

*На правах рукописи*



**Поляков Владимир Николаевич**

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ  
РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ НА ОСНОВЕ УТОЧНЕНИЯ  
РАСЧЕТНЫХ И МАТЕРИАЛЬНО-АГРЕГАТНЫХ МОДЕЛЕЙ**

Специальность 2.5.3 – Трение и износ в машинах

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Ростов-на-Дону  
2026

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Ростовский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО РГУПС).

**Научный руководитель:** доктор технических наук, профессор  
**Кохановский Вадим Алексеевич**  
профессор кафедры «Технология металлов»  
ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», г. Ростов-на-Дону

**Официальные оппоненты:** доктор технических наук, профессор  
**Елагина Оксана Юрьевна**  
заведующая кафедрой трибологии, сварки, диагностики и ремонта оборудования ТЭК  
ФГАОУ ВО «Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И. М. Губкина», г. Москва

доктор технических наук, доцент  
**Измеров Михаил Александрович**  
заведующий кафедрой «Дизайн и проектирование в машиностроении»  
ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», г. Брянск

**Ведущая организация:** Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова», г. Новочеркасск

Защита диссертации состоится «18» декабря 2026 года в 14<sup>00</sup> на заседании диссертационного совета 24.2.297.01 (Д 212.058.02) при ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» (ФГБОУ ВО ДГТУ) по адресу: 344000, Ростовская область, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО ДГТУ по адресу: 344000, Ростовская область, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1 и на сайте [www.donstu.ru](http://www.donstu.ru).

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2026 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
кандидат технических наук, доцент

В. П. Лапшин

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность исследований.** При разработке, расчете и производстве современных машин и механизмов ключевым фактором, обеспечивающим их работоспособность, является стабильность функционирования входящих в них трибосистем. Это относится и к гидродинамическим подшипникам скольжения, которые в силу своих преимуществ находят широкое применение практически во всех самых разных агрегатах. При этом следует учитывать, что до 80 % случаев остановки машин являются следствием отказов, обусловленных нестабильной работой их трибосистем.

В основе разработки любой трибосистемы лежит инженерный расчет, чья точность и соответствие реальности являются базовыми отправными точками любого проектирования. Результаты расчетов подтверждаются экспериментально, как правило, на материально-агрегатных моделях. К подобным устройствам относится и серийно выпускаемая машина трения ИИ-5018. Однако ее применение требует дополнительной конструктивной модернизации для приближения модели к натуре. Заключительный этап исследований – это экспериментальная и промышленная проверка теоретических разработок.

Таким образом, актуальность исследований, проводимых в данной работе, обусловлена необходимостью повышения точности инженерных расчетов, модернизации машины трения для максимального приближения модели к реальности и экспериментального подтверждения эффективности теоретических результатов.

**Степень разработанности темы.** Исследованиям гидродинамических подшипников в нашей стране посвящены работы И. А. Буяновского, Н. А. Буше, И. Г. Горячевой, Е. А. Задорожной, С. М. Захарова, Д. С. Коднира, М. В. Коровчинского, Ф. П. Снеговского и многих других. За рубежом эту тему разрабатывали О. Reynolds, G. Becker, D. Holland, G. Vogelpohl и другие исследователи. В настоящее время в инженерных расчетах и в рекомендациях ГОСТ ИСО 7902-1–2001 используются табличные значения характеристик несущей способности подшипников скольжения, определяемые итерационным методом из условий равновесия системы, что требует их детального анализа и уточнения.

**Объект исследования** – процесс гидродинамического трения в условиях работы материально-агрегатной модели, функционирование которой приближено к реальной работе подшипника.

**Предметом исследований** являются параметры радиальных гидродинамических подшипников, получаемые на основе уточнений инженерных расчетов и их экспериментальной верификации на машине трения модели ИИ-5018.

**Цель исследования:** повышение эксплуатационных параметров гидродинамических подшипников скольжения на основе уточнения расчета минимальной толщины смазочного слоя и рационализации конструктивных параметров.

