должна отвечать повышенным тре-

бованиям надёжности, безопасности, регламентируемым нормами лётной годности самолётов (РФ) и сертификацией ИКАО. Ключевым звеном системы управления самолётом является гидравлическая система.

Современные гражданские самолёты в целях повышения надёжности и безопасности оснащены трёх- и четырёхконтурными гидравлическими системами [1, 2, 3], а управление по критическим поверхностям (рули высоты, направления, элероны) резервировано не менее чем от двух контуров гидравлической системы с дублированием механического канала [4]. Наиболее частой нештатной ситуацией в работе гидравлической системы самолёта является отказ источников питания одного из контуров по причине отказа двигателя, разрыва трубопроводов между двигателем и контуром, потери электрического питания и т.д. и т.п. В этом случае применяются различные конструктивные решения:

- 1) перепуск жидкости из одного контура гидросистемы в другой [1];
- 2) ввод в действие аварийной системы [2];
- 3) применение блока передачи мощности PTU [3].

Перепуск жидкости из одного контура в другой почти не применяется на современных самолётах, так как при потере герметичности приводит к дальнейшему отказу всей гидросистемы. Аварийные гидравлические системы применяются исключительно на больших и широкофюзеляжных самолётах (например, Ил-96, Boeing 747) и обеспечивают избыточный уровень надёжности, повышают стоимость и сложность эксплуатации. На большинстве современных гражданских самолётов используется трёхконтурная гидравлическая система, в которой, в случае отказа источников питания или разгерметизации одного из контуров, гидравлическая энергия от исправного контура передаётся с помощью блока передачи мощности [3, 4].

Блок передачи мощности (PTU) – гидромеханический агрегат, позволяющий передавать энергию из одной гидросистемы в другую без перелива рабочей жидкости (рисунок 1).



Рисунок 1 – Авиационные блоки передачи мощности Parker (а) и Vickers (б)
а – PTU Parker [5]; б – PTU Vickers [6]

В настоящее время в гидросистемах летательных аппаратов используются блоки передачи мощности двух зарубежных фирм: Parker [5] и Eaton Vickers [6]. PTU Parker состоит из двух симметричных аксиально-поршневых объёмных гидромашин с наклонным диском без управления, соединённых друг с другом механической связью. PTU Eaton Vickers состоит из гидромотора с наклонным блоком и несилowym карданом и насоса с наклонным диском, связанных друг с другом механической муфтой.

Для проектирования отечественного блока передачи мощности необходимо создание энергетической математической модели, которая свяжет основные внешние, внутренние и механические характеристики.

1 Энергетическая математическая модель блока передачи мощности

Конструктивно блок передачи мощности состоит из объёмного гидромотора ГМ, насоса Н и механической передачи. Принцип работы блока передачи мощности заключается в преобразовании гидравлической энергии гидромотором ГМ в механическую от контура 1 с последующим преобразованием в гидравлическую насосом Н контура 2 (рисунок 2).

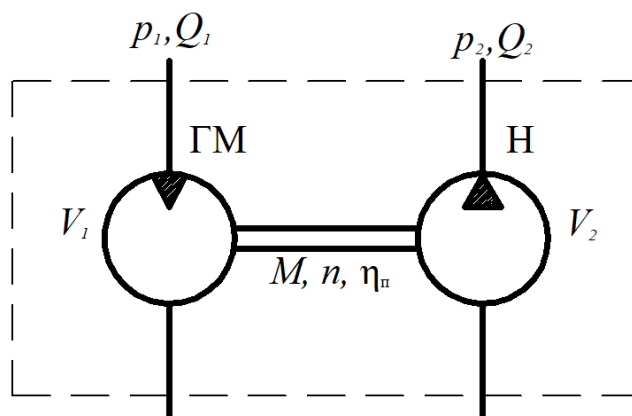


Рисунок 2 – Структурная схема авиационного блока передачи мощности

Энергетическая математическая модель блока передачи мощности состоит из следующих уравнений:

1) Баланс расходов:

$$n = \frac{Q_1}{V_1 \eta_{10}} = \frac{Q_2}{V_2 \eta_{20}}, \quad (1)$$

где n – частота вращения вала блока передачи мощности; Q_1 – расход через гидромотор; Q_2 – расход через насос; V_1 – рабочий объем гидромотора; V_2 – рабочий объем насоса; η_{10} – объемный КПД гидромотора; η_{20} – объемный КПД насоса.

Из баланса расходов расход насоса 2 контура:

$$Q_2 = Q_1 \frac{V_2 \eta_2^0}{V_1 \eta_1^0}. \quad (2)$$

2) Баланс энергий:

$$N = p_1 Q_1 \eta_1 = M \frac{\pi n}{30} \eta_{\pi} = p_2 Q_2 \eta_2 \eta_{\pi}, \quad (3)$$

где N – передаваемая мощность, η_1 – КПД гидромотора; M – момент на валу блока передачи мощности; p_1 – давление на гидромоторе; p_2 – давление, создаваемое насосом; η_{π} – КПД механической передачи между насосом и гидромотором; η_2 – КПД насоса.

Из баланса энергий (с учетом баланса расходов) давление во втором контуре:

$$p_2 = p_1 \frac{Q_1 \eta_1}{Q_2 \eta_2 \eta_{\pi}} = p_1 \frac{V_1 \eta_1 \eta_1^0}{V_2 \eta_2 \eta_{\pi} \eta_2^0}. \quad (4)$$

Анализ зависимостей для расхода (2) и энергии (3) показывает, что при проектировании блока передачи мощности ($V_1=V_2$) необходимо подбирать гидравлические машины с одинаковым объемным и общим КПД, а потери в механической передаче (η_{π}) компенсировать увеличением объема насоса Н. Так как КПД аксиально-поршневых гидромоторов увеличивается с частотой вращения, а насосов – уменьшается, рекомендуется выбирать частоту

вращения в диапазоне перекрёста частотных характеристик. Из-за неравномерности подачи объёмных гидромашин обеспечивать жёсткую связь между гидромотором и насосом недопустимо.

Оценка эффективности работы блока передачи мощности производится при помощи коэффициента передачи энергии (КПЭ), показывающего соотношение между соотношением передаваемых мощностей N_1 и N_2 из системы 1 в систему 2 и фиксированным передаточным отношением гидромотора ГМ и насоса Н по рабочим объёмам V_1 и V_2 :

$$\eta_{PTU} = \frac{k_{пэ}}{k_{пт}} = \frac{\frac{N_2}{N_1}}{\frac{V_2}{V_1}} = \frac{N_2}{N_1} \cdot \frac{V_1}{V_2}, \quad (5)$$

При постоянном давлении питания внешняя характеристика блока передачи мощности представляет прямую, параллельную оси абсцисс:

$$M = \frac{\Delta p V_1}{63} \frac{1}{\eta_1}, \quad (6)$$

$$M = \frac{30 N}{\pi n} \frac{1}{\eta_n}, \quad (7)$$

где η_n – КПД передачи (механический КПД блока передачи мощности).

$$n = \frac{N}{p_1 V_1} \frac{1}{\eta_1^0 \eta_1} = \frac{N}{p_2 V_2} \frac{1}{\eta_2^0 \eta_2 \eta_n}. \quad (8)$$

2 Экспериментальные исследования модельного образца блока передачи мощности

Для верификации энергетической математической модели авиационного блока передачи мощности проводились экспериментальные исследования модельного образца блока передачи мощности на стенде «Диагностика и идентификация гидравлических систем» кафедры «Прикладная гидромеханика» Уфимского университета науки и технологий. Схема подключения модельного блока передачи мощности к стенду представлена на рисунке 3 и состоит из двух независимых контуров: 1) контура 1, включающего электродвигатель ЭД и насос Н1 с предохранительным клапаном КП, датчиком расхода насоса DR1 и датчиками давления до и после гидромотора DD3 и DD2 соответственно; 2) контура 2, состоящего из насоса Н3, пропорционального дросселя КД и датчиков расхода DR1 и давления DD1. Гидромотор ГМ и насос Н3 соединены через две муфты и датчик крутящего момента (ДКМ) и частоты вращения (ДЧВ).

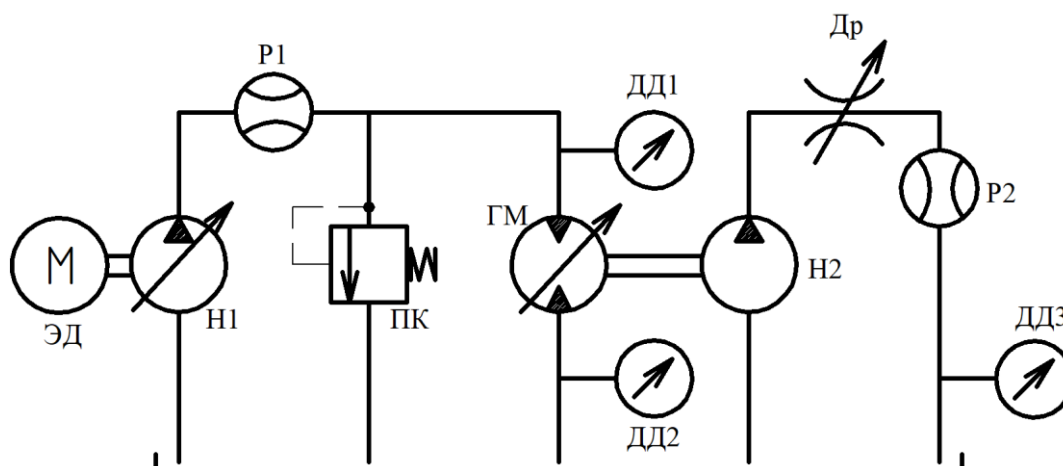


Рисунок 3 – Схема подключения модельного блока передачи мощности к стенду
 ЭД – электродвигатель; Н1 – насос первого контура; Р1 – расходомер первого контура;
 ПК – предохранительный клапан; ГМ – гидромотор; ДД1, ДД2 – датчики давления гидромотора; Н2 – насос второго контура; Др – регулируемый дроссель; Р2 – расходомер второго контура; ДД3 – датчик давления

Стенд «Диагностика и идентификация гидравлических систем» имеет автоматизированную систему управления на основе программы LabVIEW. Цель испытаний модельного блока передачи мощности – получение внешних (механических) и внутренних (гидравлических) характеристик. Внешний вид модельного блока передачи мощности представлен на рисунке 4. Технические характеристики основных гидроагрегатов представлены в таблице 1.



Рисунок 4 – Модельный блок передачи мощности
 ГМ – гидромотор; Н3 – насос; ДЧВ – датчик частоты вращения; ДКМ – датчик крутящего момента;
 ДД2 – датчик давления на входе в гидромотор; ДД3 – датчик давления на выходе из гидромотора

Результаты экспериментов сводились в таблицы, а обработка результатов проводилась для каждого контура блока передачи мощности по отдельности. При обработке учитывались характеристики основных агрегатов, указанные в таблице 1. Результаты эксперимента представлены в таблицах 2 и 3, а также на рисунках 5 и 6.

Таблица 1 – Основные технические характеристики агрегатов

Название	Обознач.	Маркировка	Тип	Характеристики	
Гидромотор	ГМ	Parker V12-060-TF-IV-D-000-D-P-060/035	Аксиально-поршневой с наклонным блоком	Рабочий объём, см ³ , максимальный/минимальный	80/35
Насос	НЗ	Bucher QXM53-063	Шестерённый	Рабочий объём, см ³	63
Насос	Н1	Parker PV063R1K1T1NFPV	Аксиально-поршневой с наклонным диском	Рабочий объём, см ³ , максимальный/минимальный	63/0
Электродвигатель	ЭД	Siemens 1LG4 223-4AA	Асинхронный	Частота вращения, об/мин	1475
Дроссель	КД	Parker TDA025EW09B2NXW	Золотниковый	Расход максимальный, л/мин	100

3 Верификация математической модели блока передачи мощности

Верификация энергетической математической модели проводилась для случая 1) переменного давления питания; 2) постоянного давления питания.

При переменном давлении внешняя экспериментальная характеристика блока передачи мощности состоит из двух частей (рисунок 5): 1) переменное давление; 2) работа регулятора постоянного давления (при уменьшении частоты вращения). Расчёт момента для первой части характеристики проводился по формуле 7 с учётом КПД передачи $\eta_{\text{п}} = 0,8$ (механические КПД муфт, потери в датчике момента, потери на трение в гидромашинах, потери из-за жёсткости крепления гидромашин к стенду). Расчёт момента для второй части характеристики выполнялся по формуле 6 с учётом полного КПД гидромотора $\eta_1 = 0,6$ (с понижением частоты вращения эффективность гидромотора падает линейно). Результаты расчётов приведены в таблице 2. Графики верификации характеристик приведены на рисунке 5.

Таблица 2 – Верификация при переменном давлении

№	Q_1 , л/мин	n , об/мин	M_3 , Н·м	N_1 , кВт	M_t , Н·м	Δ , %	Примечание
1	12	424	5,2	0,96	5,256065	1,078167	
2	12	416	5,6	1,04	5,769231	3,021978	
3	11	376	7,5	1,466667	7,836246	4,483283	
4	10	347	8,9	1,733333	9,160148	2,923014	
5	10	319	10,5	2,083333	11,75549	11,95701	
6	10	275	12,2	2,283333	12,68519	3,976928	регулятор
7	10	230	12,35	2,333333	12,96296	4,963263	регулятор
8	10	211	12,6	2,316667	12,87037	2,145797	регулятор
9	10	143	13,2	2,4	13,33333	1,010101	регулятор
10	10	76	13,5	2,45	13,61111	0,823045	регулятор
Эксперимент					Теория	Отклонение	

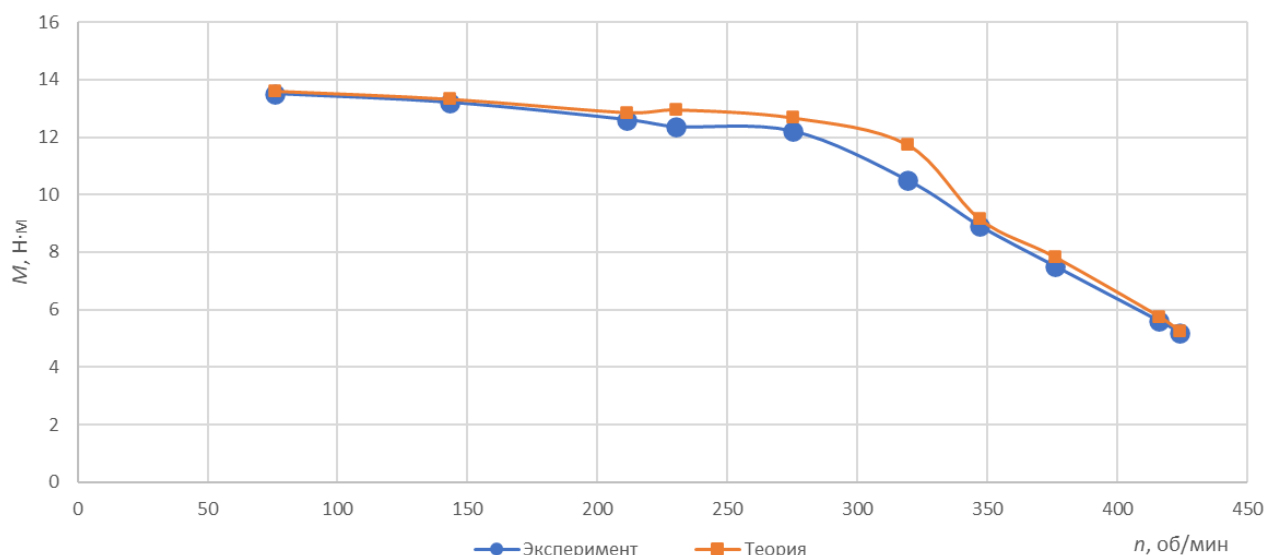


Рисунок 5 – Экспериментальная и теоретическая характеристика блока передачи мощности при переменном давлении питания и работе регулятора постоянного давления

При постоянном давлении внешняя экспериментальная характеристика блока передачи мощности представляет прямую, параллельную оси абсцисс. Расчёт крутящего момента выполнялся по формуле 6 с учётом полного КПД гидромотора $\eta_1=0,6$. Результаты расчётов приведены в таблице 3. Графики верификации характеристик приведены на рисунке 6.

Таблица 3 – Верификация при постоянном давлении

№	Q_1 , л/мин	p_{11} , атм	p_{12} , атм	n , об/мин	$M_э$, Н·м	M_t , Н·м	Δ , %
1	17	58	0	603	6,4	6,444444	0,694444
2	17	58	0	310	6,6	6,444444	2,356902
3	17	58	0	209	6,8	6,444444	5,228758
4	17	59	0	138	6,9	6,555556	4,991948
5	17	58	0	122	6,9	6,444444	6,602254
6	17	59	0	116	6,7	6,555556	2,155887
7	17	59	0	87	6,8	6,555556	3,594771
8	17	59	0	28	6,6	6,555556	0,673401
Эксперимент						Теория	Отклонение

Результаты верификации оцениваются путём расчёта отклонения теоретического значения момента от экспериментального по формуле:

$$\Delta = \frac{|M_t - M_э|}{M_э} \cdot 100\%. \quad (9)$$

Оценка значений отклонений позволяет сделать вывод о применимости предлагаемой энергетической математической модели и непротиворечивости теории рабочего процесса блока передачи мощности эксперименту.

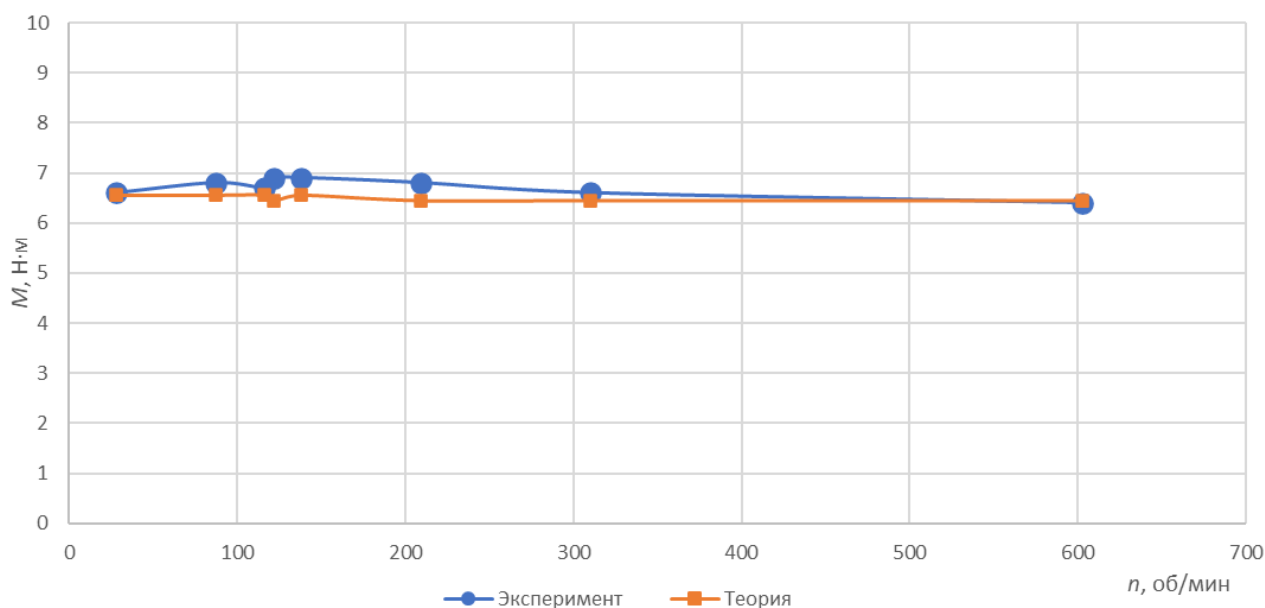


Рисунок 6 – Экспериментальная и теоретическая характеристика блока передачи мощности при постоянном давлении питания

Заключение

1. Сравнение момента и частоты вращения энергетической математической модели авиационного блока передачи мощности с результатами экспериментальных исследований показывает отклонение не более 5% для переменного давления питания (точки 1–4 таблицы 2), отклонение не более 5% для работы регулятора постоянного давления гидромотора (точки 6–10 таблицы 2) и отклонение не более 7% для постоянного давления питания (таблица 3), что позволяет сделать вывод о непротиворечивости и достаточной достоверности предлагаемой математической модели.

2. Качественный анализ энергетической математической модели позволяет отнести её к статическим математическим моделям гидравлических агрегатов, в отличие от предлагаемых в литературе [7, 8, 9] динамических моделей авиационного блока передачи мощности с различными регуляторами.

3. Применение энергетической модели авиационного блока передачи мощности позволит спроектировать и рассчитать статические характеристики перспективных блоков передачи мощности [10].

Список использованных источников

1. Техническое обслуживание гидросистемы самолета ТУ-154: Методические указания к практической работе / составитель В.П. Показеев. – Самара: Самарск. гос. аэрокос. ун-т., 2002. – 48 с.
2. Самолёт Ил-76ТД: инструкция по технической эксплуатации ч. III гл. 33. Гидравлическая система. – Москва: КБ Ильюшина, 1978. – 224 с.
3. Патент 2 455 197 Российская Федерация, МПК В64С 13/36. Гидравлическая система самолёта № 2010147306/11: заявлено 22.11.2010; опубликовано 10.07.2012 / С. Г. Кривой, С. А. Панин, А. В. Кубасов, А. В. Пименов; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество «Гражданские самолёты Сухого», Министерство промышленности и торговли Российской Федерации. – 15 с.
4. Поляков, Н. А. Концепция развития блоков передачи мощности в гидросистеме гражданского самолёта / Н. А. Поляков, А. А. Соловьёва, В. А. Целищев // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2021. – №67. – С. 5-15. DOI: 10.15593/2224-9982/2021.67.01

5. Proportional Directional Control Valves A01_Cat2500.indd, ddp, 04/19 A47 Parker Hannifin Corporation Hydraulic Valve Division Elyria, Ohio, USA A Technical Information Series D*1FB. – 2018.

6. Vickers® Constant Pressure Reversible Power Transfer Unit. Part Number 971600 Model MPRHV3-115-1C. – 2013. p. 4.

7. Кудерко, Д. А. Высокооборотный блок передачи мощности с гидромеханическим регулированием / Д. А. Кудерко, Н. А. Поляков, Г. К. Фролов, В. А. Целищев // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2024. – №76. – С. 30-40. DOI: 10.15593/2224-9982/2024.76.03

8. Целищев, В. А. Коррекция работы аварийного гидравлического привода выпуска шасси самолета / В. А. Целищев, Г. К. Фролов, Д. А. Кудерко, Н. А. Поляков // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2023. – №74. – С. 51-62. DOI: 10.15593/2224-9982/2023.74.05

9. Поляков, Н. А. Регулятор постоянной мощности объемной гидромашины в блоке передачи мощности гражданского самолета / Н. А. Поляков, Д. А. Кудерко, В. А. Целищев // Вестник УГАТУ. – 2023. – Том 27, №3 (101). – С. 3-13.

10. Патент 2 812 955 Российская Федерация, МПК F15B 15/18. Блок передачи мощности гидравлической системы самолёта №2023116704: заявлено 26.06.2023: опубликовано 06.02.2024 / С. Ю. Константинов, Д. А. Кудерко, Д. Ф. Мукминов, Н. А. Поляков, В. А. Целищев; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уфимский университет науки и технологий». – 6 с.

Energy mathematical model of an aircraft power transfer unit

S. Y. Konstantinov	Candidate of Science(Engineering), Associate Professor of the Department of the Applied Hydromechanics; Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation; email: konstserge@mail.ru
D. A. Kuderko	Candidate of Science(Engineering), Director of Design Center, JSC “Technodinamika”; Holding «Technodinamika», Moscow, Russian Federation; email: dm_kuderko@mail.ru
N. A. Polykov	Deputy Director of Design Center, JSC “Technodinamika”; Holding «Technodinamika», Moscow, Russian Federation; email: polyakovna@tdhc.ru
V. A. Tselishev	Doctor of Science(Engineering), Professor, Head of the Department of the Applied Hydromechanics; Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation; email: pgl.ugatu@mail.ru

The article proposes an energy mathematical model of an aircraft power transmission unit, as well as the results of experimental studies of a model power transmission unit at the “Diagnostics and Identification of Hydraulic Systems” stand of the Department of Applied Fluid Mechanics of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education UUNiT. The proposed mathematical model was verified with experiment, showing good consistency and sufficient reliability. The energy model of the data transmission unit is compared with existing and evaluated predictions for its application.

Keywords: power transfer unit; PTU; pump; hydraulic motor; mathematical model PTU; PTU testing

Citation: Konstantinov, S. Y., Kuderko, D. A., Polykov, N. A. and Tselishev, V. A. (2025), “Energy mathematical model of an aircraft power transfer unit”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, T. 11, no. 1, pp. 51-61. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-51-61. (In Russian; abstract in English)

References

1. Pokazeev, V. P. (2002), *Tekhnicheskoe obsluzhivanie gidrosistemy samoleta TU-154: Metodicheskie ukazaniya k prakticheskoy rabote* [Maintenance of the hydraulic system of the TU-154 aircraft: Guidelines for practical work], Samarsk. gos. aerokos. univ-t., Samara. (in Russian)
2. *Samolet Il-76TD: instruktsiya po tekhnicheskoy ekspluatatsii ch. III gl. 33. Gidravlicheskaya sistema* [Aircraft Il-76TD: technical operation manual, part III, chapter 33. Hydraulic system] (1978), KB Il'yushina, Moscow. (in Russian)
3. Krivoy, S. G., Panin, S. A., Kubasov, A. V. and Pimenov, A. V. (2012), *Gidravlicheskaya sistema samoleta №2010147306/11* [Aircraft hydraulic system №2010147306/11], Zakrytoe aktsionernoe obshchestvo «Grazhdanskie samolety Sukhogo», Ministerstvo promyshlennosti i trgovli Rossiyskoy Federatsii (2012),.: declared 22.11.2010: published 10.07.2012, RU 2 455 197 C1. (in Russian)
4. Polyakov, N. A., Solov'eva, A. A. and Tselishev, V. A. (2021), “Concept of development of power transmission units in the hydraulic system of a civil aircraft”, *Vestnik PNIPU. Aerospace engineering*, №67, pp. 5-15. DOI: 10.15593/2224-9982/2021.67.01. (in Russian)
5. Proportional Directional Control Valves A01_Cat2500.inddd, ddp, 04/19 A47 (2018), Parker Hannifin Corporation Hydraulic Valve Division Elyria, Ohio, USA A Technical Information Series D*1FB.

6. Vickers® Constant Pressure Reversible Power Transfer Unit (2013), Part Number 971600 Model MPHV3-115-1C.
7. Kuderko, D. A., Polyakov, N. A., Frolov, G. K. and Tselishchev, V. A. (2024), “High-speed power transmission unit with hydromechanical regulation”, *Vestnik PNIPU. Aerospace engineering*, №76, pp. 30–40. DOI: 10.15593/2224-9982/2024.76.03. (in Russian)
8. Kuderko, D. A., Polyakov, N. A., Frolov, G. K. and Tselishchev, V. A. (2023), “Correction of the operation of the emergency hydraulic drive for releasing the aircraft landing gear”, *Vestnik PNIPU. Aerospace engineering*, №74, pp.51–62. DOI: 10.15593/2224-9982/2023.74.05. (in Russian)
9. Kuderko, D. A., Polyakov, N. A. and Tselishchev, V. A. (2023), “Constant power regulator of a volumetric hydraulic machine in a power transmission unit of a civil aircraft”, *Vestnik USATU*, vol. 27, №3 (101), pp. 3-13. (in Russian)
10. Konstantinov, S. Yu., Kuderko, D. A., Mukminov, D. F., Polyakov, N. A. and Tselishchev, V. A. (2024), *Blok peredachi moshchnosti gidravlicheskoj sistemy samoleta №2023116704* [Aircraft hydraulic power transmission unit №2023116704], Federal'noe gosudarstvennoe byudzhetnoe obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego obrazovaniya «Ufimskiy universitet nauki i tekhnologii», filed 06/26/2023, published 02/06/2024, RU 2 812 955 C1. (in Russian)



Определение дополнительных напряжений в коленчатом вале поршневого компрессора от действий вынужденных крутильных колебаний при резонансе

П. Н. Капустин

аспирант;
Московский государственный технический университет
имени Н. Э. Баумана, г. Москва;
email: pavel.kapustin.1991@gmail.com

В статье описаны причины возникновения крутильных колебаний в поршневой компрессорной установке, приведён порядок расчёта вынужденных крутильных колебаний при резонансе: построение эпюры крутящих моментов в коленчатом вале, гармонический анализ результирующего крутящего момента, определение амплитуд вынужденных крутильных колебаний и дополнительных касательных напряжений от действий крутильных колебаний. В работе представлен вывод математической зависимости для определения действительных амплитуд крутильных колебаний при резонансе на основе равенства работ возбуждающей гармоника и сил, демпфирующих крутильные колебания.

Ключевые слова: поршневой компрессор; крутильные колебания; коленчатый вал

Цитирование: Капустин, П. Н. Определение дополнительных напряжений в коленчатом вале поршневого компрессора от действий вынужденных крутильных колебаний при резонансе / П. Н. Капустин // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 62-77. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-62-77

Введение

В наши дни идёт активное освоение новых месторождений полезных ископаемых (арктические месторождения нефти и газа, золоторудные месторождения в Якутии, Чукотке и т.д.), а также строительство новых газоперерабатывающих предприятий (газохимические комплексы в Амурской области, Приморском крае и т.д.). Большинство новых месторождений и предприятий располагаются в отдалённых труднодоступных уголках нашей страны. Такое расположение новых промышленных объектов диктует требования к массогабаритным характеристикам поставляемому оборудованию – новые установки, агрегаты должны быть мобильными и компактными, иметь возможность перевозки железнодорожным и автомобильным транспортом. Производители поршневых компрессоров повышают производительность установки с одновременным уменьшением массогабаритных характеристик за счёт увеличения частоты вращения коленчатого вала. Однако при эксплуатации поршневой компрессорной установки на повышенных оборотах возможны случаи, когда при определённой частоте вращения появляется чрезмерная вибрация и стук. При увеличении или снижении скорости вращения вала вибрация ослабевает, а затем исчезает. Причиной появления дополнительной вибрации на определённых частотах вращения коленчатого вала являются крутильные колебания.

Коленчатый вал под действием тангенциальных и радиальных сил испытывает переменные изгибные и касательные напряжения. Крутильные колебания вызывают дополнительные касательные напряжения. Вблизи резонанса значение касательных напряжений от действия крутильных колебаний могут достигать больших значений, что вкуче с напряжениями от действий тангенциальных и радиальных сил может привести к поломке вала. Коленчатый вал – критическая деталь поршневого компрессора. Его поломка приведёт к повреждению остальных деталей кривошипно-шатунного механизма и остановке работы всей установки. Поэтому на этапе проектирования поршневого компрессора необходимо корректно определить напряжение от действия тангенциальных и радиальных сил, а также от действия крутильных колебаний.

Определение значений изгибных и касательных напряжений под действием радиальных и тангенциальных сил является тривиальной задачей, её решение описано во множестве трудов, посвящённых компрессоростроению [1–5]. Однако в отечественной литературе практически отсутствует информация о расчёте крутильных колебаний в поршневых компрессорах. В работах [1–5] лишь подчеркивается важность определения значений касательных напряжений от действия крутильных колебаний, но отсутствует методика расчёта.

Крутильные колебания также возникают в двигателях внутреннего сгорания, и в литературе, посвящённой их проектированию [6–9], представлена методика определения касательных напряжений от действия крутильных колебаний. Однако данная методика может быть использована лишь для расчёта собственных крутильных колебаний. В двигателе внутреннего сгорания поршень является ведущим звеном, коленчатый вал – ведомым. В поршневом компрессоре наоборот: коленчатый вал – ведущее звено, поршень – ведомое. В поршневом компрессоре источником крутящего момента является привод компрессора, это необходимо учесть при определении результирующего крутящего момента для гармонического анализа. В поршневом компрессоре, за исключением одноступенчатой машины, каждый цилиндр имеет свою индикаторную диаграмму. Эти факторы не учитываются при расчётах крутильных колебаний в работах [6–9].

До недавнего времени отечественные производители поршневых компрессоров заказывали расчёт крутильных колебаний у зарубежных профильных компаний. Однако в 2022-ом году эти компании покинули отечественный рынок. В результате остро встал вопрос разработки собственной методики расчёта крутильных колебаний. Также, согласно проекту нового стандарта СТО ИНТИ S.60.1-2023 [10], анализ крутильных колебаний должен входить в объём документации, поставляемой вместе с поршневой компрессорной установкой. В данной статье приведён вывод математического выражения для определения действительных амплитуд вынужденных крутильных колебаний при резонансе и касательных напряжений от их действия с учётом следующих факторов:

- в поршневом компрессоре коленчатый вал является ведущим звеном, поршень – ведомым;
- в поршневом компрессоре каждый цилиндр имеет собственную индикаторную диаграмму.

1 Причины возникновения крутильных колебаний

На рисунке 1 представлены силы, действующие на механизм движения поршневого компрессора. На ось пальца (точка А, рисунок 1) действует суммарная сила P_{Σ} , направленная вдоль оси цилиндра. Суммарная сила P_{Σ} состоит из трёх слагаемых: сила давления газа на поршень P_r , сила инерции поступательно движущихся масс $J_{пс}$ и силы трения при поступательном движении $B_{пс}$. Суммарная сила P_{Σ} может быть разложена на две составляющие: нормальную силу, с которой поршень прижимается к цилиндру или крейцкопф к направля-

ющим, N и силу, действующую по шатуну, $P_{ш}$. В свою очередь сила, действующая по шатуну, $P_{ш}$ раскладывается на тангенциальную (T) и радиальную (Z) силы (точка В, рисунок 1). Именно тангенциальное (T) и радиальное (Z) усилия воспринимает шатунная шейка коленчатого вала.

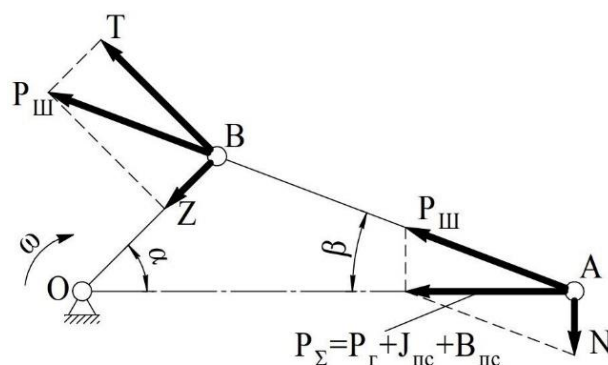


Рисунок 1 – Силы, действующие в механизме движения поршневого компрессора

P_G – газовая сила, действующая на поршень; $J_{пс}$ – сила инерции поступательно движущихся масс; $B_{пс}$ – сила трения в поступательно движущихся парах; P_{Σ} – суммарная сила, направленная вдоль оси цилиндра; $P_{ш}$ – сила, действующая по шатуну; N – нормальная сила, с которой поршень прижимается к цилиндру или крейцкопф к направляющим; T – тангенциальная сила; Z – радиальная сила

Умножив значение тангенциальной силы T на расстояние между осями шатунной и коренной шеек R (отрезок OB на рисунке 1), получим значение крутящего момента на шатунной шейке $M_{кр}$:

$$M_{кр} = T \cdot R, \quad (1)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, $H \times m$; T – тангенциальная сила, H ; R – расстояние между осями шатунной и коренной шеек, m .

Вследствие динамических свойств кривошипно-шатунного механизма, а также особенностей протекания рабочих процессов в компрессоре, диаграмма крутящего момента $M_{кр}$ представляет собой периодическую функцию от угла поворота шатунной шейки. Пример диаграммы крутящего момента, действующего на шатунную шейку, приведён на рисунке 2. Подробное описание динамического расчёта поршневого компрессора приведено в [5, 11].

В многорядном поршневом компрессоре крутящий момент на валу компрессора равен:

$$M_{\Sigma кр} = \sum_{i=1}^n T_i \cdot R, \quad (2)$$

где $M_{\Sigma кр}$ – суммарный крутящий момент от действия тангенциальных сил, $H \times m$; T_i – тангенциальная сила, создаваемая отдельным рядом компрессора, H ; R – расстояние между осями шатунной и коренной шеек, m ; n – число рядов компрессора.

При сложении крутящих моментов (2) необходимо учесть развал колен коленчатого вала.

С точки зрения теории механизмов и машин суммарный крутящий момент на валу компрессора – это момент сопротивления, который привод компрессора должен преодолеть. Общий момент сопротивления на валу компрессора ($M_{сопр}$) равен:

$$M_{сопр} = M_{\Sigma кр} + M_{тр.вр}, \quad (3)$$

где $M_{сопр}$ – момент сопротивления компрессора приводному двигателю, $H \times m$; $M_{\Sigma кр}$ – суммарный крутящий момент от действия тангенциальных сил, $H \times m$; $M_{тр.вр}$ – момент сил трения во вращательно движущихся парах, $H \times m$.

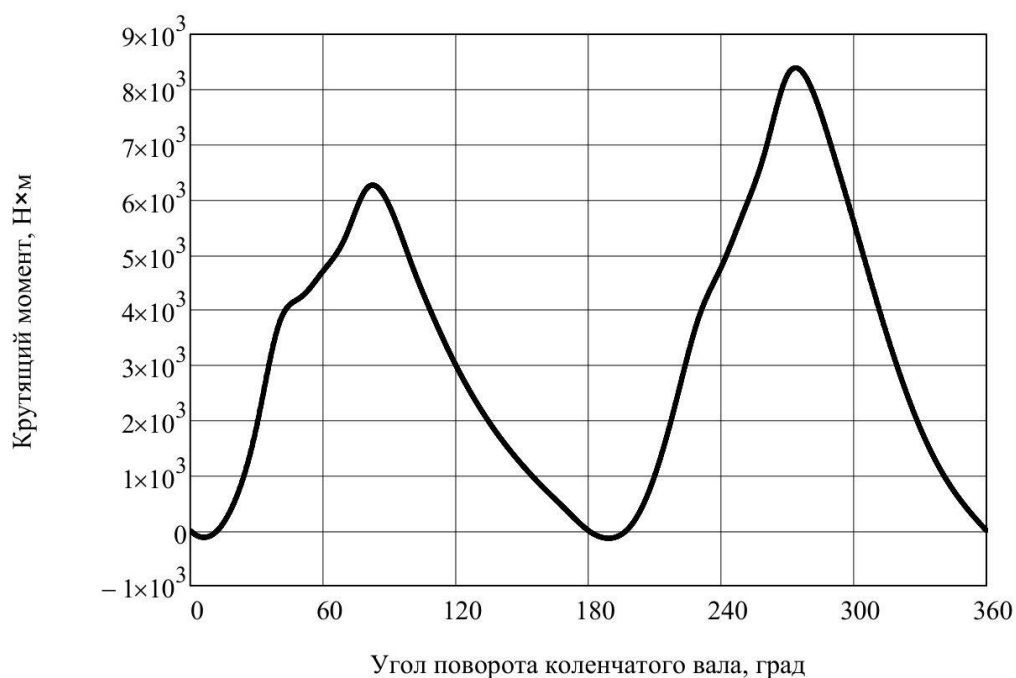


Рисунок 2 – Пример диаграммы крутящего момента

После проведения динамического расчёта строят эпюры крутящего и изгибающих моментов. Цель построения эпюр – определение значений напряжений от действий изгибающих и крутящих моментов и усилий, возникающих в подшипниковых опорах.

В поршневом компрессоре источником крутящего момента является привод. Поэтому построение эпюры крутящего момента начинается с маховика, на который действует крутящий момент со стороны привода $M_{\text{прив}}$. Далее определяются значения результирующих крутящих моментов в характерных точках: подшипниковые опоры и шатунные шейки. Поскольку моменты сил трения в подшипниковых опорах и крутящие моменты, действующие на шатунные шейки, являются моментами сопротивления, происходит уменьшение значения результирующего крутящего момента. На рисунке 3 в общем виде представлена эпюра крутящих моментов n -рядного поршневого компрессора в момент времени t_1 . Как было сказано выше, значения крутящих моментов от действия силы T меняются от угла поворота (рисунок 2). Следовательно, в каждый момент времени t_1 эпюра крутящих моментов будет разной, т.е. результирующий крутящий момент на шатунной шейке будет изменяться от угла поворота коленчатого вала. Вследствие переменного результирующего крутящего момента возникает периодическое закручивание участка коленчатого вала. Данные периодические закручивания, вызванные изменяющимся крутящим моментом, называются *крутильными колебаниями*.

Крутильные колебания могут быть двух видов: собственные, или свободные, и вынужденные.

Собственные, или свободные, колебания крутильной системы происходят тогда, когда система, выведенная из состояния покоя, совершает движение под действием только моментов сил упругости вала и моментов сил инерции связанных с ним масс, т.е. без воздействия на систему внешних сил и моментов.

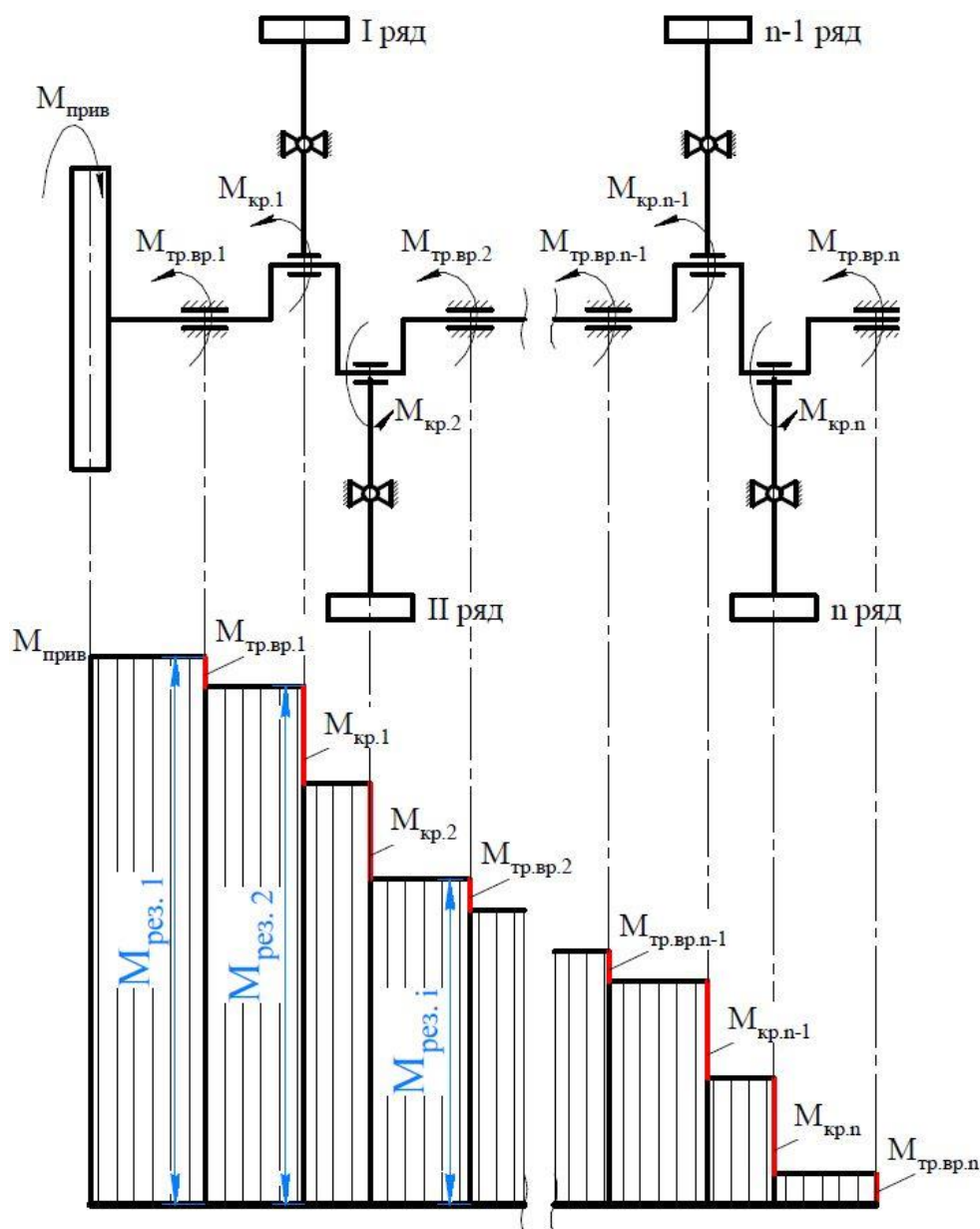


Рисунок 3 – Эпюра крутящего момента n -рядного поршневого компрессора

$M_{прив}$ – крутящий момент приводного двигателя компрессора, $\text{Н}\times\text{м}$; $M_{тр.вр.i}$ – момент сил трения в i -ом подшипников узле, $\text{Н}\times\text{м}$; $M_{кр.i}$ – крутящий момент, создаваемый i -ым рядом компрессора, $\text{Н}\times\text{м}$; $M_{рез.i}$ – результирующий крутящий момент, в i -ом сечении вала, $\text{Н}\times\text{м}$

Вынужденные крутильные колебания возникают вследствие действия на коленчатый вал периодически изменяющихся крутящих моментов, вызывающих переменные упругие деформации скручивания отдельных участков вала.

При совпадении частот собственных колебаний и частот возмущающих моментов, т.е. при резонансах, амплитуды колебаний могут достигнуть критических значений, что может привести к поломке коленчатого вала (рисунок 4).

Переменные изгибающие моменты, вызванные периодически изменяющимися тангенциальными (T) и радиальными (Z) силами, также вызывают изгибные колебания. Однако экспериментальные исследования показывают, что вследствие относительно невысоких частот вращения коленчатого вала изгибные колебания намного менее опасные, и в первом приближении ими можно пренебречь [7].



Рисунок 4 – Усталостное разрушение коленчатого вала

2 Анализ вынужденных крутильных колебаний

Расчёт вынужденных крутильных колебаний начинается с гармонического анализа результирующего крутящего момента ($M_{рез. i}$, рисунок 3). Результирующий крутящий момент – это периодическая, но не гармоническая функция, т.е. нельзя определить период гармонического колебания. Однако данная функция удовлетворяет условию Дирихле: «Если в рассматриваемом промежутке функция ограничена, причём этот промежуток может быть разбит на конечное число частей, в каждой из которых данная функция непрерывна и монотонна, то эта функция может быть разложена в ряд Фурье» [6]:

$$M(t) = \frac{M_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (M_{Ak} \sin(k \cdot \omega \cdot t + \varepsilon_k)), \quad (4)$$

где

$$M_0 = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} M(t) dt, \quad (5)$$

$$M_{ak} = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} M(t) \cos(k\omega t) dt, \quad (6)$$

$$M_{bk} = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} M(t) \sin(k\omega t) dt, \quad (7)$$

$$M_{Ak} = \sqrt{M_{ak}^2 + M_{bk}^2}, \quad (8)$$

$$\varepsilon_k = \arctan\left(\frac{M_{bk}}{M_{ak}}\right). \quad (9)$$

Необходимо подчеркнуть, что при расчёте вынужденных крутильных колебаний в двигателе внутреннего [6–9] сгорания в ряд Фурье раскладывают крутящий момент от действия тангенциальных сил ($M_{кр. i}$, рисунок 3). При анализе крутильных колебаний в поршневом компрессоре в ряд Фурье необходимо раскладывать результирующий крутящий момент ($M_{рез. i}$, рисунок 3). Это связано с тем, что в поршневом компрессоре коленчатый вал – ведущее звено, а поршень – ведомое, в двигателе внутреннего наоборот. В поршневом компрессоре источником крутящего момента является привод, а крутящие моменты, создаваемые тангенциальными силами, с точки зрения теории механизмов и машин являются моментами сопротивления, которые привод преодолевает. В двигателе именно тангенциальные силы являются источником крутящего момента.

Порядок резонирующей гармоники k , до которого происходит разложение в ряд Фурье, вычисляется после определения собственных частот крутильной системы [2, 4, 5]:

$$k = \frac{n_{\text{сoб}}}{n_{\text{pe3}}}, \quad (10)$$

где k – порядок резонирующей гармоники; n_{cob} – собственная частота крутильных колебаний, с^{-1} ; $n_{рез}$ – резонансная частота вращения вала, с^{-1} .

Часто для наглядного представления резонансного состояния и определения порядка резонирующей гармоники используют диаграмму Кэмпбелла. Подробное описание построения диаграммы Кэмпбелла приведено в [2–6].

В реальном компрессоре при вынужденных крутильных колебаниях на каждую кривошипно-шатунную массу действуют возбуждающие моменты и моменты сопротивления. Эквивалентная схема n -массовой крутильной системы представлена на рисунке 5.

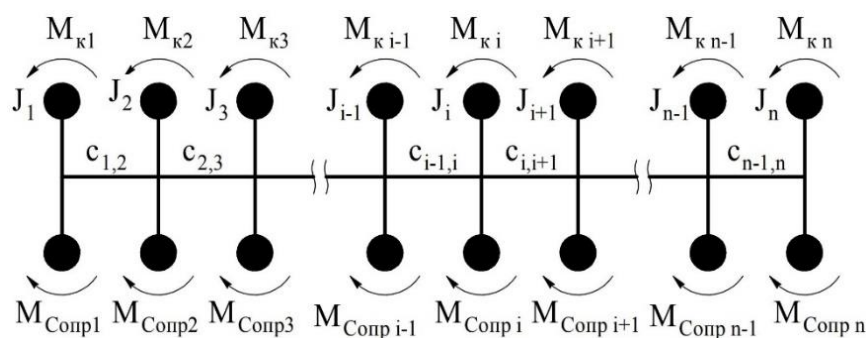


Рисунок 5 – Эквивалентная схема n-массовой крутильной системы

J_i – момент инерции крутильной массы, кг·м²; $c_{i,i+1}$ – крутильная жёсткость между i -ой и $i+1$ -ой крутильной массами, Н·м/рад; $M_{\kappa i}$ – возбуждающий крутящий момент, действующий на i -ую крутильную массу, Н·м; $M_{Conn i}$ – момент силы сопротивления, демпфирующей крутильные колебания, Н·м.

Система дифференциальных уравнений, описывающих вынужденные крутильные колебания, имеет вид [6–9]:

[illegible]

где J_i – момент инерции i -ой крутильной массы, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $C_{i,i+1}$ – крутильная жёсткость между i -ой и $i+1$ -ой крутильной массами, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; φ_i – угол поворота i -ой крутильной массы в мо-

мент времени t , рад; k – порядок резонирующей гармоники, ω_c – угловая скорость собственных колебаний, рад/с; M_{Aki} – амплитудное значение гармонического возбуждающего момента k -ого порядка, действующего на i -ую крутильную массу, Н×м; ε_{ki} – начальная фаза гармонического возбуждающего момента k -ого порядка, действующего на i -ую крутильную массу, рад.

В правой части системы уравнений (11) возбуждающая гармоническая составляющая крутящего момента, полученная в результате разложения в ряд Фурье. Необходимо отметить, что в двигателях внутреннего сгорания амплитудное значение гармонического крутящего момента M_{Aki} и его начальная фаза ε_{ki} будут одинаковы для каждой i -ой крутильной массы, на которую он действует, будет лишь смещение фазы на величину угла развала колен. В поршневом компрессоре каждая ступень имеет свою индикаторную диаграмму, поэтому значения амплитуды возбуждающего момента и его начальная фаза для каждой крутильной массы будут разными.