**Задачи исследования:**

1. Провести сравнительный анализ существующих теоретических методик расчета гидродинамических подшипников скольжения и установить влияние их конструктивных параметров на эксплуатационные характеристики в исследуемом диапазоне нагрузочно-скоростных режимов.

2. Разработать методику уточненного расчета основных конструктивных и эксплуатационных характеристик радиальных гидродинамических подшипников скольжения с круглым и эллиптическим опорным профилем на основе введения дополнительных параметров – угла поворота опоры трибосистемы  $\gamma$  и коэффициента трения  $f$ .

3. Установить в результате прецизионных экспериментальных исследований зависимость угла поворота опоры трибосистемы  $\gamma$  от нагрузочно-скоростных режимов, а также от величины зазора  $\Delta$  и вязкости смазочного материала  $\mu$  на базе модернизированной машины трения модели ИИ-5018.

4. Верифицировать теоретические данные в сравнении с экспериментальными результатами, а также установить эффективность разработанного подшипника в ходе промышленных испытаний на реальном производстве.

**Научная новизна** работы заключается в следующем:

1. Установлены основные закономерности влияния угла поворота опоры трибосистемы  $\gamma$  и коэффициента трения  $f$  на величину и форму клинового зазора, определяющие минимальную толщину смазочного слоя.

2. Впервые на базе модернизированной машины трения ИИ-5018 реализована новая прецизионная методика исследований, позволяющая проверить расчетные модели углового параметра  $\gamma$  и толщины смазочного слоя в условиях моделирования реальной работы подшипника.

3. Получены новые данные о взаимосвязи геометрических параметров опорной контактной поверхности, минимальной толщины смазочного слоя и угла поворота опоры трибосистемы  $\gamma$  в исследованном диапазоне нагрузочно-скоростных режимов при значительном различии вязкости смазочного материала.

**Теоретическая и практическая значимость работы.**

1. Впервые обоснован и использован угловой параметр поворота опоры  $\gamma$ , учитывающий реальные кинематические особенности контактных поверхностей подшипников скольжения, что позволяет более точно установить границы смазочного клина в исследованном диапазоне режимов эксплуатации.

2. Выявлены аналитические зависимости минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота опоры  $\gamma$ , уточняющие теоретические результаты, получаемые по расчетным моделям ГОСТ ИСО 7902-1–2001.

3. В ходе исследований и модернизации машины трения ИИ-5018 спроектирована и изготовлена оригинальная конструкция колодкодержателя, подтверждающая эффективность введения в расчетную модель дополнительных параметров: угла поворота опоры  $\gamma$  и коэффициента трения  $f$ .

4. Внедрение разработанных подшипников на предприятии по ремонту и обслуживанию судового оборудования ООО НПО «Донтехцентр» (г. Ростов-на-Дону) позволило увеличить межремонтный период узлов трения на 11,4 % при сохранении эксплуатационной нагрузочной способности.

**Методы диссертационных исследований:**

1. Методика теоретических исследований разработана на положениях гидродинамической теории смазывания, основанной на решении классического дифференциального уравнения Рейнольдса, описывающего ламинарное течение жидкости, с общепринятыми допущениями. Математическое моделирование реализовано методами вычислительных систем *Maple* и *Mathcad*.

2. Экспериментальные исследования трибологических параметров выполнялись на модернизированной машине трения ИИ-5018 по двухуровневым полнофакторным планам с проведением 3–5 параллельных опытов.

3. Статистическая обработка результатов экспериментальных исследований осуществлялась методами математической статистики и регрессионного анализа по критериям Кохрена, Стьюдента, Фишера.

#### **Положения, выносимые на защиту:**

1. Методика расчета основных конструктивных и эксплуатационных характеристик радиальных гидродинамических подшипников скольжения, основанная на введении дополнительных параметров – угла поворота опоры трибосистемы  $\gamma$  и коэффициента трения  $f$ , позволяющая уточнить расчет минимальной толщины смазочного слоя  $h_{\min}$ .