Решение системы уравнений (11) имеет вид:

$$\varphi = A_i \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t - \gamma_{ki}), \quad (12)$$

где A_i – действительная амплитуда колеблющейся массы, рад; γ_{ki} – угол запаздывания, рад.

Вследствие наличия внешнего и внутреннего сопротивлений резонансные амплитуды будут возрастать до тех пор, пока не установится равновесие между энергией, сообщаемой системе возбуждающей гармоникой M_{ki} (работа внешних сил), и энергией, расходуемой на рассеивание полученной энергии (работа демпфирующих сил). Демпфирующие силы и моменты частично поглощают энергию колебаний, которая преобразуется в тепловую и отводится в окружающую среду [9].

При расчёте действительных амплитуд принимается, что при резонансе формы собственных и вынужденных колебаний совпадают [6, 9].

Элементарная работа гармонического возбуждающего момента k -ого порядка, действующего на i -ую массу:

$$dW_{ki} = M_i \cdot d\varphi_i = A_i \cdot M_{Aki} \cdot k \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t + \varepsilon_{ki}) \cdot \cos(k \cdot \omega_c \cdot t - \gamma_k) \cdot d\varphi. \quad (13)$$

Чтобы получить работу гармонического возбуждающего момента k -ого порядка за полный оборот вала, необходимо провести интегрирование в пределах цикла:

$$W_{ki} = \int_0^{\frac{2\pi}{k}} A_i \cdot M_{Aki} \cdot k \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t + \varepsilon_{ki}) \cdot \cos(k \cdot \omega_c \cdot t - \gamma_k) \cdot d\varphi. \quad (14)$$

Просуммировав W_{ki} каждой i -ой массы, получим полную работу гармонических возбуждающих моментов k -ого порядка:

$$W_k = \sum_{i=1}^n W_{ki} = \pi \cdot \sum_{i=1}^n (A_i \cdot M_{Aki} \cdot \sin(\varepsilon_{ki} + \gamma_k)). \quad (15)$$

В уравнении (15) неизвестными величинами являются действительные амплитуды колебаний A_i и угол запаздывания γ_{ki} . Поскольку вал жёсткий, и колебания крутильных масс происходит синхронно, угол запаздывания γ_{ki} для всех масс одинаков [6]. Определяется этот угол исходя из условия максимума работы возмущающих гармоник.

$$\frac{dW_k}{d\gamma_k} = \frac{d}{d\gamma_k} \left(\pi \cdot \sum_{i=1}^n M_{Aki} \cdot A_i \cdot \sin(\varepsilon_{ki} + \gamma_{ki}) \right) = 0. \quad (16)$$

Преобразовав уравнение (16), получим выражение для тангенса угла запаздывания:

$$\tan \gamma_k = \sum_{i=1}^n \frac{A_i \cdot M_{Aki} \cdot \cos \varepsilon_{ki}}{A_i \cdot M_{Aki} \cdot \sin \varepsilon_{ki}}. \quad (17)$$

Подставив значение тангенса угла запаздывания (17) в выражение (15), получим итоговую формулу для полной работы гармонических возбуждающих момента k -ого порядка:

$$W_k = \pi \cdot \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n (A_i \cdot M_{Aki} \cdot \sin \varepsilon_{ki}) \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n (A_i \cdot M_{Aki} \cdot \cos \varepsilon_{ki}) \right)^2}. \quad (18)$$

Демпфирующие силы, действующие в реальной системе, препятствуют увеличению амплитуды до бесконечности. В поршневом компрессоре демпфирование главным образом определяется силами трения во вращательных кинематических парах и силами внутреннего сопротивления (гистерезис).

Элементарная работа сил сопротивления i -ой массы равна:

$$dW_{\xi i} = M_{\xi i} d\varphi_i = \xi_i \cdot \frac{d\varphi_i}{dt} \cdot d\varphi_i = \xi_i \cdot A_i^2 \cdot k \cdot \omega_c \cdot (\cos(k \cdot \omega_c \cdot t - \gamma_k))^2 d\varphi, \quad (19)$$

где ξ_i – коэффициент трения.

Для каждого типа поршневого компрессора коэффициент трения ξ будет иметь собственное значение, которое определяется экспериментально. При проектном расчёте допустимо воспользоваться эмпирической зависимостью, предложенной Хольцером [6, 7]:

$$\xi_i = 0,41 \cdot J_{0i} \cdot \omega, \quad (20)$$

где J_{0i} – эквивалентный момент инерции i -ой кривошипно-шатунной массы; ω – угловая скорость колебания массы.

Тогда полная работа сил трения i -ой массы за один оборот равна:

$$W_{\xi i} = \int_0^{\frac{2\pi}{k}} dW_{\xi i} d\varphi = \int_0^{\frac{2\pi}{k}} \xi_i \cdot A_i^2 \cdot k \cdot \omega_c \cdot (\cos(k \cdot \omega_c \cdot t - \gamma_k))^2 d\varphi. \quad (21)$$

Просуммировав $W_{\xi i}$, получим полную работу сил трения:

$$W_{\xi} = \sum_{i=1}^n W_{\xi i} = \pi \cdot k \cdot \omega_c \cdot \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot A_i^2. \quad (22)$$

Внутреннее трение в материале при циклических деформациях характеризуется зависимостью напряжений от деформации – петлёй гистерезиса. За каждый цикл колебаний рассеивается некоторое количество энергии ΔU . Это явление характеризуется коэффициентом поглощения ψ , который численно определяет долю рассеиваемой энергии [6].

Работа сил внутреннего сопротивления при кручении участка $[i, i+1]$:

$$W_{\psi i} = \Delta U_i = \psi \cdot U_i = \frac{\psi}{2} \cdot c_{i,i+1} \cdot (A_i - A_{i+1})^2, \quad (23)$$

где значения коэффициентов поглощения ψ при одноосном напряжённом состоянии.

Коэффициент поглощения ψ зависит от материала коленчатого вала и определяется экспериментально. При проектном расчёте коленчатого вала коэффициент поглощения допускается принять: 0,01–0,02 для стали, 0,2–0,3 для чугуна [9].

Просуммировав работу сил внутреннего сопротивления между всеми участками вала, получим полную работу сил внутреннего сопротивления:

$$W_{\psi} = \sum_{i=1}^{n-1} W_{\psi i} = \frac{\psi}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} c_{i,i+1} \cdot (A_i - A_{i+1})^2. \quad (24)$$

Суммарная работа демпфирующих сил равна:

$$W_{\text{демп}} = W_{\xi} + W_{\psi} = \pi \cdot k \cdot \omega_c \cdot \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot A_i^2 + \frac{\psi}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} c_{i,i+1} \cdot (A_i - A_{i+1})^2. \quad (25)$$

Демпфирующие силы препятствуют увеличению амплитуд крутильных колебаний при резонансе до бесконечности. Амплитуды возрастают до тех пор, пока не установится равновесие между работами возмущающих сил W_K и сил сопротивления $W_{\text{демп}}$.

$$W_k = W_{\text{демп}}. \quad (26)$$

С учётом (18) и (25):

$$\begin{aligned} & \pi \cdot \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n (A_i \cdot M_{ki} \cdot \sin \varepsilon_{ki}) \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n (A_i \cdot M_{ki} \cdot \cos \varepsilon_{ki}) \right)^2} = \\ & = \pi \cdot k \cdot \omega_c \cdot \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot A_i^2 + \frac{\psi}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} c_{i,i+1} \cdot (A_i - A_{i+1})^2. \end{aligned} \quad (27)$$

С учётом выражения для относительных амплитуд, определённых во время анализа собственных крутильных колебаний [3]:

$$a_1 = \frac{A_1}{A_1} = 1, \quad a_2 = \frac{A_2}{A_1}, \quad \dots, \quad a_i = \frac{A_i}{A_1}, \quad \dots, \quad a_n = \frac{A_n}{A_1}, \quad (28)$$

выражение (27) принимает следующий вид:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot \sqrt{(\sum_{i=1}^n (a_i \cdot M_{Aki} \cdot \sin \varepsilon_{ki}))^2 + (\sum_{i=1}^n (a_i \cdot M_{Aki} \cdot \cos \varepsilon_{ki}))^2}}{\pi \cdot k \cdot \omega_c \cdot \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot a_i^2 + \frac{\psi}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} c_{i,i+1} \cdot (a_i - a_{i+1})^2}. \quad (29)$$

С учётом (28) итоговое выражение для определения действительных амплитуд вынужденных крутильных колебаний:

$$A_i = a_i \cdot \frac{\pi \cdot \sqrt{(\sum_{i=1}^n (a_i \cdot M_{Aki} \cdot \sin \varepsilon_{ki}))^2 + (\sum_{i=1}^n (a_i \cdot M_{Aki} \cdot \cos \varepsilon_{ki}))^2}}{\pi \cdot k \cdot \omega_c \cdot \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot a_i^2 + \frac{\psi}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} c_{i,i+1} \cdot (a_i - a_{i+1})^2}. \quad (30)$$

Конечная цель расчёта крутильных колебаний – определение дополнительных напряжений.

Вначале определяют моменты силы упругости для каждого участка вала:

$$M_{y\ i,i+1} = c_{i,i+1} \cdot (A_{i+1} - A_i), \quad (31)$$

где $M_{y\ i,i+1}$ – момент упругости участка вала между i -ой и $i+1$ -ой крутильной массами, Н×м; $c_{i,i+1}$ – крутильная жёсткость между i -ой и $i+1$ -ой крутильной массами, Н×м/рад; A_i – действительная амплитуда колеблющейся массы, рад.

А затем дополнительные касательные напряжения от действий крутильных колебаний:

$$\tau_{a\ i,i+1} = \pm \frac{M_{y\ i+1}}{W_{кр}}, \quad (32)$$

где $\tau_{a\ i,i+1}$ – амплитудное значение касательного напряжения участка вала между i -ой и $i+1$ -ой крутильной массами, МПа; $M_{y\ i,i+1}$ – момент упругости участка вала между i -ой и $i+1$ -ой крутильной массами, Н×м; $W_{кр}$ – полярный момент сопротивления поперечного сечения эквивалентного вала при кручении, м³.

3 Алгоритм расчёта вынужденных крутильных колебаний

Расчёт крутильных колебаний проводится в два этапа. Вначале проводят анализ свободных крутильных колебаний, из которого определяют относительные амплитуды каждой колеблющейся массы (a_i), формы колебаний и узловые точки (места, где максимальное дополнительное напряжение от действия крутильных колебаний), а также порядок резонирующих гармоник (k). Подробный алгоритм расчёта собственных крутильных колебаний коленчатого вала поршневого компрессора приведён в работе [12]. После необходимо выполнить следующую последовательность действий:

1. определить результирующий крутящий момент, действующий на каждую крутильную массу;
2. произвести гармонический анализ каждого результирующего крутящего момента согласно выражениям (4) – (9);
3. определить амплитуды вынужденных крутильных колебаний согласно формуле (30);
4. определить момент силы упругости для каждого участка вала по формуле (31);
5. вычислить дополнительные касательные напряжения от действия крутильных колебаний для каждого участка вала по формуле (32).

Полученные дополнительные значения касательных напряжений используются для определения эквивалентного коэффициента запаса при прочностном расчёте коленчатого вала.

4 Пример расчёта вынужденных крутильных колебаний

В статье [12] приведён расчёт крутильных колебаний коленчатого вала четырёхрядного поршневого компрессора для базы 4М16 (рисунок 6). Для данного вала получены следующие значения собственных частот [12]:

- 1-ая собственная частота – 5811 об/мин;

- 2-ая собственная частота – 11190 об/мин;
- 3-ья собственная частота – 28240 об/мин;
- 4-ая собственная частота – 29780 об/мин;
- 5-ая собственная частота – 50430 об/мин.

Поскольку частота вращения вала электродвигателя составляет 500 об/мин, при анализе вынужденных колебаний допустимо рассмотреть лишь первую собственную частоту, которая лежит между 10-ой и 11-ой гармониками (10).

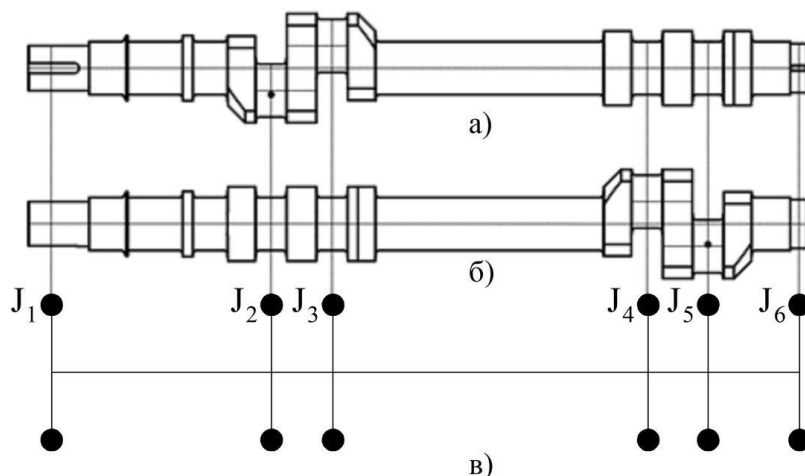


Рисунок 6 – коленчатый вал четырёхрядного поршневого компрессора для базы 4M16
а – вид спереди; б – вид сверху; в – эквивалентная схема; J_1 – момент инерции первой эквивалентной массы (маховик), $\text{кг}\times\text{м}^2$; J_2 – момент инерции второй эквивалентной массы (1-ый ряд), $\text{кг}\times\text{м}^2$; J_3 – момент инерции третьей эквивалентной массы (2-ой ряд), $\text{кг}\times\text{м}^2$; J_4 – момент инерции четвертой эквивалентной массы (3-ий ряд), $\text{кг}\times\text{м}^2$; J_5 – момент инерции пятой эквивалентной массы (4-ый ряд), $\text{кг}\times\text{м}^2$; J_6 – момент инерции шестой эквивалентной массы (зубчатое колесо), $\text{кг}\times\text{м}^2$

Ниже представлен анализ вынужденных крутильных колебаний для четырёхступенчатого поршневого компрессора на базе 4M16. Для расчёта составлена шестимассовая эквивалентная схема (рисунок 6, в). В таблице 1 приведены параметры эквивалентной крутильной системы.

Таблица 1 – Параметры шестимассовой эквивалентной системы

Номер крутильной массы	Реальная колеблющая масса	Эквивалентный момент инерции, $\text{кг}\times\text{м}^2$
1	Маховик	89
2	1-ый ряд компрессора	36
3	2-й ряд компрессора	36
4	3-ий ряд компрессора	29
5	4-ый ряд компрессора	29
6	Зубчатое колесо для привода масляного насоса	3

В рассчитываемом компрессоре неравномерный результирующий крутящий момент возникает на 2 – 5 крутильных массах. Для данных эквивалентных масс в таблице 2 представлен гармонический анализ результирующего крутящего момента. В таблице приняты следующие обозначения: k – номер гармоники, $M_{\text{Ак}}$ – амплитуда возбуждающей гармоники, ϵ_k – начальная фаза возбуждающей гармоники.

Таблица 2 – Гармонический анализ результирующих крутящих моментов

k	2-ая крутильная масса		3-я крутильная масса		4-ая крутильная масса		5-ая крутильная масса	
	$M_{Ak}, Н \times м$	$\varepsilon_k, рад$	$M_{Ak}, Н \times м$	$\varepsilon_k, рад$	$M_{Ak}, Н \times м$	$\varepsilon_k, рад$	$M_{Ak}, Н \times м$	$\varepsilon_k, рад$
1	15291	1,145	12325	0,987	8873	0,254	4854	1,134
2	0,054	-1,138	0,159	-1,008	0,009	-1,898	0,017	-1,002
3	11304	-0,351	8561	-0,987	5464	-0,007	3724	-0,845
4	3685	1,474	1487	1,997	886	2,017	145	1,187
5	1681	0,659	518	1,477	435	0,922	240	0,025
6	0,075	0,231	0,150	0,987	0,108	1,250	0,002	0,954
7	826	1,481	456	1,997	302	1,018	188	0,145
8	1826	0,021	974	0,107	654	1,477	321	1,087
9	324	-1,173	120	-1,036	47	-0,947	12	-1,276
10	0,096	0,095	0,874	0,745	0,741	0,171	0,041	0,114
11	818	-0,824	641	-1,745	412	-1,012	147	-0,874
12	366	0,047	199	1,103	103	0,256	54	0,973

В таблице 3 приведены значения действительных амплитуд при резонансе

Таблица 3 – Значения действительных амплитуд вынужденных крутильных колебаний при резонансе

Номер крутильной массы	Действительная амплитуда колебания, град
1	0,171
2	0,266
3	0,243
4	0,023
5	0,023
6	0,171

В таблице 4 приведены значения момента упругости в каждом участке вала и дополнительные касательные напряжения от действия крутильных колебаний.

Таблица 4 – дополнительные касательные напряжения от действия крутильных колебаний

Номер участка	Момент упругости участка, $Н \times м$	Дополнительное касательное напряжение от действия крутильных колебаний, МПа
1-2	49152	14,2
2-3	51847	15,0
3-4	49671	14,3
4-5	26825	7,7
5-6	3065	0,9

Заключение

Крутильные колебания – опасное явление, которому подвержены все поршневые компрессоры вследствие динамических особенностей кривошипно-шатунного механизма. Повышенную опасность крутильные колебания представляют для современных быстроходных поршневых компрессоров. Однако все негативные последствия от действий крутильных колебаний можно предотвратить на этапе проектирования поршневого компрессора. В статье приведён вывод математической зависимости для определения дополнительных касательных напряжений от действий вынужденных крутильных колебаний при резонансе. Полученные значения дополнительных напряжений используются в дальнейшем прочностном расчёте коленчатого вала для определения уточнённого коэффициента запаса. Уточнённые значения напряжений в коленчатом вале позволят корректно определить геометрические размеры и материал коленчатого вала.

В статье представлена математическая модель для определения действительных амплитуд вынужденных крутильных колебаний при резонансе и касательных напряжений от их действия. Данная модель учитывает ключевые отличия расчёта вынужденных крутильных колебаний коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания от крутильных колебаний коленчатого вала поршневого компрессора, а именно:

- в поршневом компрессоре коленчатый вал является ведущим звеном, поршень – ведомым;
- в поршневом компрессоре каждый цилиндр имеет собственную индикаторную диаграмму.

Представленная в статье теоретическая модель может лечь в основу программного комплекса для расчёта крутильных колебаний коленчатого вала в поршневых компрессорных установках.

Список использованных источников

1. Видякин, Ю. А. Оппозитные компрессоры / Ю. А. Видякин, Е. Б. Доброклонский, Т. Ф. Кондратьева. — 3-е изд., перераб и доп. — Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1961. — 458 с., ил.
2. Захаренко, С. Е. Поршневые компрессоры / С. Е. Захаренко, С. А. Анисимов, В. А. Дмитриевский, Г. В. Карпов, Б. С. Фотин; под общ. ред. С. Е. Захаренко. — Ленинград : Машгиз. Ленингр. отд-ние, 1979. — 279 с., ил.
3. Рыжов, Б. М. Авиационные поршневые компрессоры / Б. М. Рыжов — Москва : Оборонгиз, 1963. — 335с., ил.
4. Фотин, Б. С. Поршневые компрессоры: Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин; под. общ. ред. Б. С. Фотина. — Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. — 372 с., ил.
5. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкция и основы проектирования / М. И. Френкель. — 3-е изд., перераб. и доп. — Москва : Машиностроение, 1969. — 744 с., ил.
6. Гоц, А. Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие / А. Н. Гоц. — Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. — 200 с.
7. Маслов, Г. С. Расчеты колебаний валов. Справочное пособие / Г. С. Маслов. — Москва : Машиностроение, 1968. — 272 с., ил.
8. Истомин, П. А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П. А. Истомин. — Ленинград : Судостроение, 1968. — 303 с.
9. Краснокуцкий, А. Н. Расчёт коленчатого вала ДВС на крутильные колебания: Учебное пособие / А. Н. Краснокуцкий. — Москва : изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 36 с., ил.
10. СТО ИНТИ S.60.1-2023. Поршневые компрессорные установки для нефтегазопереработки и нефтехимии. Общие технические условия.
11. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет / П. И. Пластинин. — 3-е изд., доп. — Москва : Колос, 2000. — 456 с.: ил. — Учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений.
12. Капустин, П. Н. Определение собственных частот крутильных колебаний вала многорядного поршневого компрессора / П. Н. Капустин, Т. С. Дегтярева // Компрессорная техника и пневматика. — 2022. — №2. — С. 26-30.

Determination of additional stresses in the crankshaft of a reciprocating compressor caused by forced torsional vibrations at resonance point

P. N. Kapustin

Postgraduate Student;
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian
Federation;
pavel.kapustin.1991@gmail.com

This paper presents the causes of torsional vibrations in a reciprocating compressor unit. The main stages of forced torsional vibration calculation are represented including plotting torque diagrams of the crankshaft, harmonic analysis of resulting torque, determination of torsional vibrations real amplitudes and additional shear stresses calculation caused by torsional vibrations at resonance point. Derivation of the mathematical equation for determining the real amplitudes of torsional vibrations is given in the article based on the equality of the works of external forces exciting torsional vibrations and forces damping the torsional vibrations.

Keywords: reciprocating compressor; torsional vibrations; crankshaft

Citation: Kapustin, P. N. (2025), "Determination of additional stresses in the crankshaft of a reciprocating compressor caused by forced torsional vibrations at resonance point", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 62-77. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-62-77. (In Russian; abstract in English).

References

1. Vidyakin, Y. A., Dobroklonsky, E. B. and Kondratieva, T. F. (1979), *Oppozitnye kompressory* [Opposite compressors], 3rd ed., revised and enlarged, Mashinostroenie, Leningrad Department, Leningrad, 279 p., ill. (in Russian).
2. Zakharchenko, S. E., Anisimov, S. A., Dmitrevsky, V. A., Karpov, G. V. and Fotin B. S. (1979), *Porshnevye kompressory* [Reciprocating compressors], in Zakharchenko, S. E. (ed.), Mashgiz. Leningrad Department, Leningrad, 279 p., ill. (in Russian).
3. Ryzhov, B. M. (1963), *Aviatsionnye porshnevye kompressory* [Aviation reciprocating compressors], Oborongiz, Moscow, 335 pp.: ill. (in Russian).
4. Fotin, B. S., Pirumov, I. B., Prilutskiy, I. K. and Plastinin, P. I. (1987), *Porshnevye kompressory: Uchebnoe posobie dlya studentov vuzov, obuchayushchikhsya po spetsial'nosti "Kholodil'nye i kompressornye mashiny i ustanovki"* [Reciprocating compressors: A textbook for university students studying in the specialty "Refrigeration and compressor machines and units"], in Fotin, B. S. (ed.), Mashinostroenie, Leningrad Department, Leningrad, 372 p., ill. (in Russian).
5. Frenkel, M. I. (1969), *Porshnevye kompressory. Teoriya, konstruktsiya i osnovy proektirovaniya* [Reciprocating compressors. Theory, design and design principles], 3rd ed., revised and enlarged, Mashinostroenie, 744 p., ill. (in Russian).
6. Gots, A. N. (2008), *Krutil'nye kolebaniya kolenchatykh valov avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley: uchebnoe posobie* [Torsional vibrations of crankshafts of automobile and tractor engines: a textbook], Publishing house of Vladimir state University, 200 p. (in Russian).
7. Maslov, G. S. (1968), *Raschety kolebaniy valov. Spravochnoe posobie* [Calculations of shaft vibrations. Reference manual], Mashinostroenie, Moscow, 272 p. (in Russian).
8. Istomin, P. A. (1968), *Krutil'nye kolebaniya v sudovykh DVS* [Torsional vibrations in marine internal combustion engines], Sudostroenie, Leningrad, 303 p. (in Russian).
9. Krasnokutsky, A. N. (2002), *Raschet kolenchatogo vala DVS na krutil'nye kolebaniya: Uchebnoe posobie* [Calculation of the internal combustion engine crankshaft for torsional vibrations: Textbook], Publishing house of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 36 p., ill. (in Russian).

10. STO INTI S.60.1-2023. *Porshnevye kompressornye ustanovki dlya neftegazopererabotki i neftekhimii. Obshchie tekhnicheskie usloviya*. [Reciprocating compressor units for oil and gas refining and petrochemistry. General specifications]. (in Russian).
11. Plastinin, P. I. (2000), *Porshnevye kompressory. Tom 1. Teoriya i raschet* [Reciprocating compressors. Volume 1. Theory and calculation], 3rd ed., suppl, textbooks and teaching aids for students of higher educational institutions, Kolos, Moscow, 456 p.: ill. (in Russian).
12. Kapustin, P. N. and Degtyareva, T. S. (2022), “Undamped analysis of crankshaft torsional vibrations of a multi-row reciprocating compressor”, *Compressor technology and pneumatics*, no. 2, pp. 26-30. (in Russian).



Влияние различных методов поверхностного пластического деформирования на многоцикловую усталость образцов с надрезами

В. Ф. Павлов	доктор технических наук, профессор; кафедра сопротивления материалов Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королёва, г. Самара; email: pavlov.vf@ssau.ru
В. П. Сазанов	кандидат технических наук, доцент; кафедра сопротивления материалов Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королёва, г. Самара; email: sazanow@mail.ru
В. С. Вакулюк	доктор технических наук, профессор; кафедра сопротивления материалов Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королёва, г. Самара; email: vak.v.s@yandex.ru
О. Ю. Семёнова	кандидат технических наук, доцент; кафедра высшей математики Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королёва, г. Самара; email: ser-alv@yandex.ru
И. Ю. Коваль	аспирант; кафедра сопротивления материалов Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королёва, г. Самара; email: koval.ilya@list.ru

В работе приведено исследование влияния различных методов поверхностного упрочнения на предел выносливости ряда образцов. В качестве методов поверхностного пластического деформирования использовались: пневмодробеструйная и гидродробеструйная обработки, алмазное выглаживание, а также обкатка роликом. Анализируются партии образцов круглого поперечного сечения из сталей 30ХГСА, 12Х18Н10Т, ЭИ961, 45 и 20 с концентратором напряжений в виде надреза. Диаметр образцов составлял 10 мм. Установлено, что к большему увеличению предела выносливости образцов с надрезом приводят алмазное выглаживание и обкатка роликом. Данные методы упрочнения обеспечивают более полное распределение сжимающих остаточных напряжений по глубине нераспространяющейся трещины усталости, чем при гидродробеструйной и пневмодробеструйной обработках. При одинаковом методе поверхностного упрочнения в образцах из сталей с большим пределом текучести создаются сжимающие остаточные напряжения большей величины, чем в образцах с меньшим пределом текучести. По результатам данного исследования сделан вывод о том, что для оценки предела выносливости для поверхностно упрочнённых образцов с надрезом следует применять критерий среднеинтегральных остаточных напряжений. Критерий следует определять по толщине опасного сечения, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости.

Ключевые слова: поверхностное упрочнение; предел выносливости; остаточные напряжения; критерий среднеинтегральных остаточных напряжений

Цитирование: Павлов, В. Ф. Влияние различных методов поверхностного пластического деформирования на многоцикловую усталость образцов с надрезами / В. Ф. Павлов, В. П. Сазанов, В. С. Вакулюк, О. Ю. Семёнова, И. Ю. Коваль // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 78-86. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-78-86

Введение

В современном машиностроении при производстве деталей машин с целью повышения сопротивления усталости применяются различные методы поверхностного пластического деформирования (ППД). Использование ППД приводит к образованию сжимающих остаточных напряжений в поверхностном слое деталей, изменению структуры материала и появлению наклёпа. В работе [1] на основании проведённых экспериментов было показано, что на предел выносливости упрочнённых ППД деталей с концентраторами напряжений значительно влияют остаточные напряжения. Для прогнозирования влияния методов поверхностного упрочнения на предел выносливости деталей и образцов с концентраторами напряжений используются два критерия. Осевые остаточные напряжения σ_z^{nog} в опасном (наименьшем) сечении детали (образца) служат первым критерием. В качестве второго критерия используются среднеинтегральные остаточные напряжения $\bar{\sigma}_{ocm}$ [2], вычисленные в том же сечении детали (образца). По нижеприведённым формулам оценивается предел выносливости σ_{-1} деталей (образцов) в случае изгиба при симметричном цикле после упрочнения методами ППД:

$$\sigma_{-1} = \sigma_{-1}^0 + \psi_{\sigma} |\sigma_z^{nog}|, \quad (1)$$

$$\sigma_{-1} = \sigma_{-1}^0 + \bar{\psi}_{\sigma} |\bar{\sigma}_{ocm}|, \quad (2)$$

где σ_{-1}^0 – предел выносливости неупрочнённых деталей (образцов), МПа; ψ_{σ} – коэффициент влияния ППД на предел выносливости по критерию σ_z^{nog} ; $\bar{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния ППД на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{ocm}$;

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

$\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в опасном (наименьшем) сечении образцов и деталей по толщине поверхностного слоя a , МПа; $\xi = a/t_{кр}$ – линейный размер от текущего слоя до поверхности опасного сечения упрочнённого образца, выражается в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, которая возникает в упрочнённых методами ППД образцах или деталях при напряжении, сопоставимом с пределом выносливости, мм.

На основании большого числа экспериментов в работах [3, 4] для упрочнённых методами ППД деталей и образцов, с учётом разных типов деформаций и концентраторов напря-

жений, установлено следующее: критическая глубина $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости зависит исключительно от размера опасного (наименьшего) поперечного сечения. Для деталей и образцов цилиндрической формы $t_{кр}$ может быть определена по следующей формуле:

$$t_{кр} = 0,0216D, \quad (4)$$

где D – диаметр наименьшего (опасного) сечения детали или образца, мм.

1 Цель исследования

Для анализа возможности прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей было проведено несколько экспериментов. Исследовались упрочнённые методами ППД и неупрочнённые цилиндрические образцы диаметром 10 мм. В качестве концентраторов были круговые надрезы полукруглого профиля с радиусом $R=0,3$ мм. Для образцов были выбраны следующие материалы: 30ХГСА, 12Х18Н10Т, ЭИ961, 45 и 20. Методы упрочнения: пневмодробеструйная (ПДО) и гидродробеструйная (ГДО) обработки, алмазное выглаживание (АВ), обкатка роликом (ОР). Прогнозирование предела выносливости проводилось по среднеинтегральным остаточным напряжениям $\bar{\sigma}_{ост}$ в наименьшем (опасном) сечении образцов и по осевым остаточным напряжениям $\sigma_z^{нов}$ на поверхности наименьшего (опасного) сечения. Механические характеристики материалов образцов приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Механические характеристики материалов

Материал	Механические характеристики				
	$\sigma_T(\sigma_{0,2})$, МПа	σ_s , МПа	δ , %	ψ , %	S_k , МПа
30ХГСА	536	788	18,9	65,9	1484
12Х18Н10Т	281	646	50,8	65,6	1444
ЭИ961	992	1090	11,3	67,4	2047
сталь 45	411	757	17,4	39,6	1097
сталь 20	395	522	26,1	65,9	1416

2 Результаты исследования

Часть гладких цилиндрических образцов диаметром 10 мм были подвергнуты пластическому поверхностному упрочнению. Режимы упрочнения подбирались с учётом использования деталей в авиационной технике. Затем на образцы с упрочнением и без упрочнения наносились фасонным резцом круговые надрезы полукруглого профиля, радиус которых составлял $R = 0,3$ мм. При помощи последующего электрополирования производилось удаление наклёпанного слоя в зоне надреза от фасонного реза.

Метод колец и полосок [5] и метод удаления части поверхности образцов [6] применялись для определения остаточных напряжений в гладких образцах, которые упрочнялись ППД. Стоит заметить, что эти два метода определения остаточных напряжений имели хорошую сходимость по результатам. На рисунке 1 показаны эпюры осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a для гладких образцов. Эпюры на рисунке 1 демонстрируют, что при упрочнении ГДО на одинаковых режимах в образцах из стали ЭИ961 сжимающие остаточные напряжения выше, чем в образцах из других марок сталей

(рисунок 1, а). Это явление вполне объяснимо, так как сталь марки ЭИ961 обладает бóльшим пределом текучести (таблица 1) по отношению к другим материалам. При упрочнении роликом наблюдается то же самое для образцов из стали 30ХГСА: сжимающие остаточные напряжения больше, чем в образцах из других марок сталей (рисунок 1, б).

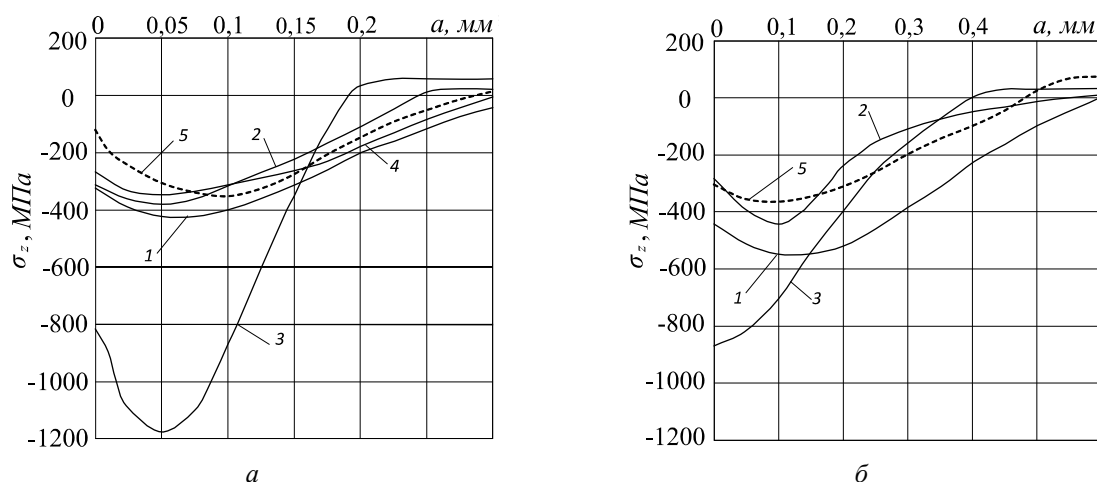


Рисунок 1 – Осевые остаточные напряжения в упрочнённых гладких образцах:
 a – после ГДО (1–4); ПДО (5); b – после ОР (1,2,5); АВ (3):
 1 – 30ХГСА; 2 – 12Х18Н10Т; 3 – ЭИ961, 4 – сталь 45; 5 – сталь 20

Для упрочнённых образцов с круговым надрезом радиусом $R = 0,3$ мм остаточные напряжения определялись через суммирование остаточных напряжений, которые возникают при нанесении надрезов на поверхность с упрочнением, и остаточных напряжений для гладких образцов. Расчёт дополнительных остаточных напряжений производился аналитическим [7] и численным [8] методами. Значения дополнительных остаточных напряжений являются схожими для двух вышеописанных методов и различаются незначительно.

На рисунке 2 представлены эпюры осевых σ_z остаточных напряжений в опасном сечении (для образцов с надрезами $R=0,3$ мм), распределённых по толщине поверхностного слоя a . В таблице 2 приведены значения остаточных напряжений на поверхности нижней части надреза $\sigma_z^{нов}$.

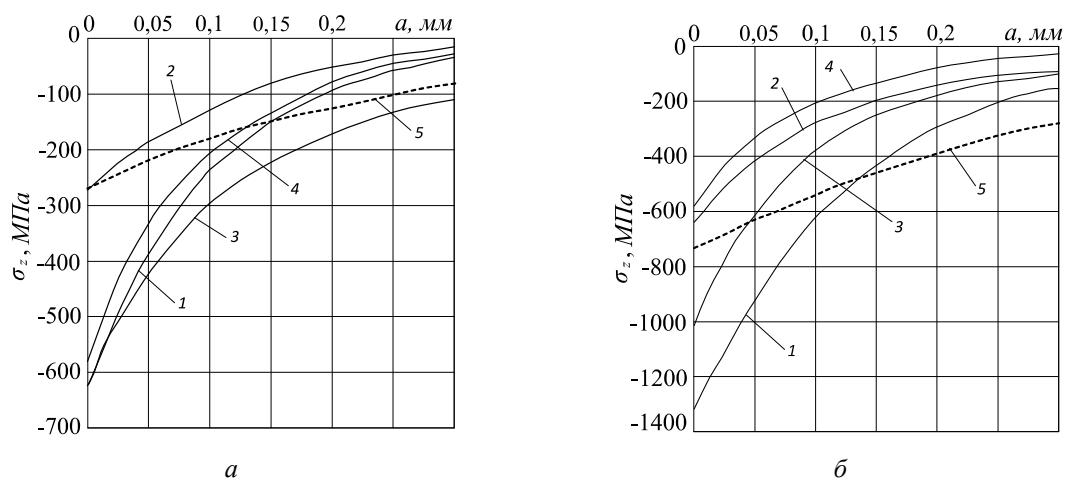


Рисунок 2 – Осевые σ_z остаточные напряжения в упрочнённых образцах с надрезом $R=0,3$ мм:
 a – после ГДО (1–4), ПДО (5); b – после ОР (1,2,5), АВ (3):
 1 – 30ХГСА, 2 – 12Х18Н10Т, 3 – ЭИ961, 4 – сталь 45, 5 – сталь 20

Таблица 2 – Результаты испытаний образцов с надрезом на усталость и определения остаточных напряжений

Материал	Неупрочнённые образцы σ_{-1}^0 , МПа	Упрочнённые образцы						
		ППД	σ_{-1} , МПа	$\sigma_z^{нов}$, МПа	ψ_σ	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
30ХГСА	180	ГДО	270	-620	0,145	0,204	-233	0,386
		ОР	400	-1320	0,167	0,202	-576	0,382
12Х18Н10Т	175	ГДО	220	-268	0,168	0,207	-126	0,356
		ОР	280	-640	0,164	0,198	-273	0,384
ЭИ961	230	ГДО	330	-616	0,163	0,200	-302	0,331
		АВ	380	-1034	0,145	0,198	-408	0,368
сталь 45	155	ГДО	225	-590	0,119	0,197	-204	0,343
сталь 20	110	ПДО	155	-263	0,171	0,203	-126	0,357
		ОР	230	-732	0,164	0,195	-337	0,356

Исходя из данных в таблице 2 следует, что значения осевых остаточных напряжений на поверхности надрезов $\sigma_z^{нов}$ в некоторых случаях выше предела текучести $\sigma_T(\sigma_{0,2})$ и предела прочности σ_σ (таблица 1). Это касается образцов из сталей 30ХГСА и 20. Стоит отметить, что согласно статье [9] при плоском напряжённом состоянии остаточные напряжения в наклёпанном (упрочнённом) слое могут превышать показатели сопротивления разрыву S_k на 15%. В настоящем исследовании этот предел не превышен.

Испытания на усталость проводились на установке МУИ-6000. Эксперименты осуществлялись при изгибе в случае симметричного цикла. Подвергались испытаниям как упрочнённые ППД, так и неупрочнённые образцы с надрезами; база испытаний – 3×10^6 циклов нагружения. В таблице 2 показаны значения пределов выносливости неупрочнённых σ_{-1}^0 и упрочнённых σ_{-1} образцов с надрезами. Выстоявшие базу испытаний упрочнённые образцы испытывались при больших напряжениях до разрушения.

Нераспространяющиеся трещины усталости с глубиной $t_{кр}$, согласно формуле (4), были обнаружены на изломах вышеописанных образцов. В таблице 2 показаны опытные значения $t_{кр}$.

По данным из таблицы 2 видно, что использование методов ППД приводит к значительному увеличению предела выносливости для образцов с надрезом. Алмазное выглаживание и обкатка роликом обеспечивают наибольший прирост предела выносливости. Данный факт объясняется более полным распределением остаточных напряжений сжимающего характера для гладких образцов, упрочнённых этими методами ППД (рисунок 2, б), по сравнению с гидро- и дробеструйной обработками (рисунок 2, а) по толщине поверхностного слоя, равной глубине надреза $R = 0,3$ мм. Остаточные сжимающие напряжения в образцах с надрезами по глубине нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ после ППД обкаткой роликом и алмазным выглаживанием выше, чем после гидро- и пневмодробеструйной обработок и, как следствие, происходит большее увеличение предела выносливости.

При вычислении критерия среднеинтегральных остаточных напряжений по формуле (3) для образцов с надрезами, упрочнённых ППД, использовались эпюры осевых остаточных напряжений, которые отображены на рисунке 2; в таблице 2 приведены значения критерия $\bar{\sigma}_{ост}$. Согласно данным в таблице 2 можно заметить, что увеличение среднеинтеграль-

ных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ приводит к повышению значений предела выносливости для образцов с надрезами.

Коэффициент влияния ППД на предел выносливости ψ_{σ} по критерию $\sigma_z^{нов}$ (формула (1)) изменяет величину от 0,119 до 0,171 (таблица 2). При этом коэффициент влияния ППД на предел выносливости $\bar{\psi}_{\sigma}$ по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$ (формула (2)) изменяется в меньших пределах – от 0,331 до 0,386. Поэтому для прогнозирования предела выносливости при изгибе упрочнённых методами ППД деталей с концентраторами напряжений следует рекомендовать критерий $\bar{\sigma}_{ост}$.

Заключение

1. На основании проведённого исследования видно, что методы ППД (алмазное выглаживание и обкатка роликом) для деталей с надрезами приводят к большему приращению предела выносливости, чем при гидро- и пневмодробеструйной обработках. Этот факт объясняется тем, что распределение сжимающих остаточных напряжений по толщине опасного сечения образцов является более полным.

2. При гидродробеструйной обработке и обкатке роликом на одинаковых режимах остаточные напряжения и глубина их залегания в гладких образцах тем выше, чем выше предел текучести материала, из которого изготовлены образцы.

3. Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости для образцов с надрезом по среднеинтегральным остаточным напряжениям $\bar{\sigma}_{ост}$ приводит к меньшему диапазону значений соответствующего коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ по сравнению с оценкой по критерию осевых $\sigma_z^{нов}$ остаточных напряжений на поверхности опасного сечения, где диапазон значений соответствующего коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ выше. Поэтому на практике для оценки предела выносливости упрочнённых деталей рекомендуется использовать критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$.

Список использованных источников

1. Иванов, С. И. Влияние остаточных напряжений на усталостную прочность / С. И. Иванов, В. Ф. Павлов // Проблемы прочности. – 1976. – №5. – С. 25-27.
2. 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
3. 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.
4. Павлов, В. Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям / В. Ф. Павлов, В. А. Кирпичёв, В. С. Вакулук. – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.
5. Иванов, С. И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения / С. И. Иванов // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций : сб. ст. кафедр „Прочность летательных аппаратов” и „Сопротивление материалов” / Куйбышев : КуАИ, 1971. – Вып. 53. – С. 32 - 42.
6. Иванов, С. И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом снятия части поверхности / С. И. Иванов, И. В. Григорьева // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций : сб. ст. кафедр „Прочность летательных аппаратов” и „Сопротивление материалов” / Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 48. – С. 179-183.

7. Иванов, С. И. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом / С. И. Иванов, М. П. Шатунов, В. Ф. Павлов // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций : сб. ст. кафедр „Прочность летательных аппаратов” и „Соппротивление материалов” / Куйбышев: КуАИ, 1974. – Вып. 3. – С. 88-95.

8. 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.

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

Effect of different surface plastic deformation methods on high-cycle fatigue of notched specimens

V. F. Pavlov	Doctor of Science (Engineering), Professor of Strength of Materials Department of Samara National Research University (Samara University), Samara, Russian Federation; email: pavlov.vf@ssau.ru
V. P. Sazanov	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of Strength of Materials Department of Samara National Research University (Samara University), Samara, Russian Federation; email: sazanow@mail.ru
V. S. Vakulyuk	Doctor of Science (Engineering), Professor of Strength of Materials Department of Samara National Research University (Samara University), Samara, Russian Federation; email: vak.v.s@yandex.ru
O. Y. Semenova	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of Further Mathematics Department of Samara National Research University (Samara University), Samara, Russian Federation; email: ser-alv@yandex.ru
I. Y. Koval'	Postgraduate Student of Strength of Materials Department of Samara National Research University (Samara University), Samara, Russian Federation; email: koval.ilya@list.ru

The paper presents a study of the effect of different surface hardening methods on the fatigue limit of a number of specimens. The following surface plastic deformation methods were used: pneumatic shot peening, hydro-shot peening, diamond burnishing, and roller rolling. The analyzed batches of circular cross-section specimens made of 30KhGSA, 12Kh18N10T, EI961, 45, and 20 steels with a stress concentrator in the form of a notch. The specimen diameter was 10 mm. It was found that diamond burnishing and roller rolling resulted in a greater increase in the fatigue limit of notched specimens. These hardening methods ensure a more complete distribution of compressive residual stresses along the depth of a non-propagating fatigue crack than with hydro-shot peening and pneumatic shot peening. With the same method of surface hardening, compressive residual stresses of greater magnitude are created in samples made of steels with a higher yield point than in samples with a lower yield point. Based on the results of this study, it was concluded that the criterion of average integral residual stresses should be used to assess the fatigue limit for surface-hardened notched samples. The criterion should be determined by the thickness of the dangerous section, equal to the critical depth of a non-propagating fatigue crack.

Keywords: surface hardening; fatigue limit; residual stresses; criterion of average integral residual stresses

Citation: Pavlov, V. F., Sazanov, V. P., Vakulyuk, V. S., Semenova, O. Y. and Koval', I. Y. (2025), "Effect of different surface plastic deformation methods on high-cycle fatigue of notched specimens", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 78-86. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-78-86. (In Russian; abstract in English)

References

1. Ivanov, S. I. and Pavlov, V. F. (1976), "Residual stresses influence on fatigue strength", *Strength problems*, no. 5, pp. 25-27. (in Russian)

2. 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)
3. 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)
4. 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, 125 pp. (in Russian)
5. Ivanov, S. I. (1971), "On determination of residual stresses in cylinder by rings-and-stripes method. Residual stresses" (1971), *Voprosy prochnosti elementov aviatsionnykh konstruktsiy : sbornik statey kafedr „Prochnost' letatel'nykh apparatov” i „Soprotivlenie materialov”* [Questions of strength of aircraft design elements: collection of articles of departments "Strength of aircraft" and "Strength of materials"], Kuibyshev Aviation Institute, issue 53, pp. 32-42. (in Russian)
6. Ivanov, S. I. and Grigorieva, I. V. (1971), "To determine the residual stresses in the cylinder by removing part of the surface", *Voprosy prochnosti elementov aviatsionnykh konstruktsiy : sbornik statey kafedr „Prochnost' letatel'nykh apparatov” i „Soprotivlenie materialov”* [Questions of strength of aircraft design elements: collection of articles of departments "Strength of aircraft" and "Strength of materials"], Kuibyshev Aviation Institute, issue 48, pp. 179-183. (in Russian)
7. Ivanov, S. I., Shatunov, M. P. and Pavlov, V. F. (1974), "The influence of residual stresses on the endurance of notched specimens", *Voprosy prochnosti elementov aviatsionnykh konstruktsiy : sbornik statey kafedr „Prochnost' letatel'nykh apparatov” i „Soprotivlenie materialov”* [Questions of strength of aircraft design elements: collection of articles of departments "Strength of aircraft" and "Strength of materials"], Kuibyshev Aviation Institute, issue 3, pp. 88-95. (in Russian)
8. Sazanov, V. P., Kirpichev, V. A., Vakulyuk, V. S. and Pavlov, V. F. (2015), "The definition of initial deformations in the cylindrical parts surface layer by Finite Elements Modeling method using PATRAN/NASTRAN program complex", *Vestnik USATU*, vol. 19, no. 2 (68), pp. 35-40. (in Russian)
9. Radchenko, V. P. and Pavlov, V. F. (2011), "The maximum of compressive residual stresses under surface hardening of parts", *Proceedings of the International Scientific Technical Conference "Strength of materials and structural elements"*, The G. S. Pisarenko Strength Problems Institute of the Ukraine Academy of Sciences, Kiev, pp. 354-357. (in Russian)



Автоматизация стенда по исследованию магнитного гистерезиса демпфера на основе многослойного магнитореологического эластомера

В. С. Табакаев студент;
Московский государственный технический университет
им. Н. Э. Баумана, г. Москва;
email: vladimirt530@gmail.com

А. М. Базиненков кандидат технических наук, доцент;
Московский государственный технический университет
им. Н. Э. Баумана, г. Москва;
email: ambazinenkov@bmstu.ru

Л. В. Костин студент;
Московский государственный технический университет
им. Н. Э. Баумана, г. Москва;
email: ikostin2002@mail.ru

Широкое использование электронного прецизионного оборудования обуславливает необходимость исследований, направленных на разработку и усовершенствование средств защиты от вибрационного воздействия. В работе представлено исследование демпфера, принцип действия которого основан на использовании «интеллектуального» материала – многослойного магнитореологического эластомера. Интерес к таким устройствам обусловлен возможностью регулировки упругих свойств, размеров и формы рабочего тела с помощью изменения внешнего магнитного поля, а также большой нагрузочной способностью подобных устройств. Эффективность активной виброизоляции, осуществляемой демпфером, определяется качеством его переходных процессов, технологией изготовления и составом многослойного магнитореологического эластомера. Время переходного процесса позволяет определить быстродействие системы, а следовательно, и частоты, в пределах которых устройство может эффективно работать в активном режиме. Результаты исследований показали, что максимальное время переходного процесса составило 106 мс, что соответствует эффективной работе в диапазоне низких частот до 9,5 Гц.

Ключевые слова: вибрационная защита; виброизоляция; многослойный магнитореологический эластомер; магнитореологический демпфер; переходные процессы; система автоматического управления

Цитирование: Табакаев, В. С. Автоматизация стенда по исследованию магнитного гистерезиса демпфера на основе многослойного магнитореологического эластомера / В. С. Табакаев, А. М. Базиненков, Л. В. Костин // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 87-95. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-87-95

Введение

Пассивные системы виброизоляции оказываются недостаточно эффективными при низкочастотных возмущениях и широкополосной вибрации, что ограничивает их применение в прецизионном оборудовании. В таких случаях всё большее распространение получают полуактивные и активные системы виброизоляции, которые компенсируют внешние возму-

щающие силы дополнительным источником энергии, минимизируя вибрации защищаемого объекта или его относительное смещение [1, 2].

Активные системы на основе пьезоэлектриков демонстрируют высокую эффективность, однако имеют недостатки, такие как низкая эффективность виброизоляции на низких частотах (до 10 Гц), ограниченные возможности виброизоляции в пассивном и полупассивном режиме и сложность управления. В отличие от них, демпферы, изготовленные из высокоэластичных или «интеллектуальных» материалов, становятся всё более популярными. Особый интерес представляют демпферы на основе магнитореологического эластомера (МРЭ), который позволяет управлять упругими свойствами и формой рабочего тела при помощи внешнего магнитного поля. Многослойная же структура МРЭ значительно повышает нагрузочную способность устройства.

Преимущества МРЭ включают возможность быстрого изменения его свойств, что определяется переходными процессами [3]. Однако меньшая скорость реакции может наблюдаться из-за упругих процессов, что влияет на общую эффективность системы. Эффективность виброизоляции таких демпферов зависит от их структуры, используемых материалов, технологии изготовления и состава многослойного МРЭ. Изменения конструкции могут значительно повлиять на быстродействие системы, что критично для эффективности активной виброизоляции. Быстродействие системы напрямую связано с её способностью к быстрой реакции на внешние воздействия [4], что особенно важно для демпферов, предназначенных для подавления вибраций в реальном времени.