2. Теоретические закономерности определения рациональной величины рабочего зазора в радиальных подшипниках на основе расчета несущей способности смазочного клина с учетом угла поворота опоры  $\gamma$ , определяющего равновесное положение трибосистемы.

3. Исследования триботехнического измерительного комплекса модернизированной машины трения ИИ-5018, позволившие впервые определить угол поворота опоры трибосистемы  $\gamma$ , а также повысить точность измерения коэффициента трения и толщины смазочного слоя в условиях функционирования модели трибосистемы, приближенной к реальной работе подшипника.

4. Результаты теоретических и экспериментальных исследований зависимости угла поворота опоры трибосистемы  $\gamma$  от нагрузочно-скоростных режимов, величины зазора  $\Delta$  и вязкости смазочного материала.

**Достоверность и обоснованность научных результатов** обеспечиваются корректным применением общепринятой и апробированной гидродинамической теории, а также статистической обработкой результатов экспериментальных исследований. Полученные теоретические и практические выводы подтверждаются результатами применения классической теории Рейнольдса, публикациями выполненных работ, докладами на научных конференциях, а также промышленными испытаниями на предприятии по ремонту и обслуживанию судового оборудования ООО НПО «Донтехцентр» (г. Ростов-на-Дону).

**Апробация результатов** данной работы проведена на восьми международных научно-практических конференциях: «Трибология – машиностроению» (Москва, 2016, 2020, 2022 гг.); «Транспорт: наука, образование, производство» (Ростов-на-Дону, 2016, 2017, 2019, 2022 гг.); «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава» (Ростов-на-Дону, 2025 г.) и пяти всероссийских научно-практических конференциях «Надежность и долговечность машин и механизмов» (Иваново, 2014, 2015, 2017, 2018, 2022 гг.).

**Публикации.** По тематике диссертации опубликовано 34 научные работы, в числе которых 4 работы в изданиях, рекомендованных ВАК, 4 работы включены в базу данных Scopus, 1 монография и 1 патент на изобретение.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы из 184 наименований и приложения. Общий объем работы составляет 149 страниц текста, включает 51 рисунок и 35 таблиц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснованы актуальность темы исследований и уровень ее разработанности, отмечена научная и практическая значимость результатов, сформулированы цель и задачи работы.

**В первой главе** выполнен аналитический обзор литературы, посвященной радиальным подшипникам скольжения, рассмотрены их основные конструктивные и рабочие параметры, методики гидродинамического расчета и их точность, а также результаты теоретических и экспериментальных исследований.

**Во второй главе** представлен уточненный расчет конструктивных параметров гидродинамических подшипников скольжения с различным опорным профилем (рисунок 1).

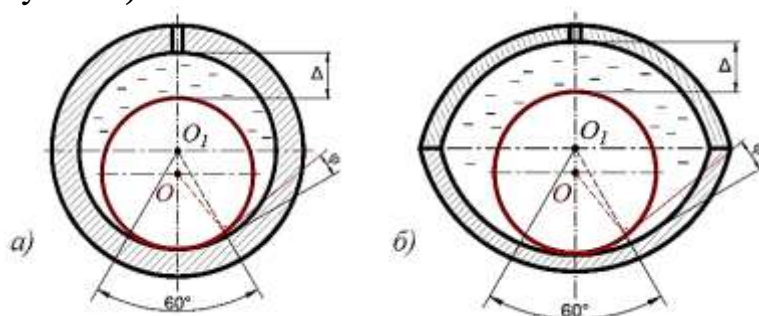


Рисунок 1 – Подшипники скольжения с круговым (а) и эллиптическим (б) опорным профилем

Анализ приведенных на рисунке 1 схем показывает, что практически все они соответствуют геометрически конформным сопряжениям (даже эллипс при замене его профиля двумя дугами окружности).

В настоящее время имеются сведения о трех вариантах контуров опорных поверхностей подшипниковых втулок: окружности, эллипса и полуволны (таблица 1).