Многие аналогичные устройства находятся на этапе разработки конструкции и требуют значительных доработок для стабилизации и повторяемости характеристик [5–8]. В связи с этим исследования, направленные на изучение переходных процессов в демпферах на основе МРЭ, имеют высокую актуальность. МРЭ предлагают уникальные возможности для создания адаптивных и высокоэффективных демпфирующих систем, которые могут динамически изменять свои свойства в зависимости от внешних условий. Однако, несмотря на потенциал этих материалов, в настоящее время существует недостаток исследований, посвящённых переходным процессам в демпферах на основе МРЭ.

Таким образом, изучение переходных процессов в демпферах на основе МРЭ представляет собой важное направление исследований, которое может привести к значительным достижениям в управлении динамическими системами, что важно как для разработки новых высокоэффективных устройств, так и для улучшения существующих технологий в различных отраслях промышленности.

1 Конструкция объекта исследований – магнитореологического демпфера

Демпфер на основе многослойного МРЭ включает электромагнитную систему и многослойный МРЭ композит (рисунок 1). Композит состоит из чередующихся стальных и МРЭ дисков. Электромагнитная система включает броневой сердечник, постоянный магнит и электромагнитную катушку [9].

На катушку подаётся управляющий ток, создающий магнитное поле, которое пронизывает всю систему и изменяет жёсткость и реологические свойства МРЭ композита. Постоянный магнит (сплав NdFeB НмБ 210/160 ГОСТ 52956-2008) держит композит в напряжённом состоянии. Направление тока через катушку определяет направление перемещения постоянного магнита, жёстко соединённого с верхним фланцем демпфера.

Корпус и фланцы демпфера изготовлены из магнитомягкой углеродистой Стали 20 ГОСТ 1050-2013, каркас катушки – из алюминиевого сплава Д16Т ГОСТ 4784-2019, обмотка катушки и тепловые трубки – из меди 859-2014.

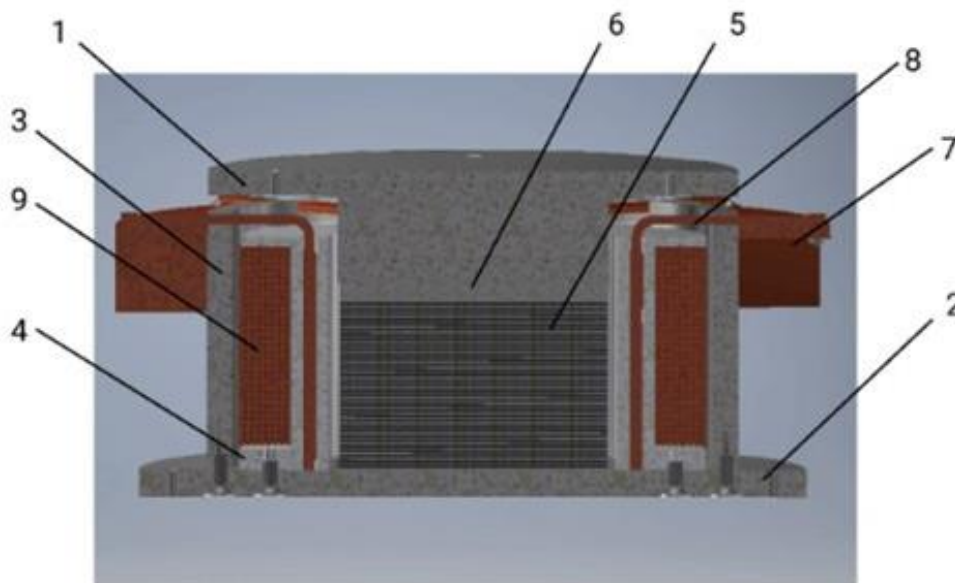


Рисунок 1 – Магнитореологический демпфер

1 – верхний фланец; 2 – нижний фланец; 3 – корпус; 4 – каркас катушки; 5 – МРЭ композит; 6 – постоянный магнит; 7 – радиатор; 8 – тепловая трубка; 9 – катушка

В ходе исследования было необходимо определить, как конструктивные элементы влияют на переходные процессы в многослойной структуре демпфера на основе МРЭ.

МРЭ обладают способностью изменять свою вязкость и жёсткость под действием магнитного поля. Однако, из-за переходных процессов нарастания магнитного поля в магнитопроводе и изменения характеристик материала в магнитном поле появляется эффект запаздывания в работе демпфера. Поэтому необходимо минимизировать длительность этих переходных процессов.

Возможность управления величиной переходных процессов в устройствах на основе МРЭ позволяет более эффективно подстраиваться под внешние возмущения по сравнению с другими типами демпферов. Исследование переходных процессов позволяет оценить диапазон частот эффективной виброизоляции и коэффициент передачи амплитуды вибраций демпфера, зависящие от быстродействия системы. Чем быстрее переходный процесс, тем более широкий диапазон частот может быть эффективно покрыт, обеспечивая лучшую виброизоляцию.

2 Описание автоматизированного экспериментального стенда

Автоматизация экспериментального стенда проведена по схеме на рисунке 2, основана на изменении выходного напряжения источника питания 6 при помощи регулировки потенциометра микроконтроллером Arduino Nano 5. В систему встроено контур обратной связи для точного контроля и подстройки выходного напряжения источника постоянного тока, погрешность которого не превышает 5% номинала выходного напряжения.

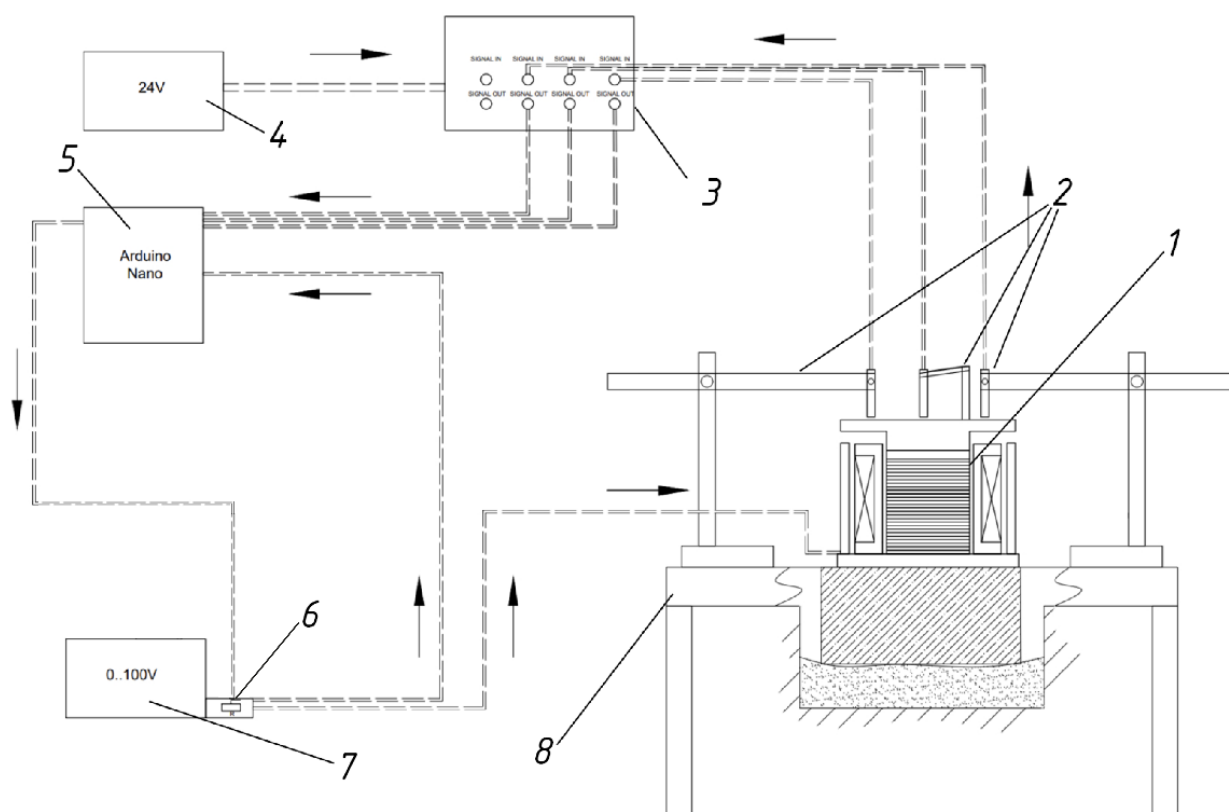


Рисунок 2 – Автоматизированный экспериментальный стенд для исследования зависимости перемещения МРЭ демпфера от величины управляющего тока в катушке
 1 – МРЭ демпфер; 2 – три ёмкостных датчика перемещения; 3 – блок управления датчиков;
 4 – источник питания блока датчиков; 5 – микроконтроллер Arduino Nano; 6 – цифровой потенциометр;
 7 – источник постоянного тока; 8 – антивибрационный стол

Для снижения внешних шумов МР демпфер 1 установлен на антивибрационном столе 8. К демпферу подведены три экранированных ёмкостных датчика перемещения 2. Ёмкостные датчики были использованы ввиду большого диапазона измеряемых величин (до 1 мм), высокой разрешающей способности (0,01 мкм), погрешности, не превышающей 0,01 мкм. Сигнал с датчиков преобразуется блоком управления датчиков 3, питаемым отдельным источником напряжения 4. Далее преобразованный сигнал подаётся на микроконтроллер.

Данные с ёмкостных датчиков преобразуются модульной многоканальной измерительной системой MICRO-EPSILON CapaNCDT 6200 и сохраняются в ЭВМ с помощью программного обеспечения DT6200 TOOL. Производится 6 замеров с шагом в 0,22 А, после каждого измерения происходит смена полярности и в течение 5 с производится перемagnetивание МРЭ структуры при величине силы тока на катушке, равной 0,22 А. Вид стенда для проведения эксперимента представлен на рисунке 2.

При проведении исследований переходных процессов в демпфере на основе МРЭ были сделаны определённые допущения. Важно было обеспечить постоянство физических факторов, таких как температура, влажность и давление. Их воздействие принималось постоянным, а их колебания – не влияющими на измерения переходных процессов в МР демпфере.

Предполагается, что механические свойства всех компонентов системы остаются неизменными в течение всего периода экспериментов, исключая влияние износа или деградации материалов на результаты исследований.

3 Исследование переходных процессов магнитореологического демпфера

Проведённые эксперименты позволили получить данные о переходных процессах в исследуемом демпфере при изменении управляющих токов в заданном диапазоне, а также выявить зависимость положения подвижной части демпфера от управляющего тока, подаваемого на катушку. На рисунке 3 представлена зависимость перемещения верхнего фланца демпфера от времени, прошедшего с момента подачи управляющего тока на катушку индуктивности. При этом данный результат не учитывает временные задержки, связанные с системой автоматизации, поскольку начальный момент отсчёта соответствует началу перемещения верхнего фланца.

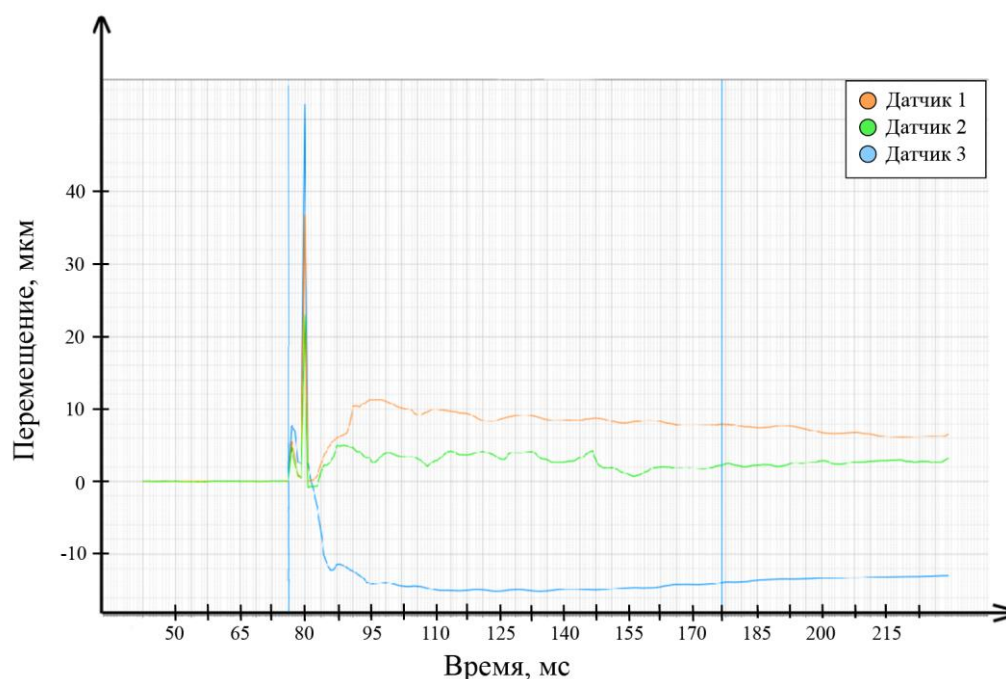


Рисунок 3 – Переходный процесс магнитореологического демпфера при величине управляющего тока, равной 0,67 А

Можно заметить, что в начальный момент наблюдается значительный импульс, обусловленный особенностями работы блока питания. Для наглядности начало и окончание переходного процесса отмечены синими вертикальными линиями. Различия в показаниях датчиков объясняются неравномерностью перемещения верхнего фланца демпфера, что связано с наличием дефектов в магнитореологической структуре, таких как раковины, поры и агломераты дисперсной фазы, создающих асимметрию в распределении механических напряжений. Окончание переходного процесса определяется по критерию уменьшения колебаний системы до значения, не превышающего уровня шумов (электрических, механических и прочих) и погрешности измерений, которая составляет до 5%.

Проведённые исследования выявили неравномерность длительности переходного процесса в зависимости от величины управляющего тока. Согласно данным, представленным на рисунке 4, максимальное значение длительности переходного процесса, полученное в серии измерений для каждой величины управляющего тока, достигает 106 мс при токе 0,45 А. Таким образом, при текущей конструкции, без учёта влияния системы автоматического управления, демпфер способен эффективно функционировать в активном режиме в диапазоне частот до 9,5 Гц.

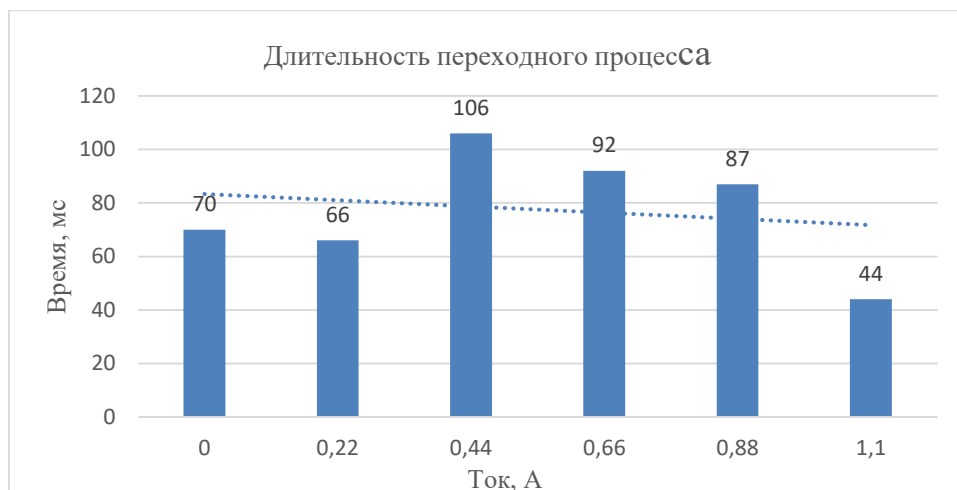


Рисунок 4 – Время переходного процесса магнитореологического демпфера при различных величинах управляющего тока

Аналогичные исследования были проведены с учётом системы автоматизации демпфера, при этом начальный момент отсчитывался с момента отправки сигнала микроконтроллером (пунктирная линия) на блок питания для установления необходимого напряжения (рисунок 5). В результате максимальная длительность переходного процесса увеличилась почти вдвое, достигнув 200 мс. Следовательно, с учётом системы автоматизации текущая конструкция демпфера способна эффективно осуществлять виброизоляцию от возмущений на частотах до 5 Гц.

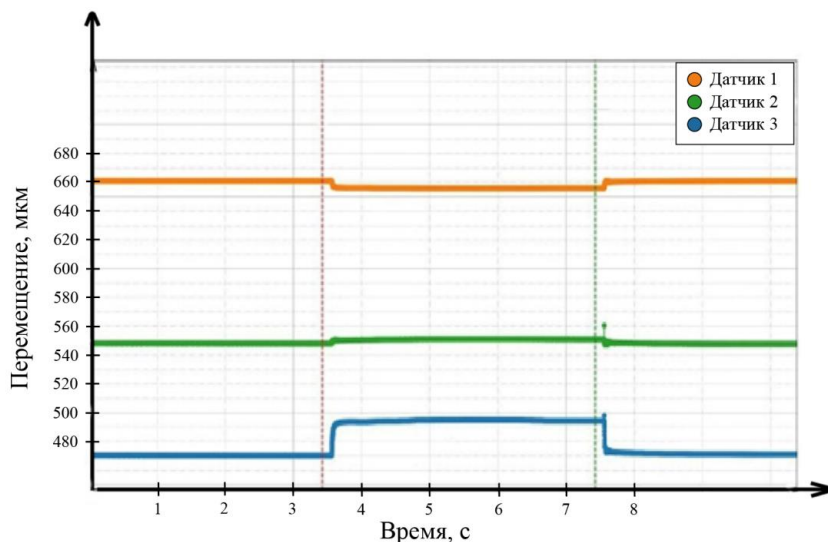


Рисунок 5 – Переходные процессы магнитореологического демпфера

Быстродействие системы можно повысить за счёт замены медленного релейного блока, время срабатывания которого составляет до 30 мс, на MOSFET-транзисторы со временем отклика до 50 нс и использования более производительного контроллера, например ARM Cortex-A, вместо Arduino. Релейный блок управляет сменой полярности протекания тока, а также позволяет установить выходное напряжение блока питания перед его подключением к катушке индуктивности. Микроконтроллер Arduino Nano (ATmega328P) с тактовой частотой 16 МГц не поддерживает параллельную обработку данных ввиду его одноядерной архитектуры, выполняя все вычисления последовательно. Это вызывает задержки при одновремен-

ной обработке сигналов датчиков, управлении токами катушки и обмене данными с другими модулями.

Arduino Nano, не поддерживая параллельные вычисления, не способен обеспечить необходимую производительность. Замена его на более мощный процессор сократит время реакции системы, минимизирует задержки и повысит эффективность активного управления с использованием сложных алгоритмов. Более мощные микроконтроллеры, такие как ARM Cortex-A, обладают многоядерными процессорами с тактовыми частотами от 600 МГц и лучше подходят для решения задач в промышленных масштабах.

Заключение

Современные виброизолирующие платформы имеют недостаток, состоящий в низкой эффективности подавления колебаний при частотах менее 5 Гц и при ударных нагрузках. Именно поэтому в настоящее время популярность приобретают активные платформы виброизоляции на основе интеллектуальных материалов, среди которых особенно выделяется МРЭ благодаря возможности работы во всех трёх режимах виброизоляции: пассивном, полупассивном и активном (в зависимости от способа управления устройствами).

Эксперимент по исследованию переходных процессов магнитореологического демпфера показал, что наибольшее время переходного процесса, ограничивающее диапазон рабочих частот и быстродействие всего устройства, составило 106 мс, что соответствует эффективной виброизоляции в диапазоне до 9,5 Гц. Величина времени связана с упругой природой магнитореологической структуры и магнитными свойствами материалов устройства.

В работе рассмотрена автоматизированная система активной виброизоляции на основе МР демпфера. Установлено, что вследствие влияния быстродействия системы автоматизации демпфера время переходного процесса увеличивается с 106 мс до 200 мс, что существенно ограничивает диапазон виброизоляции устройства. Для уменьшения времени предложено заменить медленный блок реле на быстрые MOSFET транзисторы, а также заменить Arduino на более производительный контролер, например ARM Cortex-A.

Список использованных источников

1. Куцубина, Н. В. Теория виброзащиты и акустической динамики машин / Н. В. Куцубина, А. А. Санников. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2014. – 167 с.
2. Челомей, В. Н. Вибрации в технике: защита от вибрации и ударов/ В. Н. Челомей; под ред. К. В. Фролова. 1981. – 456 с.
3. Liu, T. Magnetorheological elastomers: Materials and applications / T. Liu, Y. Xu // Smart and functional soft materials. – 2019. – V. 10.
4. Karnopp, D. Active and semi-active vibration isolation / D. Karnopp // Journal of Mechanical Design. – 1995. V. 117, 177-185.
5. Fu, J. Magnetorheological elastomer and its application on impact buffer/ J. Fu, M. Yu, X. M. Dong, L. X. Zhu // Journal of Physics: Conference Series. – 2013. – 412. – 012032.
6. Kavlicoglu, B. Magnetorheological elastomer mount for shock and vibration isolation / B. Kavlicoglu, B. Wallis, H. Sahin, Y. Liu // Proc. SPIE 7977 Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems 79770Y. – 2011.
7. Liao, G. J. Development of a real-time tunable stiffness and damping vibration isolator based on magnetorheological elastomer / G. J. Liao, X. L. Gong, S. H. Xuan, C. J. Kang, L. H. Zong // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. – 2012. – V. 23. – pp. 25-33
8. Li, W. Development and simulation evaluation of a magnetorheological elastomer isolator for seat vibration control / W. Li, X. Zhang, H. Du // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. – 2012. – V. 23. – pp. 1041-1048
9. Табакаев, В. С. Исследование демпфера на основе многослойного магнитореологического эластомера/ В. С. Табакаев, А. М. Базиненков, Г. Б. Тужба, А. К. Шагмуратова // Динамика и виброакустика. –2024. –Т. 10, №1. –С. 78–87. DOI:10.18287/2409-4579-2024-10-1-78-87

Automation of a test bench for studying the magnetic hysteresis of a damper based on multilayer magnetorheological elastomer

V. S. Tabakaev

Student;
Bauman Moscow State University, Moscow, Russian Federation;
email: vladimirt530@gmail.com

A. M. Bazinenkov

Candidate of Science (Engineering), Associate Professor;
Bauman Moscow State University, Moscow, Russian Federation;
email: ambazinenkov@bmstu.ru

L. V. Kostin

Student;
Bauman Moscow State University, Moscow, Russian Federation;
email: ikostin2002@mail.ru

The widespread use of electronic precision equipment necessitates research aimed at the development and improvement of vibration protection means. This study presents an investigation of a damper, the operating principle of which is based on the use of an "intelligent" material – a multilayer magnetorheological elastomer. The interest in such devices is due to their ability to adjust the elastic properties, sizes, and shapes of the working body by changing the external magnetic field, as well as the high load-bearing capacity of such devices. The effectiveness of active vibration isolation using the damper is determined by the quality of its transient processes, manufacturing technology, and the composition of the multilayer magnetorheological elastomer. The transient process time allows for determining the system's responsiveness, and consequently, the frequencies within which the device can operate effectively in active mode. The research results showed that the maximum transient process time was 106 ms, which corresponds to effective operation in the low-frequency range up to 9,5 Hz.

Keywords: vibration protection; vibration isolation; multilayer magnetorheological elastomer; magnetorheological damper; transient processes; automatic control system

Citation: Tabakaev, V. S., Bazinenkov, A. M. and Kostin, L. V. (2025), "Automation of a test bench for studying the magnetic hysteresis of a damper based on multilayer magnetorheological elastomer", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 87-95. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-87-95. (In Russian; abstract in English).

References

1. Kutsubina, N. V. and Sannikov, A. A. (2014), *Teoria vibrozashiti v acusticheskoy dinamiki* [Theory of Vibration Protection and Acoustic Dynamics of Machines], Ural State Forest Engineering University, 167 p. (in Russian)
2. Chelomey, V. N. and Frolova, K. V. (1981), *Vibratsii v tekhnike: zashita ot vibratsii i udarov* [Vibrations in Engineering: Vibration and Impact Protection], 456 p. (in Russian).
3. Liu, T. and Xu, Y. (2019), "Magnetorheological elastomers: Materials and applications", *Smart and functional soft materials*, vol. 10.
4. Karnopp, D. (1995), "Active and semi-active vibration isolation", *Journal of Mechanical Design*, vol. 117, pp. 177-185
5. Fu, J., Yu, M., Dong, X. M. and Zhu, L. X. (2013), "Magnetorheological elastomer and its application on impact buffer", *Journal of Physics: Conference Series*, 412, 012032.
6. Kavlicoglu, B., Wallis, B., Sahin, H and Liu, Y (2011), "Magnetorheological elastomer mount for shock and vibration isolation", *Proc. SPIE 7977 Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems 79770Y*
7. Liao, G. J, Gong, X. L., Xuan, S. H., Kang, C. J. and Zong, L.H. (2012), "Development of a real-time tunable stiffness and damping vibration isolator based on magnetorheological elastomer", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 23, pp. 25-33

8. Li, W., Zhang, X. and Du, H. (2012), “Development and simulation evaluation of a magnetorheological elastomer isolator for seat vibration control”, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 23, pp. 1041-1048
9. Tabakaev, V. S., Bazinenkov, A. M., Tuzhba, G. B. and Shagimuratova, A. K.(2024), “Study of a damper based on a multilayer magnetorheological elastomer”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 1, pp. 78-87. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-78-87. (In Russian; abstract in English)



Определение бокового зазора шестерён планетарного редуктора как источника вибрации в ГТД с использованием сигнала штатного тахометра

А. Е. Сундуков

кандидат технических наук, технический директор
ООО «ПКФ «ТСК»; г. Самара;
email: sunduckov@mail.ru

Е. В. Шахматов

академик Российской академии наук, заведующий кафедрой
автоматических систем энергетических установок имени
академика РАН Владимира Павловича Шорина;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
email: shakhm@ssau.ru

Показано, что анализ сигналов штатных тахометрических датчиков входного и выходного валов планетарного редуктора ГТД позволяет оценивать величину бокового зазора зубчатого зацепления пары «солнечная шестерня – сателлиты». Установлена возможность выявления тенденций изменения высокочастотных составляющих, несущих информацию о техническом состоянии редуктора. Полученные результаты существенно упрощают процедуру контроля технического состояния редуктора по исследуемому параметру в условиях эксплуатации.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; дифференциальный редуктор; боковой зазор; датчики частоты вращения роторов; диагностические признаки

Цитирование: Сундуков, А. Е. Определение бокового зазора шестерён планетарного редуктора как источника вибрации в ГТД с использованием сигнала штатного тахометра / А. Е. Сундуков, Е. В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 96-104. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-96-104

Введение

Современные газотурбинные двигатели (ГТД) находят применение в различных отраслях, от авиации до судостроения, благодаря своей эффективности и надёжности. Одним из ключевых узлов таких двигателей является планетарный редуктор, обеспечивающий преобразование и передачу крутящего момента от турбокомпрессора (ТК) к конечному исполнительному механизму, например воздушному винту. Для стабильной и безопасной эксплуатации этих систем крайне важно своевременно выявлять и предотвращать износ компонентов, включая контроль величины бокового зазора в зубчатых зацеплениях.