Таблица 1 – Кривые профиля подшипниковой втулки

| Профиль    | Аналитическое выражение                                                     | Примечание                                                             |
|------------|-----------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|
| Окружность | $\frac{x^2}{(r + \Delta)^2} + \frac{(y + \Delta)^2}{(r + \Delta)^2} = 1$    | $r$ – радиус вала;<br>$\Delta$ – зазор диаметральный                   |
| Эллипс     | $\frac{x^2}{(r + 1,5\Delta)^2} + \frac{(y + \Delta)^2}{(r + \Delta)^2} = 1$ | $(r + \Delta)$ – малая полуось;<br>$(r + 1,5\Delta)$ – большая полуось |
| Волна      | $R(\Theta) = r + \Delta - \Delta \cos \Theta + \Delta \sin \omega \Theta$   | $R$ – радиус контура втулки;<br>$\omega$ – параметр длины волны        |

Поверхности в форме окружности и эллипса применяются на практике, а последняя поверхность описана только теоретически. Приведены сравнительные данные о расчете исследуемых профилей.

Рассмотрена зона трибоконтакта при модельных исследованиях на машине трения ИИ-5018 (ролик – колодка) с углом охвата  $60^\circ$ , где угол гидродинамического клина выражен через  $\phi$ , а зазор – через  $\Delta$  (рисунок 2).

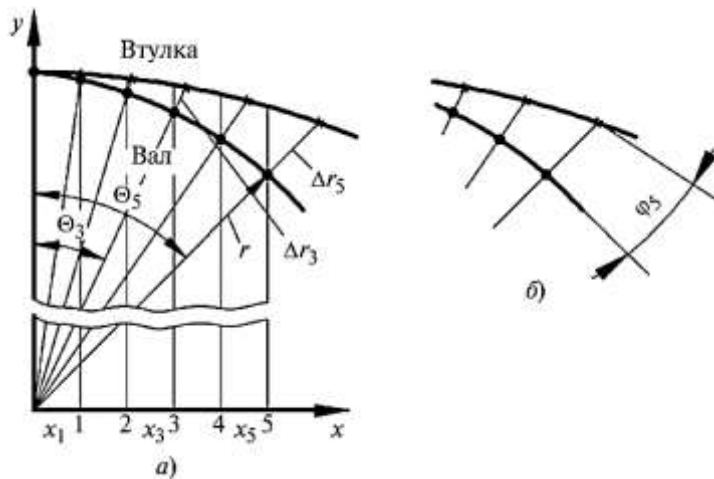


Рисунок 2 – Схема контактирования пары  
«вал – втулка»

Контуры зоны полуконтакта ( $\theta_5 = 30^\circ$ ) разделены по абсциссе на пять интервалов  $x_i$ . Для каждой пары точек определен радиальный зазор  $\Delta r_i$  (таблица 2) как разность радиуса вала  $r$  и соответствующей точки контура опорной поверхности втулки, а также угол  $\phi_i$  между касательными к опорной поверхности контура вала и кривой контура втулки.

Таблица 2 – Величина зазора  $\Delta r_i$  и угла  $\phi_i$  в паре трения «вал – втулка»

| Для контура окружности «окружность» (О–О):                                                                                                            |                                                                                                                                                         |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\Delta r_{oi} = \sqrt{\left( \sqrt{\left( r + \frac{\Delta}{2} \right)^2 - x_i^2} - \frac{\Delta}{2} \right)^2 + x_i^2} - r$                         | $\varphi_{oi} = \arctg \frac{x_i}{\sqrt{r^2 - x_i^2}} - \arctg \frac{x_i}{\sqrt{\left( r + \frac{\Delta}{2} \right)^2 - x_i^2} - \frac{\Delta}{2}}$     |
| Для контура окружности «эллипс» (О–Э):                                                                                                                |                                                                                                                                                         |
| $\Delta r_{ei} \approx \frac{x_i}{r} \left[ (r + \Delta) \sqrt{1 - \left( \frac{x_i}{r + 1,5\Delta} \right)^2} - \sqrt{r^2 - x_i^2} - \Delta \right]$ | $\varphi_{ei} = \arctg \frac{x_i}{\sqrt{r^2 - x_i^2}} - \arctg \frac{x_i}{(r + \Delta) \sqrt{1 + \left( \frac{x_i}{r + 1,5\Delta} \right)^2} - \Delta}$ |
| Для контура окружности «волна» (О–В):                                                                                                                 |                                                                                                                                                         |
| $\Delta r_{vi} \approx \frac{x_i}{r} \left[ (r + \Delta) \cos \left( \frac{x_i}{r + \Delta} \right) - \sqrt{r^2 - x_i^2} - \Delta \right]$            | $\varphi_{vi} = \arctg \frac{x_i}{\sqrt{r^2 - x_i^2}} - \arctg \frac{x_i}{(r + \Delta) \cos \left( \frac{x_i}{r + \Delta} \right) - \Delta}$            |