Боковой зазор зубчатой пары «солнечная шестерня – сателлиты» играет критическую роль в работе планетарного редуктора, так как его изменения могут свидетельствовать о развивающихся дефектах. Увеличение зазора может привести к нежелательным последствиям, таким как повышенные вибрации, снижение эффективности и даже разрушение отдельных элементов конструкции. Однако диагностика подобных изменений в условиях эксплуатации сопряжена с определёнными трудностями.

Традиционные подходы, такие как вибродиагностика [1], зачастую требуют установки сложного оборудования, что увеличивает затраты на диагностику. Известные способы диагностики данного дефекта по наличию двух гармонических рядов с шагами, равными частотам вращения шестерни и колеса [2, 3], требуют выполнения виброизмерений и могут быть вызваны другими дефектами. В связи с этим актуальной задачей является разработка методов, которые позволяли бы эффективно оценивать состояние редуктора, используя имеющиеся ресурсы, например штатные тахометрические датчики. Настоящее исследование посвящено изучению такой возможности и разработке подходов к оценке состояния зубчатого зацепления на основе анализа сигналов штатных тахометрических датчиков вращения валов редуктора.

Постановка задачи и метод решения

На рассматриваемых двигателях в качестве тахометрических используются два датчика ДТЭ-2. Их назначение – выдача электрических сигналов в виде трёхфазного тока с частотой, пропорциональной частоте вращения валов двигателя. Датчик практически не имеет методической погрешности. Инструментальная погрешность связана с трением в опорах, небалансом ротора. Ротор датчика приводится во вращение через редуктор. Тогда основной вклад в погрешность оценки частоты вносит погрешность кинематической цепи привода датчика. Её расчёт выполнен в соответствии с ГОСТ 21098-82. Оценка по методу максимума-минимума даёт следующие результаты:

- для датчика частоты вращения ТК – 2,7%;
- для вала заднего винта (ВЗВ) – 4,8%.

С учётом основной погрешности датчика суммарное значение соответственно составляет 3,1 и 5%. Учитывая, что погрешность измерения интенсивности вибрации не должна превышать 15%, сигналы ДТЭ-2 наравне с вибрационными можно использовать в диагностике технического состояния редуктора ГТД [4], в том числе для оценки величины бокового зазора пары «солнечная шестерня – сателлиты». Анализировались данные по 15-ти отремонтированным двигателям с осреднением по пяти значениям величины бокового зазора.

Результаты и их обсуждение

В таблице 1 представлены результаты расчёта дисперсии девиации частот вращения роторов ТК и ВЗВ на режиме N max

Таблица 1 – Результаты расчёта дисперсии девиации частот вращения роторов ТК и ВЗВ на режиме N max

Боковой зазор	Дисперсия		$D_{ВЗВ} - D_{ТК}$, Гц
	$D_{ТК}$, Гц	$D_{ВЗВ}$, Гц	
0,30	0,00182	0,029	0,027
0,33	0,00172	0,035	0,033
0,37	0,00209	0,018	0,016
0,40	0,00226	0,016	0,014
0,45	0,01469	0,001	0,013
Корреляция	0,78	-0,93	-0,92

Оценка дисперсии девиации частот осуществлялась путём выделения из сигналов тахометрических датчиков частот вращения валов в полосе $f_{вр} \pm 2$ Гц, оценки текущего значения частот и последующего расчёта дисперсий. Графический вид полученных данных представлен на рисунках 1–3.

Рост дисперсий D_{TK} логичен при увеличении бокового зазора в паре «солнечная шестерня – сателлиты». Падение $D_{ВЗВ}$ с ростом величины бокового зазора в указанной паре связано с соответствующим его уменьшением в паре «шестерня – вал – эпицикл».

Графический вид полученных зависимостей представлен на рисунках 1–3.

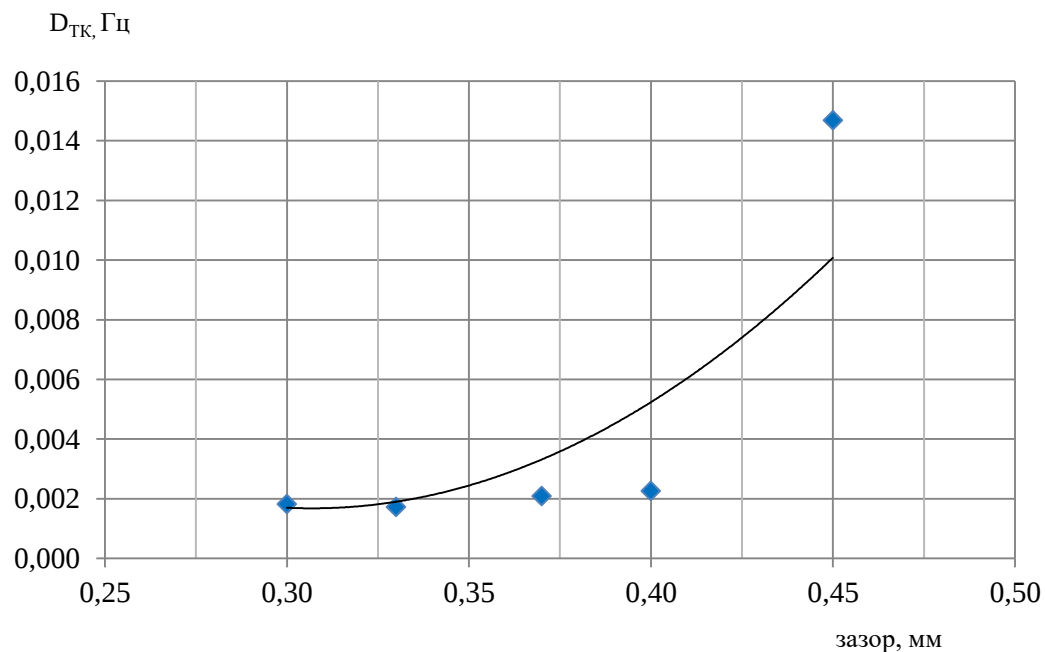


Рисунок 1 – Зависимость дисперсии девиации частоты вращения ротора турбокомпрессора от величины бокового зазора

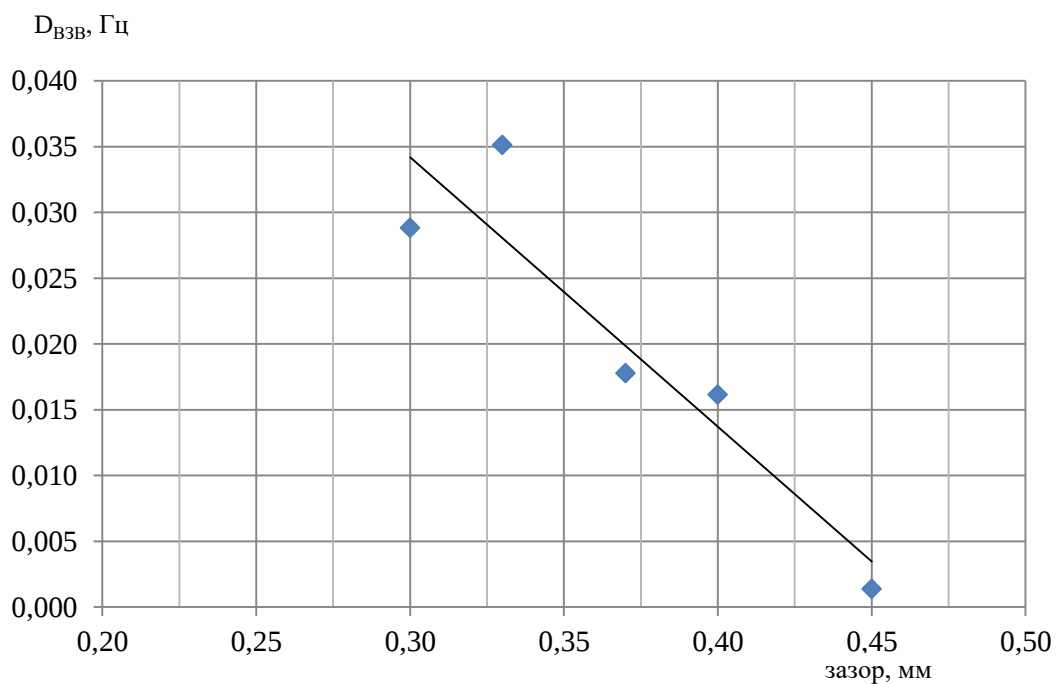


Рисунок 2 – Зависимость дисперсии девиации частоты вращения вала заднего винта от величины бокового зазора

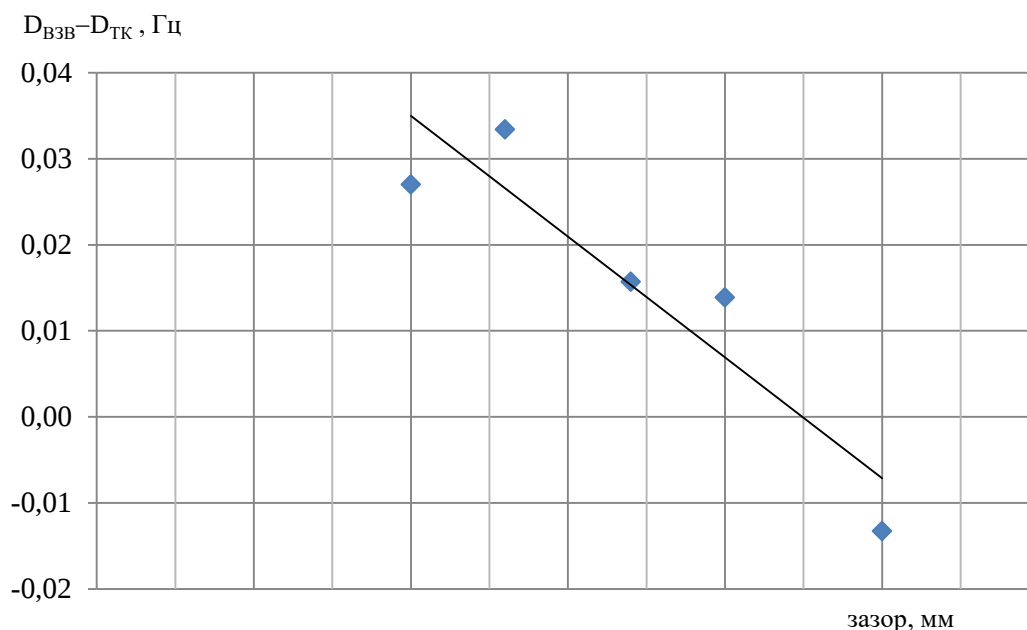


Рисунок 3 – Зависимость разницы дисперсий величины бокового зазора

Соответствующие аналитические выражения и значения коэффициентов корреляции (r) имеют вид:

- дисперсия ТК $y = 0,409x^2 - 0,251x + 0,040$, $r = 0,68$;
- дисперсия ВЗВ $y = -0,204x + 0,095$, $r = -0,82$;
- разность дисперсий $y = -0,280x + 0,119$, $r = -0,81$.

Частотный диапазон линейной части амплитудно-частотной характеристики сигналов с исследуемых датчиков не превышает 100 Гц. Однако, при анализе качественных данных (анализ тенденций) можно исследовать более широкий диапазон частот.

В работе [5] была предложена имитационная модель вибрации, генерируемой парой «солнечная шестерня – сателлиты» дифференциального редуктора одного из турбовинтовых двигателей при наличии дефектов. Одной из наиболее интересных компонент этой модели является ряд гармоник с шагом kf_p^* . Здесь $k = 1, 2, 3, \dots$, f_p^* – частота вращения солнечной шестерни в приведённом движении. В таблице 2 представлены данные по гармоникам данного ряда со значениями $r > 0,80$ в зависимостях их интенсивности от величины бокового зазора. Их графические зависимости представлены на рисунках 4–8.

Таблица 2 – Данные по гармоникам данного ряда со значениями $r > 0,80$ в зависимостях их интенсивности от величины бокового зазора

Боковой зазор, мм/ Кратность гармоник	8,205	10,94	16,41	21,88	27,35
0,30	0,040	0,290	0,026	0,013	0,012
0,33	0,046	0,290	0,037	0,032	0,026
0,37	0,083	0,240	0,038	0,031	0,031
0,40	0,077	0,275	0,045	0,038	0,039
0,45	0,077	0,155	0,045	0,058	0,042

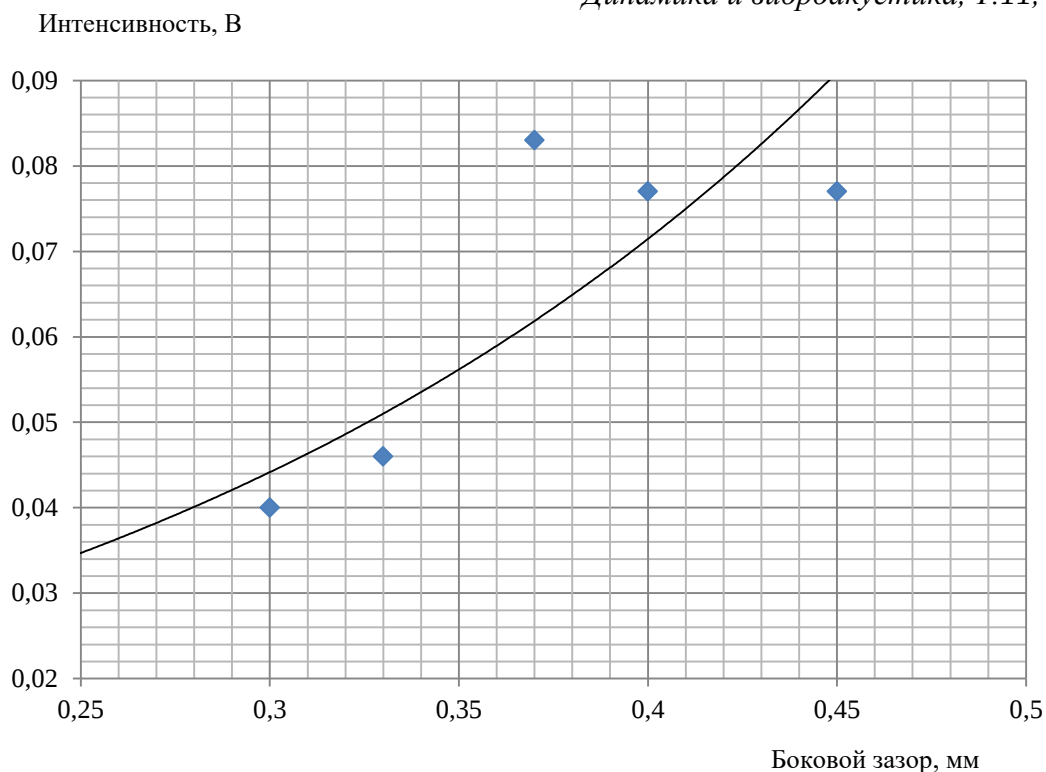


Рисунок 4 – Зависимость интенсивности гармоники с кратностью 8,205 от величины бокового зазора

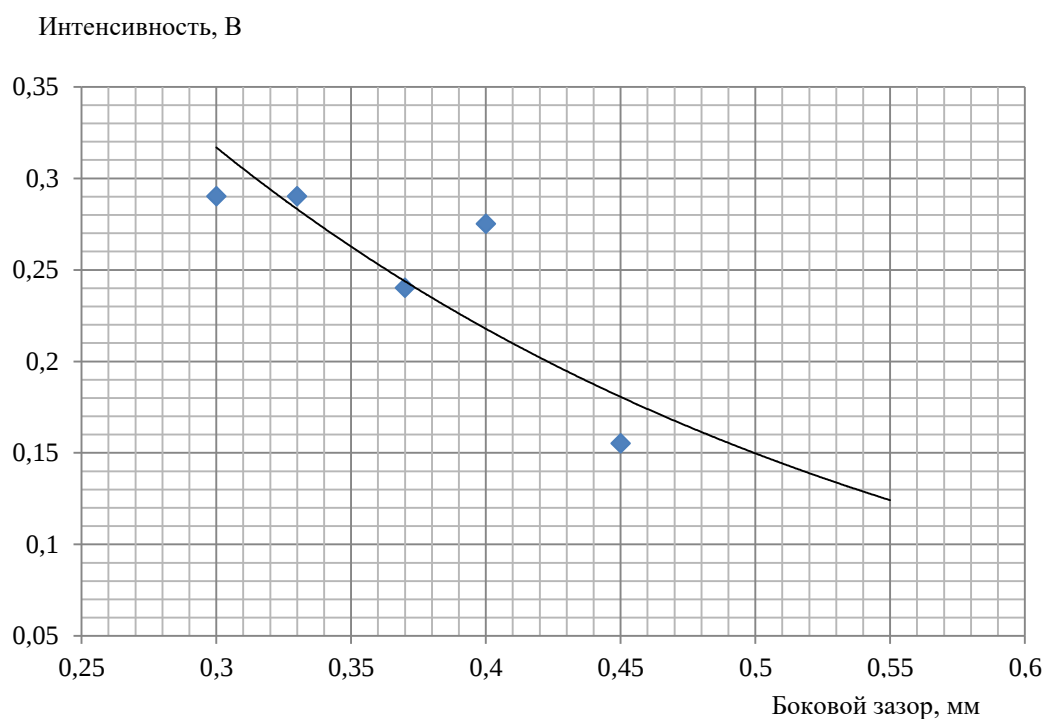


Рисунок 5 – Зависимость интенсивности гармоники с кратностью 10,94 от величины бокового зазора

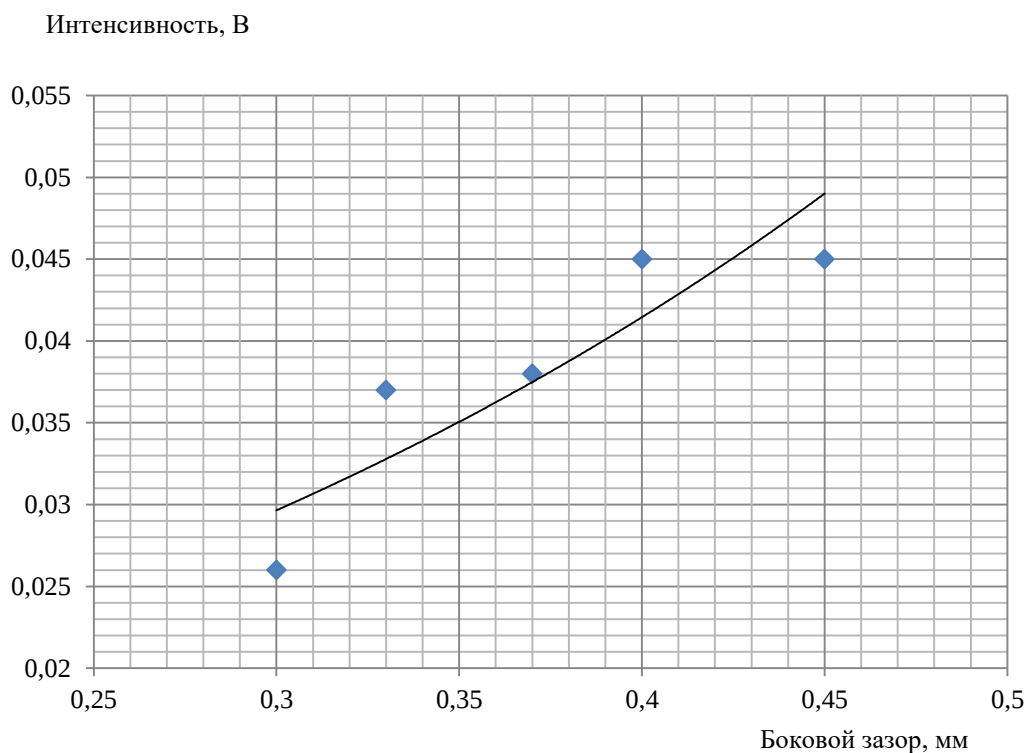


Рисунок 6 – Зависимость интенсивности гармоники с кратностью 16,41 от величины бокового зазора

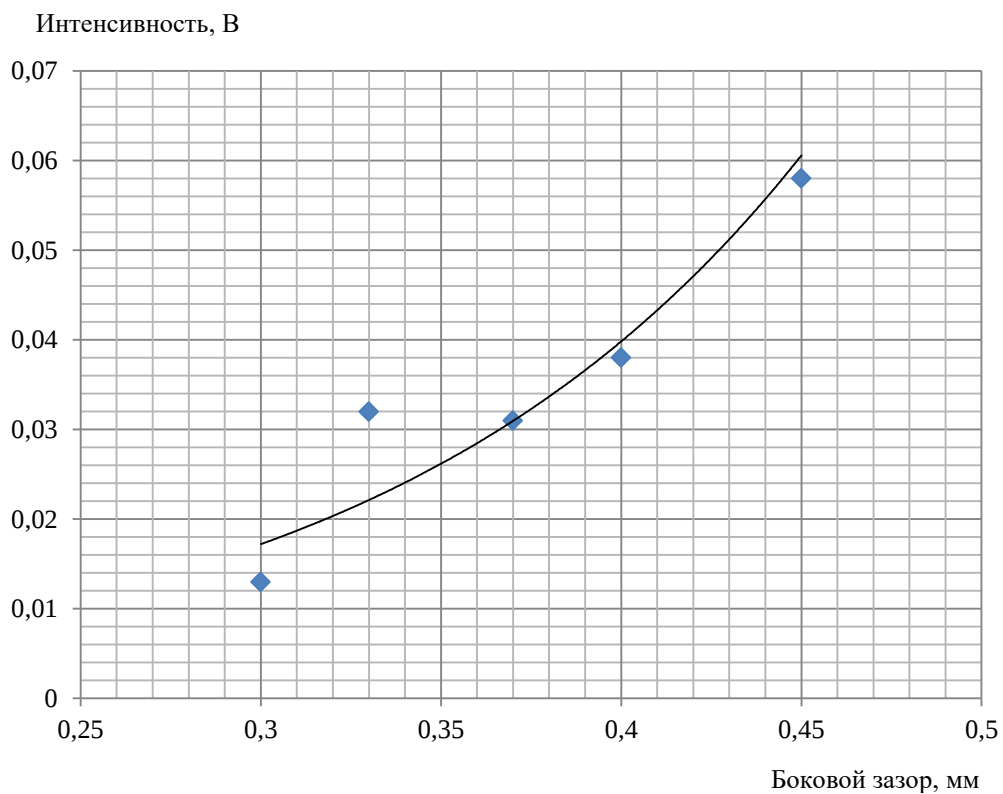


Рисунок 7 – Зависимость интенсивности гармоники с кратностью 21,88 от величины бокового зазора

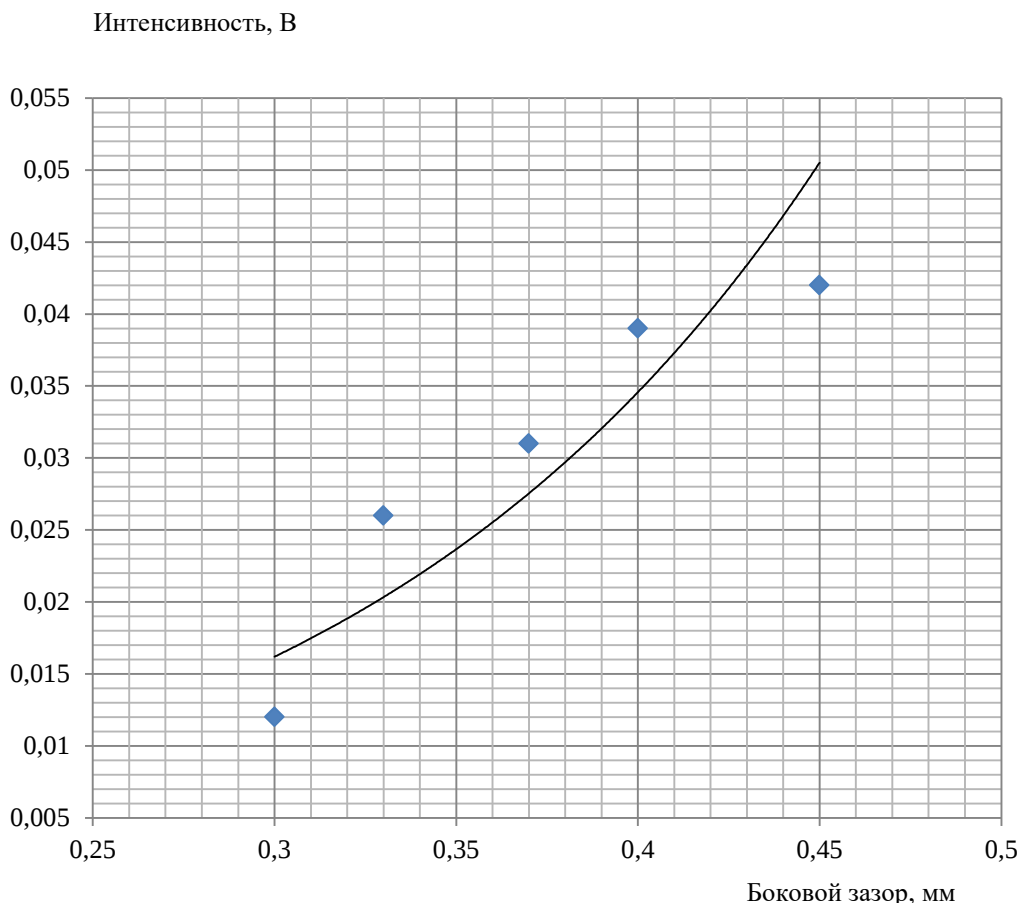


Рисунок 8 – Зависимость интенсивности гармоник с кратностью 27,35 от величины бокового зазора

Соответствующие уравнения аппроксимации и значения коэффициентов r представлены ниже.

$$8,205 \ y = 0,0104e^{4,8153x}, \ r = 0,7;$$

$$10,94 \ y = 0,9751e^{-3,747x}, \ r = 0,7;$$

$$16,41 \ y = 0,0109e^{3,35x}, \ r = 0,77;$$

$$21,88 \ y = 0,0014e^{8,3904x}, \ r = 0,83;$$

$$27,35 \ y = 0,0017e^{7,5836x}, \ r = 0,79.$$

При выявлении устойчивой тенденции роста интенсивности любого из рассматриваемых диагностических признаков целесообразно перейти к оценке диагностических признаков величины бокового зазора по параметрам вибрации [1]. При этом следует отметить, что разброс амплитудно-частотных характеристик отдельных тахометрических датчиков не имеет значения, так как отслеживается в каждом случае только наличие устойчивой тенденции на рост интенсивности по конкретному ДЧВ.

При анализе дефектов данной зубчатой пары возникает проблема разделения износа и величины бокового зазора. Выполненный анализ показал, что субгармоника зубцовой частоты с кратностью 19,145, названная как составляющая износа [5], нечувствительна к изменению величины бокового зазора.

Таким образом показано, что оценку тенденции технического состояния планетарного редуктора ГТД по величине бокового зазора его зубчатого зацепления можно проводить без постановки на двигатель вибропреобразователей. Это обстоятельство существенно упрощает

процедуру соответствующего контроля в условиях эксплуатации. Использование виброизмерений необходимо только при критическом росте исследуемых параметров.

Заключение

Использование сигналов штатных тахометрических датчиков частоты вращения валов редуктора позволяет:

- оценивать тенденции изменения величины бокового зазора в паре «солнечная шестерня - сателлиты» планетарного редуктора ГТД;
- существенно упростить контроль развития данного дефекта в процессе эксплуатации ГТД.

Список использованных источников

1. Крючков, А. Н. Вибродиагностика величины бокового зазора в зубчатом зацеплении дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А. Н. Крючков, С. М. Плотников, А. Е. Сундуков, Е. В. Сундуков // Вестник Московского авиационного института. – 2020. – Т. 27, №3. – С. 198-208.
2. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – Москва : Машиностроение, 1988. – 288 с.
3. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 т. / под ред. В. В. Клюева. – Т. 7, кн. 2. Вибродиагностика. – Москва : Машиностроение, 2005. – 828 с.
4. Авраменко, А. А. Использование сигналов с датчиков частоты вращения валов газотурбинного двигателя в диагностике технического состояния его редуктора / А. Н. Крючков, С. М. Плотников, А. Е. Сундуков, Е. В. Сундуков / Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. – 2020. – Т. 19, №1. – С. 7-17.
5. А. Н. Крючков. Имитационная модель колебаний пары «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора при наличии дефектов на боковых поверхностях зубьев / А. Н. Крючков, С. М. Плотников, А. Е. Сундуков, Е. В. Сундуков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2019. – Том 18, №4. – С. 87-95.

Determination flank clearance of gears of a planetary gearbox as a vibration source in a gas turbine engine using a standard tachometer signal

A. E. Sundukov | Candidate of Science (Engineering), CTO of PKF TSK JSC, Samara, Russian Federation;
email: sundukov@mail.ru

E. V. Shakhmatov | Academician of the Russian Academy of Sciences, Head of the Department of Power Plant Automatic Systems named after Academician of the Russian Academy of Sciences Vladimir Pavlovich Shorin; Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
email: shakhm@ssau.ru

It is demonstrated that the analysis of signals from the “standard” tachometric sensors of the input and output shafts of the GTE planetary gearbox enables assessing the toothed gearing backlash value in the “sun gear – pinion gears” pair. The possibility of identifying trends in the changes of high-frequency components that carry information on the technical condition of the gearbox is established. The results obtained significantly simplify the procedure for monitoring the technical condition of the gearbox by the studied parameter under operating conditions.

Keywords: gas turbine engine; differential gearbox; backlash; rotor speed sensors; diagnostic indicators

Citation: Sundukov, A. E. and Shakhmatov, E. V. (2025), “Determination flank clearance of gears of a planetary gearbox as a vibration source in a gas turbine engine using a standard tachometer signal”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 96-104. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-96-104. (In Russian; abstract in English)

References

1. Kryuchkov, A. N., Plotnikov, S. M., Sundukov, A. E. and Sundukov, E. V. (2020), “Vibration diagnostics of lateral clearance value in the toothed gearing of differential gearbox of a turboprop engine”, *Aerospace MAI Journal*, vol. 27, no. 3, pp. 198-208. (In Russian)
2. Genkin, M. D. and Sokolova, A. G. (1988), *Vibroakusticheskaya diagnostika mashin i mekhanizmov* [Vibroacoustic Diagnostics of Machines and Mechanisms], Mashinostroyeniye Publishing House, Moscow, 288 p. (In Russian)
3. *Nerazrushayushchiy kontrol'. Spravochnik v 7 tomah. Tom 7, kniga 2. Vibrodiagnostika* [Non-Destructive Testing: A Reference Book in 7 Volumes. Book 2. Vibration Diagnostics] (2005), ed. by V. V. Klyuyev, Mashinostroyeniye, Moscow, 829 p. (In Russian)
4. Avramenko, A. A., Kryuchkov, A. N., Plotnikov, S. M., Sundukov, E. V. and Sundukov, A. E. (2020), “Using signals from the gas-turbine engine shaft speed sensor in the diagnosis of the technical condition of its reduction gearbox”, *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, V. 19, no. 1. pp. 7-17. DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-1-7-17. (In Russian)
5. Kryuchkov, A. N., Plotnikov, S. M., Sundukov, A. E. and Sundukov, E. V. (2019), “Simulation model of oscillations of the “sun gear – satellites” pair of turboprop engine planetary reduction gearbox in the presence of defects of tooth flanks”, *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, vol. 18, no. 4, pp. 87-95. (In Russian)



Анализ сигналов вибрации малоразмерных авиадвигателей на основе совместного время-частотного метода¹

Май Синь	кандидат наук, старший инженер, аспирант; Нанкинский университет авиации и астронавтики, Школа энергетики и энерготехники, Нанкин, КНР; email: xinmai_xm@nuaa.edu.cn
Хуэй Цинь	доктор наук, старший инженер, научный сотрудник; Харбинский технологический институт, Научно-исследовательский институт Сучжоу, Сучжоу, КНР; email: qinhuihui_hqq@163.com
Чжифэн Е	доктор наук, профессор, директор; Нанкинский университет авиации и астронавтики, Школа энергетики и энерготехники, Нанкин, КНР; email: yezhifen_yzf@nuaa.edu.cn
Линьян Ван	магистр, старший инженер, научный сотрудник; Авиационная промышленность Китая (AVIC), Научно-исследовательский институт электронных технологий Лейхуа, Уси, КНР; email: wanglingyan_wlly@163.com

Чтобы иметь возможность более глубоко анализировать сигналы вибрации малых двигателей в инженерной практике, команда проекта использовала методы частотно-временного анализа для выполнения конкретной работы. Используя программное обеспечение LABVIEW2022, прикладная программа на основе совместного метода время-частота реализована для изучения сигнала вибрации малого двигателя и определения состояния работы двигателя по соответствующим результатам, чтобы определить, является ли работа двигателя хорошей. Используя метод STFT, метод преобразования Gabor, метод распределения Вигнера, метод CSD, метод адаптивного спектра, метод CWD, метод MIF и метод MIB, соответствующие программы успешно применяются для реализации совместного время-частотного анализа таких сигналов. Вышеупомянутый метод время-частотного анализа позволяет достичь ожидаемого эффекта.

Ключевые слова: малоразмерный авиадвигатель; вибрационный сигнал; Labview2022; совместный время-частотный метод

Цитирование: Синь, Май. Анализ сигналов вибрации малых авиадвигателей на основе совместного время-частотного метода / Май Синь, Хуэй Цинь, Чжифэн Е, Линьян Ван // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 105-117. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-105-117

¹ Статья опубликована в авторской редакции

Введение

С 1990-х годов малые беспилотные летательные аппараты привлекают внимание различных стран. Их быстрое развитие и широкое применение окажут важное влияние на будущие военные операции в условиях информатизации. Являясь новым типом беспилотных разведывательно-атакующих систем, характеризующихся малыми размерами, малым весом, легкой мобильностью и быстрым разворачиванием, малые БПЛА могут выполнять различные разведывательные, атакующие и глушащие задачи, и являются одной из важных боевых сил на будущем поле боя. Поэтому все страны активно исследуют, разрабатывают и применяют малые беспилотные летательные аппараты для повышения боевого потенциала и боевой мощи своих вооруженных сил. В будущем малые беспилотные летательные аппараты будут развиваться в направлении миниатюризации, разведки и диверсификации, оказывая все большую поддержку информационной войне и совместным операциям.

Благодаря своим компактным размерам и весу малые беспилотники могут быть более гибкими и адаптированными к различным условиям эксплуатации, включая ограниченные пространства и сложный рельеф. Кроме того, поскольку им не требуются пилоты, малые беспилотники не подвержены риску человеческих жертв, что делает их более безопасными и надёжными при выполнении миссий с повышенным риском. Кроме того, они обычно обладают большим запасом хода, что позволяет им выполнять задания в течение длительного времени, повышая операционную эффективность. Этот вид оборудования широко используется в различных отраслях промышленности.

Двигателю, как важному компоненту этого типа оборудования, уделяется большое внимание [1]. Этот тип двигателя развивается в направлении миниатюризации, высокой мощности и высокой надёжности [2]. Для обеспечения надёжности этого компонента его вибрационные сигналы анализируются с помощью совместного время-частотного метода для реализации функций мониторинга работы и диагностики неисправностей. В данном исследовании для проектирования и создания всей системы анализа используется LabVIEW2022. В данной работе проведено экспериментальное исследование вибрационного сигнала определённого типа малого авиационного двигателя.

1 Функциональный дизайн и принцип работы системы

Разработанная система разделена на два функциональных модуля: первый – метод совместного анализа, второй – модуль анализа мгновенного частотного диапазона. Метод совместного анализа объединяет шесть подфункций: метод анализа кратковременного преобразования Фурье [3], метод анализа преобразования Gabor [4], метод анализа распределения Вегенера [5], метод анализа конусообразного распределения [6], метод адаптивного спектрального анализа [7], метод анализа распределения Чой-Вильямса [8]. Метод мгновенной полосы пропускания содержит две функции: метод мгновенной частоты (MIF) [9] и метод мгновенной полосы пропускания (MIB) [10]. Благодаря комплексному применению вышеперечисленных функциональных модулей реализуется комплексный временно-частотный анализ вибрационных сигналов, функции системы представлены на рисунке 1.

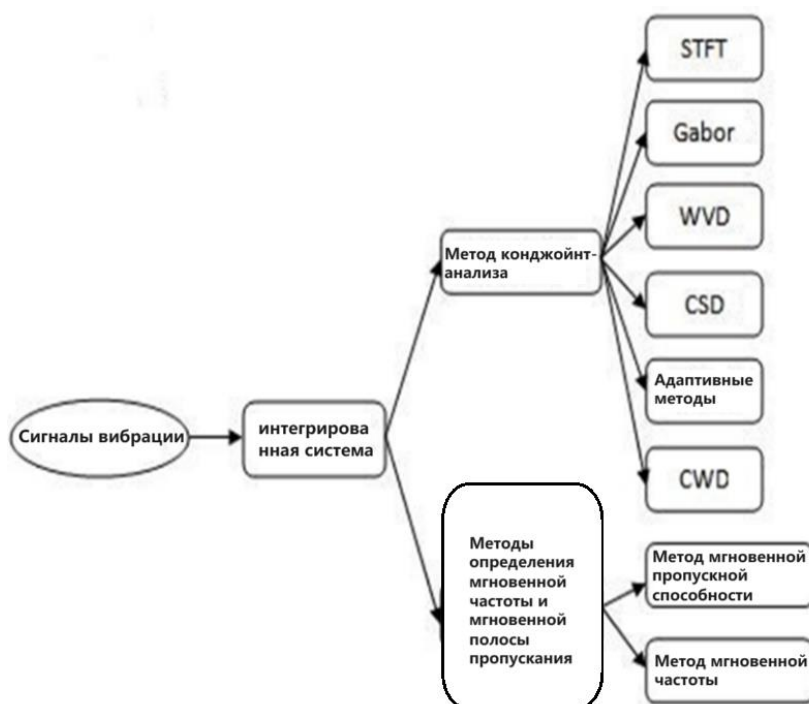


Рисунок 1 – Функциональный дизайн системы

STFT – это инструмент, используемый для анализа негладких сигналов, который разлагает сигнал на серию кратковременных преобразований Фурье, получая таким образом информацию о сигнале как во временной, так и в частотной области. Длина окна STFT может регулироваться в зависимости от необходимости – чем меньше длина окна, тем выше разрешение во временной области и ниже разрешение в частотной области, а чем больше длина окна, тем ниже разрешение во временной области и выше разрешение в частотной области. STFT широко используется в обработке речи, обработке сигналов и других областях. Оконная функция, используемая для скольжения, – это функция короткого времени $r(t)$, и STFT сигнала $z(t)$ может быть выражена как:

$$\text{STFT}_z(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} [z(t')r^*(t' - t)]e^{-2j\pi ft'} dt' \quad (1)$$

выполнить реконструкцию сигнала для нахождения $z(t)$ в соответствии с $\text{STFT}_z(t, f)$:

$$\begin{aligned} p(u) &= \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \text{STFT}_z(t, f)g(u - t)e^{j2\pi fu} dt df = \\ &= \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \left[\int_{-\infty}^{+\infty} e^{-2\pi f(t' - u)} df \right] z(t')r^*(t' - t)g(u - t) dt' dt = z(u) \int_{-\infty}^{+\infty} r^*(t)g(t) dt \end{aligned} \quad (2)$$

Когда $\int_{-\infty}^{+\infty} r^*(t)g(t) dt = 1$, чтобы $p(u) = z(u)$, может быть осуществлена полная реконструкция, и преобразованная STFT форма может быть использована в качестве основы для анализа сигнала, а её двумерный график распределения время-частота виден через интерфейс.

Для метода мгновенных полос: следуйте описанию мгновенных частот Вилле:

$$f(t) = \frac{d[\phi(t)]}{2\pi dt} \quad (3)$$

Средняя полоса пропускания сигнала описывается как энергетический спектр сигнала вблизи средней частоты, поскольку нестационарные сигналы изменяются во времени, поэтому средняя полоса пропускания нестационарных сигналов также изменяется во времени. Средняя полоса пропускания, изменяющаяся во времени, называется средней мгновенной полосой пропускания, а спектр, описываемый этой формулой, показан ниже:

$$\Delta w_s = \sqrt{\frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (w - w_s)^2 SP(t, w) dw}{\int_{-\infty}^{+\infty} SP(t, w) dw}} \quad (4)$$

Функция Gabor, также известная как функция Gabor-Mehler, – это функция, изобретённая Фридрихом Натаном Габором в 1946 году как несепарирующая функция, которая помогает описывать и представлять пространственные частотные признаки в компьютерных изображениях [11]. Функция Gabor – это комплекснозначная функция, используемая для извлечения соответствующих признаков в различных масштабах и направлениях в частотной области. Функция Gabor схожа с биологической ролью человеческого глаза, поэтому она часто используется для распознавания текстур с хорошими результатами. Функция Gabor широко используется для сегментации изображений, подбора шаблонов и распознавания, она выражает пространственные частотные характеристики определённой области (или признака) на изображении, поэтому её можно легко использовать для машинного обучения и распознавания образов [12].

Физик Вигнер предложил распределение Вигнера в 1932 году и применил его в области квантовой механики. Распределение Вигнера – это важное билинейное распределение время-частота, обладающее такими прекрасными свойствами, как высокое разрешение, концентрация энергии и удовлетворительные свойства временно-частотной полосы. Функция распределения Вигнера не является линейным преобразованием, и для многокомпонентных сигналов распределение Вигнера имеет серьезные кросс-терминальные интерференции. После этого Вилле ввел её в область обработки сигналов, превратив в репрезентативный метод анализа временных и частотных характеристик – распределение Вигнера-Вилля, сокращённо WVD [13]. Распределение Вигнера-Вилля (сокращённо WVD) – это типичное квадратичное преобразование, которое определяется как преобразование Фурье мгновенной корреляционной функции сигнала, отражающее мгновенную связь между временем и частотой сигнала. Для однокомпонентного линейного ЧМ-сигнала проекция распределения Вигнера-Вилля на плоскость время-частота представляет собой прямую линию, т.е. линейное изменение частоты со временем. Для многокомпонентного линейного ЧМ-сигнала частотно-временное разрешение его распределения Вигнера-Вилля уменьшается, и его частотно-временная плоскость будет иметь перекрёстные члены.

Основная идея адаптивного алгоритма обработки сигналов заключается в использовании известной взаимосвязи между входным и выходным сигналами для настройки параметров алгоритма с целью минимизации ошибки между входным и выходным сигналами [14]. Эта ошибка называется «сигналом ошибки» и обычно определяется как разность между выходным сигналом и желаемым выходным сигналом. Алгоритм автоматически настраивает коэффициенты фильтра для достижения наилучшего выходного сигнала, непрерывно регулируя свои параметры, чтобы минимизировать сигнал ошибки и сделать выходной сигнал как можно ближе к желаемому выходному сигналу в ходе непрерывной итерации. Метод реализации адаптивного алгоритма обработки сигнала можно в целом разделить на три категории: метод программной реализации, метод аппаратной реализации и сочетание метода аппаратной и программной реализации. Программный метод реализации с использованием

программного обеспечения компьютера общего назначения для запуска адаптивного алгоритма математической модели, написанной из программы, для завершения адаптивной обработки сигнала, преимущество гибкости, удобства и надёжности и может сделать время и время мультиплексирования, недостатком является то, что объём вычислений большой, вычисления занимают время, обработка сигнала в режиме реального времени не очень хорошо, и вычисления потребления высокой стоимости, аппаратных ресурсов отходов очевидно. Аппаратный метод реализации разработан в соответствии с математической моделью адаптивного алгоритма, и весь алгоритм реализован в аппаратных средствах, которые используются для завершения математических операций алгоритма, таких как сумматор, умножитель, входные и выходные порты, в дополнение к периферийным устройствам, таким как системные часы.

Функция распределения в форме конуса – одна из функций в ряду распределения Корнклааса [15]. Конусообразное распределение было предложено в 1991 году Юньсинь Чжао, Лесом Э. Атласом и Робертом Дж. Марксом. Его использование заключается в определении параметра в функции плотности вероятности для настройки формы распределения. Коническая функция распределения имеет ряд применений в обработке сигналов. Она может использоваться для описания статистических свойств сигналов, таких как функция плотности вероятности, функция распределения вероятностей и т. д. С помощью конической функции распределения можно моделировать и анализировать распределение шума и статистические характеристики сигнала, а также проводить дальнейшую обработку сигнала с помощью фильтрации, денуазинга и выделения признаков. Применение конической функции распределения может помочь лучше понять и обработать сигнал, а также повысить точность и надёжность обработки сигнала.

Функция распределения Чоя-Уильямса – одна из функций семейства распределения Корнклааса. Распределение Чой-Вильямса было предложено Хьюнгом-III Чоем и Уильямом Дж. Уильямсом в 1989 году [16]. Это распределение использует экспоненциальную функцию ядра для фильтрации перекрёстных членов. Распределение Чоя-Уильямса может отфильтровать только перекрёстные термины с различными частотными и временными центрами. Оно может быть использовано для характеристики статистических свойств сигнала, таких как функция плотности вероятности, функция распределения вероятностей и т. д. Функция распределения Чоя-Уильямса может быть использована для моделирования и анализа распределения шума и статистических свойств сигнала, а также для дальнейшей обработки сигнала с целью фильтрации, обесцвечивания и выделения признаков.

Мгновенная частота является однозначной функцией времени t , т. е. существует только одна частота, которая однозначно соответствует каждому времени t . Поэтому она может представлять только однокомпонентный сигнал, и мгновенная частота не имеет практического физического смысла для сигналов, состоящих из комбинации нескольких компонентов; однако во многих случаях очень трудно определить, является ли сигнал однокомпонентным или многокомпонентным, поэтому обычно используется узкополосный сигнал в качестве критерия для выбора сигнала, чтобы он соответствовал определению мгновенной частоты [17].

Мгновенная пропускная способность или пропускная способность в реальном времени – это максимальная непрерывная пропускная способность, которую система может генерировать или получать без возврата [18]. Эта пропускная способность обычно используется для характеристики производительности системы связи, сети или другого устройства передачи данных. Важно отметить, что на пропускную способность в реальном времени может влиять множество факторов, включая аппаратные ограничения, качество сигнала, состояние канала и загрузку системы. Поэтому эти факторы необходимо учитывать при проектировании систем и сетей связи для оптимизации использования пропускной способности в реальном

времени. Пропускная способность в реальном времени часто используется для описания требований к системе или приложению обработки сигналов в реальном времени. Для обработки сигналов в реальном времени требуется система, которая может быстро и точно обрабатывать сигналы и реагировать на их изменения. В этом случае мгновенная пропускная способность может помочь определить вычислительные ресурсы и скорость обработки, необходимые системе для обеспечения производительности в реальном времени.

Исходя из вышеизложенного принципа программа разработана в LABVIEW2022, а панель программы показана на рисунке 2. Различные алгоритмы обработки, описанные выше, соответствуют различным модулям обработки.

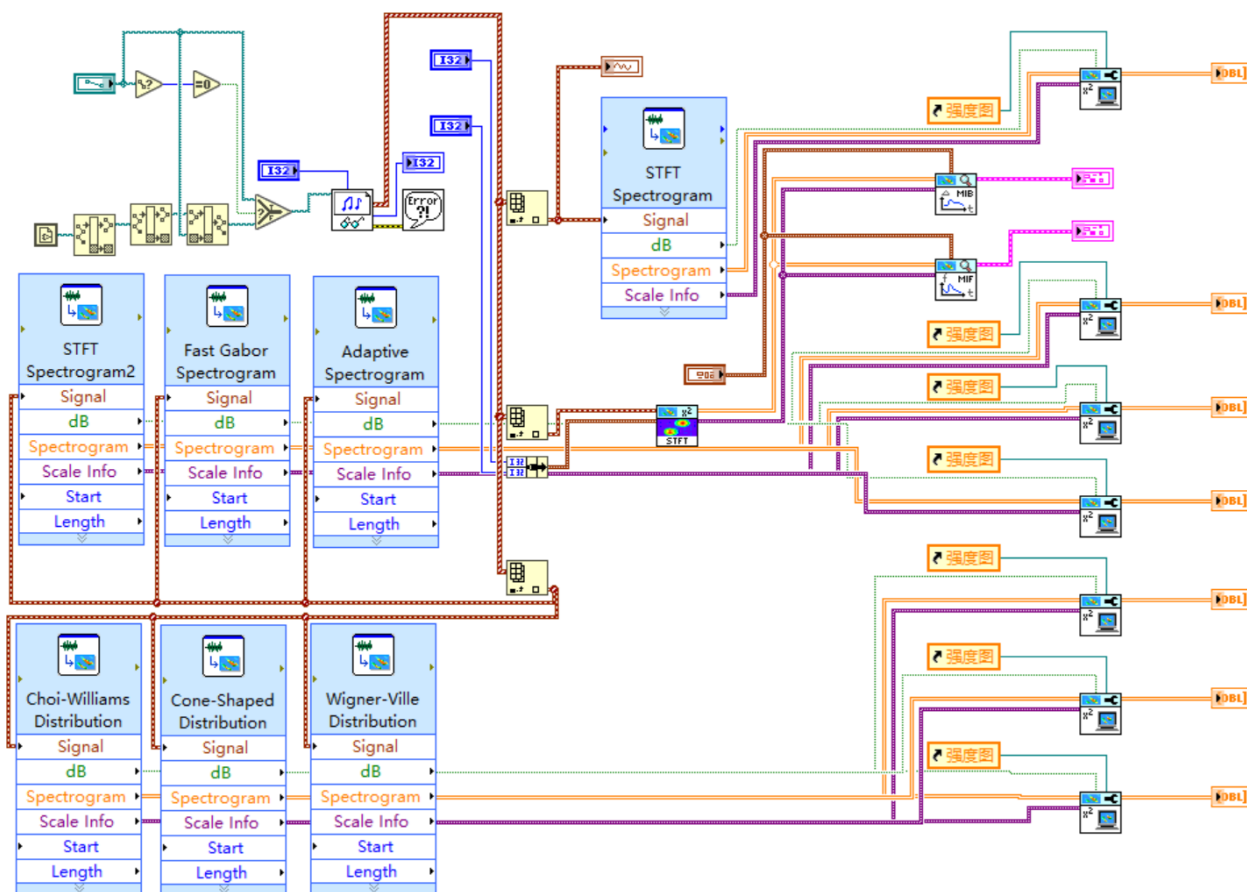


Рисунок 2 – Диаграмма программирования

2 Экспериментальная демонстрация

Путём программирования и проектирования с помощью LabVIEW2022 полученные сигналы вибрации двигателей малой авиации вводятся в систему для проведения экспериментов, а конкретные результаты представлены на рисунках 3 и 4. Рисунок 3 – спектр вибросигнала исправного двигателя, проанализированный совместным время-частотным методом. Рисунок 4 – спектр вибросигнала двигателя, имеющего проблему блокировки работы, проанализированный по п.п. Соответствующие результаты анализа показаны на рисунке, который может служить ориентиром для инженеров и техников при подборе условий эксплуатации оборудования.

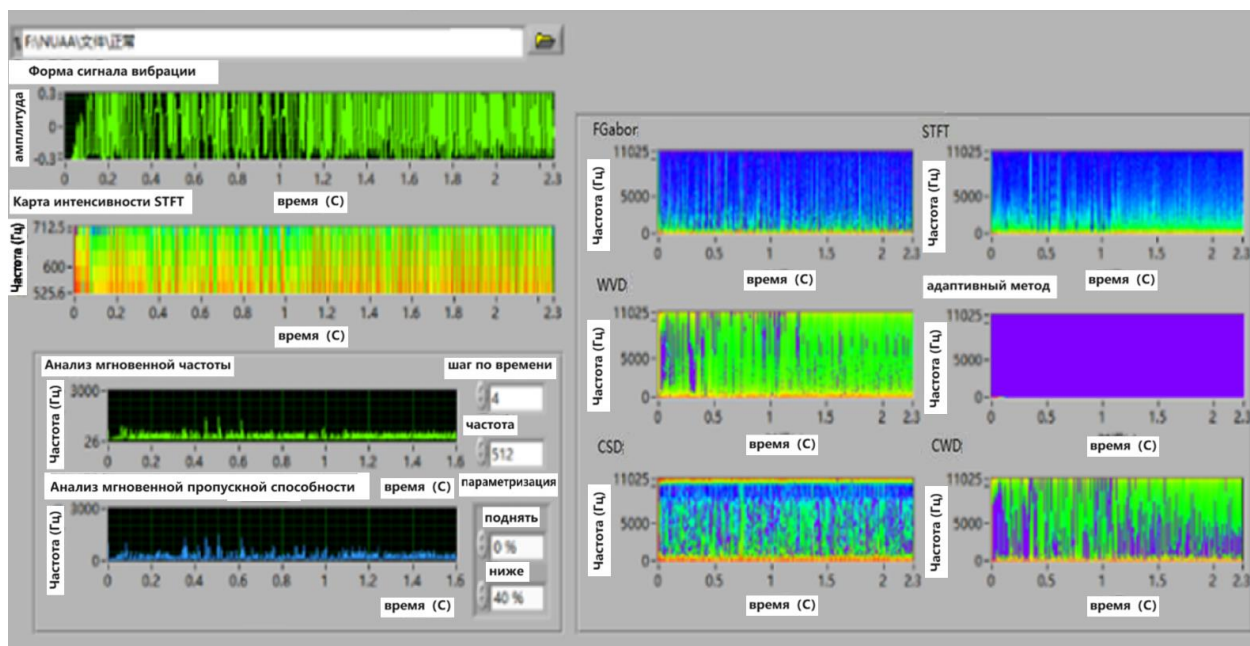


Рисунок 3 – Вибрационная карта двигателя в нормальных условиях эксплуатации

Разница между нормальным и неисправным сигналом после совместного применения метода «время-частота» видна уже при сравнении рисунков 3 и 4 и более подробно описана ниже.

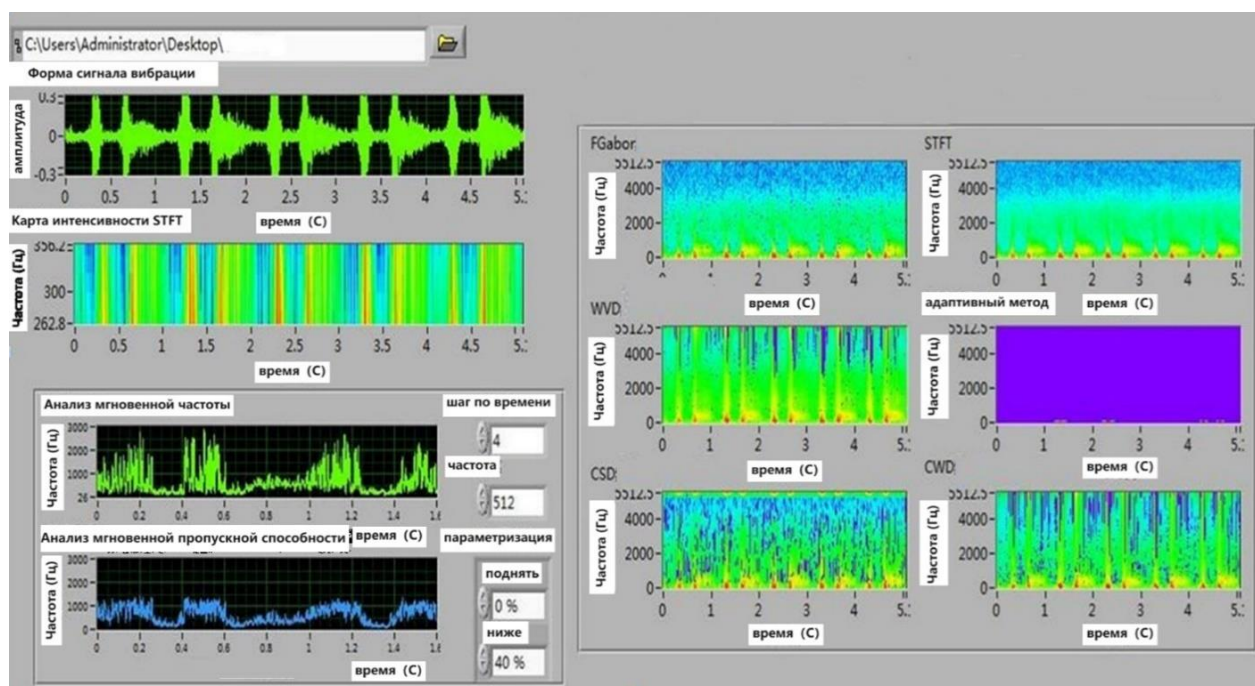


Рисунок 4 – Составление карты вибрационных сигналов двигателя с проблемой демпфирования на ходу

На рисунках 5 и 6 мы можем увидеть спектр сигнала после совместного метода анализа. Сравнивая рисунок 5 с рисунком 6, можно увидеть характерные различия между нормальными и аномальными сигналами, которые могут быть использованы в качестве основы для вспомогательной диагностики. Распределение графиков по часовой стрелке от верхнего левого кадра – это графики, построенные следующими методами: метод Gabor; метод STFT;

адаптивный метод; метод CWD; метод CSD; метод WVD. На рисунках 7 и 8 представлены карты сигналов вибрации микродвигателя после обработки методом мгновенных полос.

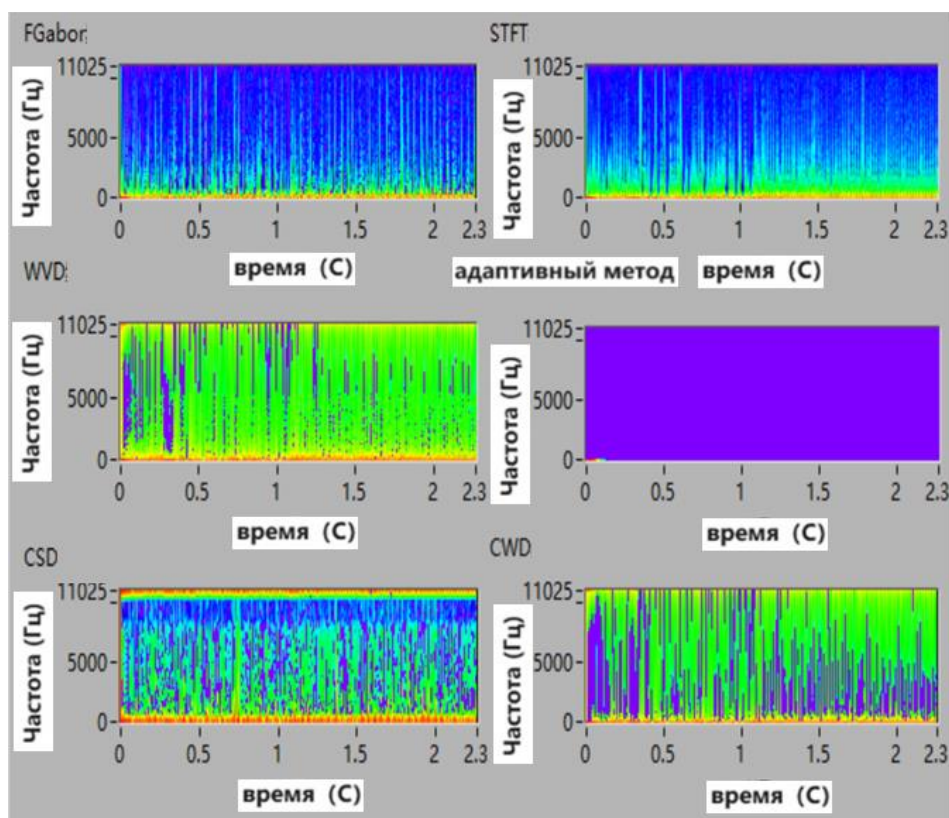


Рисунок 5 – График результатов анализа сигналов нормальной вибрации методом совместного анализа

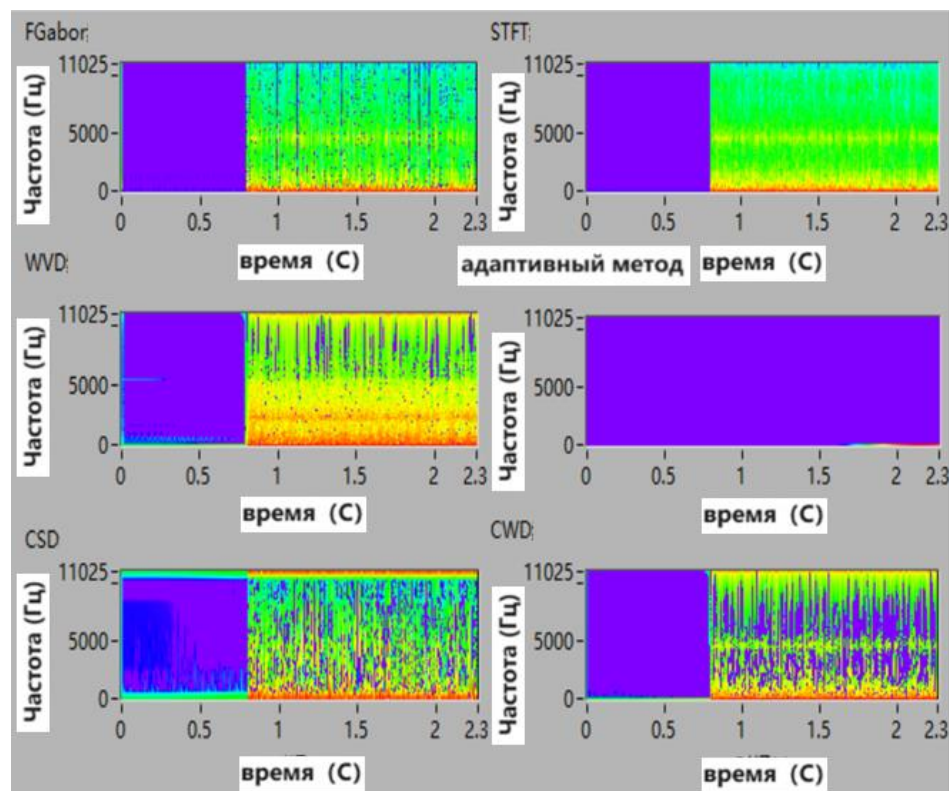


Рисунок 6 – График результатов анализа сигнала неисправности методом совместного анализа

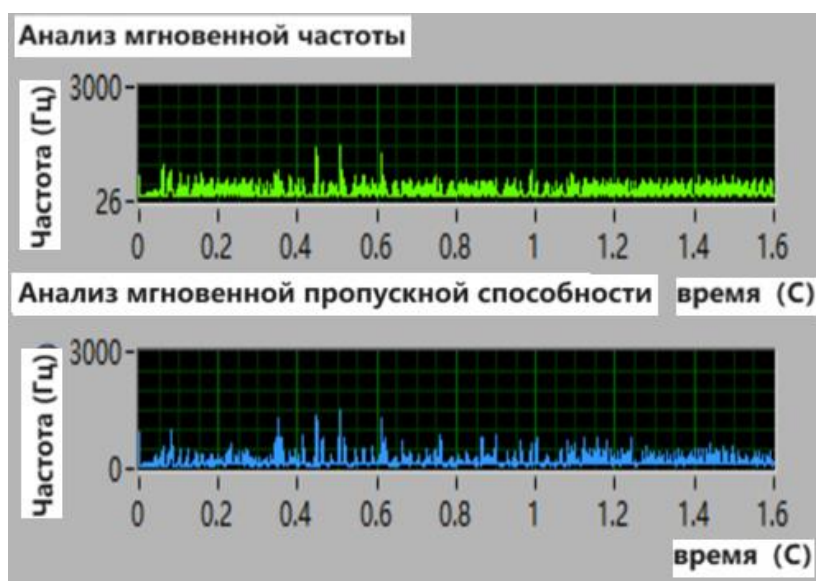


Рисунок 7 – Результаты анализа сигналов нормальной вибрации методами мгновенной частоты и мгновенной полосы пропускания

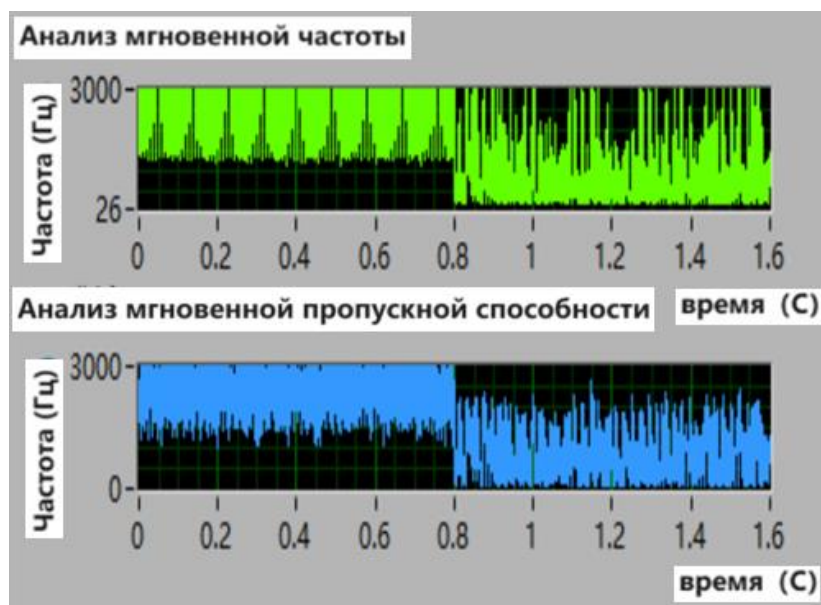


Рисунок 8 – Результаты анализа сигнала неисправности методами мгновенной частоты и мгновенной полосы пропускания

Сравнение двух графиков можно увидеть в нормальном малом двигателе и малом двигателе сигнал после мгновенной полосы метод обработки малого двигателя проблемы сигнала, контраст между двумя особенностями очевиден, так что соответствующие неисправности могут быть оценены, чтобы быть в состоянии достичь желаемой цели.

Инструмент предназначен для помощи инженерам и техническим специалистам в диагностике неисправностей энергосистем, и специалист может определить тип неисправности по результатам, представленным прибором.

Заключение

Как видно из приведённых выше диаграмм, каждая подфункция разработанной системы может быть реализована плавно, а условия работы хороши и просты в реализации.

Регулировка параметров очень гибкая и может удовлетворить различные требования к применению. Использование такой системы может повысить эффективность комплексного анализа вибрационного рабочего состояния двигателей малой авиации и помочь в диагностике неисправностей.

Результаты могут предоставить инженерам и техникам мощные инструменты диагностики вибрационных неисправностей, первоначально необходимо полагаться на навыки долгосрочного опыта работы, накопленного персоналом, через анализ данных способ упростить, повысить точность анализа, уменьшить операции использования ограничений, даже если нет долгосрочного опыта работы оператора, в относительно короткий период времени может быть освоен через инструмент диагностики вибрационных неисправностей навыки.

Благодарности

Мы хотели бы выразить нашу глубокую благодарность за огромную поддержку, оказанную Нанкинским университетом аэронавтики и астронавтики.

Список использованных источников

1. ZHAO Chendi, QIN Yi, CHEN Xiaoyang. Application research on electronic ignition system of aviation piston engine. *Journal of Civil Aviation*, 2023, 7(05): 120-123.
2. AN Xue, LI Shaobo, ZHANG Yizong et al. A review on the research of fault diagnosis technology of UAV flight control system. *Computer Engineering and Application*, 1-14.
3. Lai Kui, Dai Xiongjie, Pan Songbo et al. Research on fault diagnosis of distribution terminal acquisition module based on STFT and CNN- Attention. *Automation Instrumentation*, 2023, 44(09): 37-41+48.
4. WANG Juanjuan, SONG Sanhua, DU Yunming. Simulation of LBFI recognition considering Gabor wavelet features. *Computer Simulation*, 2023, 40(09): 237-241.
5. Gao Xing. Research on cable fault localization based on wavelet transform and VMD-WVD. *Anhui University of Science and Technology*, 2022.
6. Zhang Pengqi. Numerical simulation of descending film in a vertical circular tube under a conical distributor. *Taiyuan University of Technology*, 2019.
7. Gao Gaoqiang, Zheng Kinde, Pan Haiyang et al. A rolling bearing fault diagnosis method based on adaptive denoising empirical wavelet transform. *Bearing*, 1-8.
8. Zhichao Z. Variance-SNR Based Noise Suppression on Linear Canonical Choi-Williams Distribution of LFM Signals. *Chinese Journal of Electronics*, 2022, 31(05): 804-820.
9. V. A M, G. O M, A. A I, et al. A Simple Radiophotonic Device for Instantaneous Frequency Measurement of Multiple Microwave Signals Based on a Symmetrical Unequal Comb Generator. *Instruments and Experimental Techniques*, 2023, 66(5): 737-744.
10. Zheng L, Jian Z, Xue L, et al. Instantaneous Bandwidth Enhancement for Variable Inclination Continuous Transverse Stub Antenna. *International Journal of Antennas and Propagation*, 2022, 2022.
11. Daniel G, P C F, Shuai L, et al. Task-specific efficient channel selection and bias management for Gabor function channelized Hotelling observer model for the assessment of x-ray angiography system performance. *Medical physics*, 2021, 48(7): 3638-3653.
12. Zhixing J, Chaoxun G, David Z. Pressure wrist pulse signal analysis by sparse decomposition using improved Gabor function. *Computer Methods and Programs in Biomedicine*, 2022, 219: 106766-106766.
13. Ünal L, Pakfiliz G A. LPI Radar Signal Detection Based on Autocorrelation Function and Wigner-Ville Distribution. *Review of Computer Engineering Studies*, 2022, 9(4).
14. Hasan R, Ishtiaq A, M. N K, et al. Validation of Parallel Distributed Adaptive Signal Processing (PDASP) Framework through Processing-Inefficient Low-Cost Platforms. *Mathematics*, 2022, 10(23): 4600-4600.
15. Zhao DL, Guo CF, Wu DL et al. Construction of optimal remote sensing feature index set under the combination of CSD and CDD and its application in wetland information extraction. *Journal of Earth Information Science*, 2021, 23(06): 1092-1105.

16. LIU Qi, JING Shuangxi, LEN Junfa et al. Low-frequency fault feature extraction of gearbox based on MODWPT and Choi-Williams distribution. Mechanical Design and Research,2020,36(05).
17. LIU Wen, JIANG Shuxia, WANG Tianpeng et al. Identification of structural instantaneous frequencies by variational modal decomposition and wavelet contour method. Noise and Vibration Control,2023,43(05):167-174+226.
18. Liu Zheng. Study on Instantaneous Bandwidth Expansion of Variable Inclination Continuous Sectional Section Array Antenna. Strategic Support Forces Information Engineering University,2023.

Analysis of vibration signals of micro-size aircraft engines based on joint time-frequency method

Mai Xin | Candidate of Science, Senior Engineer, Postgraduate Student;
School of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics
and Astronautics, NanJing, 210016, China;
email: xinmai_xm@nuaa.edu.cn

Hui Qin | Ph.D., Senior Engineer, Researcher;
Suzhou Research Institute of Harbin Institute of Technology,
Suzhou, 215000, China;
email: qinhuihui_hqq@163.com

Zhifeng Ye | Ph.D., Professor, Director;
School of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics
and Astronautics, NanJing, 210016, China;
email: yezhifen_yzf@nuaa.edu.cn

Lingyan Wang | Master's Degree, Senior Engineer, Researcher;
AVIC Leihua Electronic Technology Research Institute, Wuxi,
214000, China;
email: wanglingyan_wlly@163.com

As the current analysis technology for vibration signals cannot be a comprehensive study of the signal, which leads to the signal analysis not meeting the requirements of practical application, to more in-depth analysis of small engine vibration signals, the project team adopts time-frequency analysis technology to carry out specific work. By using LABVIEW2022 software programming, the application program based on the joint time-frequency method is realized to study the vibration signal of a small engine and determine the running state of the engine according to the corresponding results, to determine whether the engine performance is good. By using the STFT method, Gabor transform method, Wigner distribution method, CSD method, adaptive spectrum method, CWD method, MIF method, and MIB method, the corresponding programs are successfully used to realize the joint time-frequency analysis of such signals. The time-frequency analysis method mentioned above can achieve the expected effect.

Keywords: micro-size aircraft engines ;vibration signal ;labview2022 ;joint time-frequency method

Citation: Xin Mai, Qin Hui, Ye Zhifeng and Wang Lingyan (2025), “Analysis of small aero-engine vibration signals based on joint time-frequency method”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 105-117. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-105-117. (In Russian; abstract in English)

References

1. ZHAO Chendi, QIN Yi, CHEN Xiaoyang. Application research on electronic ignition system of aviation piston engine. *Journal of Civil Aviation*, 2023, 7(05):120-123.
2. AN Xue, LI Shaobo, ZHANG Yizong et al. A review on the research of fault diagnosis technology of UAV flight control system. *Computer Engineering and Application*, 1-14.
3. Lai Kui, Dai Xiongjie, Pan Songbo et al. Research on fault diagnosis of distribution terminal acquisition module based on STFT and CNN- Attention. *Automation Instrumentation*, 2023, 44(09): 37-41+48.
4. WANG Juanjuan, SONG Sanhua, DU Yunming. Simulation of LBFI recognition considering Gabor wavelet features. *Computer Simulation*, 2023, 40(09):237-241.
5. Gao Xing. Research on cable fault localization based on wavelet transform and VMD-WVD. *Anhui University of Science and Technology*, 2022.

6. Zhang Pengqi. Numerical simulation of descending film in a vertical circular tube under a conical distributor. Taiyuan University of Technology, 2019.
7. Gao Gaoqiang, Zheng Kinde, Pan Haiyang et al. A rolling bearing fault diagnosis method based on adaptive denoising empirical wavelet transform. Bearing, 1-8.
8. Zhichao Z. Variance-SNR Based Noise Suppression on Linear Canonical Choi-Williams Distribution of LFM Signals. Chinese Journal of Electronics, 2022, 31(05): 804-820.
9. V. A M, G. O M, A. A I, et al. A Simple Radiophotonic Device for Instantaneous Frequency Measurement of Multiple Microwave Signals Based on a Symmetrical Unequal Comb Generator. Instruments and Experimental Techniques, 2023, 66(5): 737-744.
10. Zheng L, Jian Z, Xue L, et al. Instantaneous Bandwidth Enhancement for Variable Inclination Continuous Transverse Stub Antenna. International Journal of Antennas and Propagation, 2022, 2022.
11. Daniel G, P C F, Shuai L, et al. Task-specific efficient channel selection and bias management for Gabor function channelized Hotelling observer model for the assessment of x-ray angiography system performance. Medical physics, 2021, 48(7): 3638-3653.
12. Zhixing J, Chaoxun G, David Z. Pressure wrist pulse signal analysis by sparse decomposition using improved Gabor function. Computer Methods and Programs in Biomedicine, 2022, 219: 106766-106766.
13. Ünal L, Pakfiliz G A. LPI Radar Signal Detection Based on Autocorrelation Function and Wigner-Ville Distribution. Review of Computer Engineering Studies, 2022, 9(4).
14. Hasan R, Ishtiaq A, M. N K, et al. Validation of Parallel Distributed Adaptive Signal Processing (PDASP) Framework through Processing-Inefficient Low-Cost Platforms. Mathematics, 2022, 10(23): 4600-4600.
15. Zhao DL, Guo CF, Wu DL et al. Construction of optimal remote sensing feature index set under the combination of CSD and CDD and its application in wetland information extraction. Journal of Earth Information Science, 2021, 23(06): 1092-1105.
16. LIU Qi, JING Shuangxi, LEN Junfa et al. Low-frequency fault feature extraction of gearbox based on MODWPT and Choi-Williams distribution. Mechanical Design and Research, 2020, 36(05).
17. LIU Wen, JIANG Shuxia, WANG Tianpeng et al. Identification of structural instantaneous frequencies by variational modal decomposition and wavelet contour method. Noise and Vibration Control, 2023, 43(05): 167-174+226.
18. Liu Zheng. Study on Instantaneous Bandwidth Expansion of Variable Inclination Continuous Sectional Section Array Antenna. Strategic Support Forces Information Engineering University, 2023.