Расчеты выполнены для пяти сечений подшипника с номинальным диаметром 40 мм и максимальным допуском при постоянной скорости ( $\omega \leq 150 \text{ с}^{-1}$ ). Принята посадка  $H7/f7$ , а для высоких скоростей ( $\omega > 150 \text{ с}^{-1}$ ) – посадка  $H8/e8$ .

Сравнение результатов расчетов, полученных для кругового и волнообразного профилей, показало их близость (таблица 3). Так, общее для 7-го и 8-го квалитетов точности среднее расхождение параметра  $\Delta r$  составляет 4,3 % при наибольшем – 6,8 %, что составляет 0,00032 мм. Среднее расхождение параметра  $\phi_i$  для тех же условий составляет 4,5 % при его наибольшем значении 6,8 %, что соответствует среднему значению 0,00037 градуса. Сравнение кругового с эллиптическим профилем дает среднее расхождение, равное  $64,8 \pm 0,45$  %.

Практическая идентичность кругового и волнообразного профилей в исследуемом диапазоне позволяет объединить подходы к их моделированию и использовать для них общую расчетную методику.

Таблица 3 – Результаты расчетов для моделей «ролик – колодка» с диаметральным зазором  $\Delta$

| Кривая опорного профиля | Абсцисса $x$ , мм | Параметры трибоконтакта         |                                  |                                 |                                  |
|-------------------------|-------------------|---------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|
|                         |                   | $\varnothing 40 H7/f7$          |                                  | $\varnothing 40 H8/e8$          |                                  |
|                         |                   | $\Delta r_i \cdot 10^{-2}$ , мм | $\varphi_i \cdot 10^{-2}$ , град | $\Delta r_i \cdot 10^{-2}$ , мм | $\varphi_i \cdot 10^{-2}$ , град |
| Окружность              | 2                 | 0,037                           | 0,011                            | 0,063                           | 0,018                            |
|                         | 6                 | 0,344                           | 0,310                            | 0,585                           | 0,528                            |
|                         | 10                | 1,000                           | 1,654                            | 1,701                           | 2,813                            |
| Эллипс                  | 2                 | 0,074                           | 0,021                            | 0,126                           | 0,036                            |
|                         | 6                 | 0,678                           | 0,610                            | 1,151                           | 1,037                            |
|                         | 10                | 1,927                           | 3,185                            | 3,270                           | 5,401                            |
| Волна                   | 2                 | 0,041                           | 0,012                            | 0,073                           | 0,021                            |
|                         | 6                 | 0,355                           | 0,329                            | 0,617                           | 0,556                            |
|                         | 10                | 1,019                           | 1,686                            | 1,757                           | 2,905                            |

Далее рассмотрена пара трения «вал – колодка» (рисунок 3), исследуемая на модернизированной машине трения ИИ-5018.

На схеме обозначено:

$F$  – нагружающая сила;  $\omega$  – угловая скорость вала;  $h_{\min}$ ,  $h_0$  – минимальная толщина слоя смазочного материала и его толщина по линии нагружения  $F$ ;  $r$  и  $r_1$  – радиусы вала и втулки (колодки);  $\alpha_0$  – угол половины дуги контакта;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – углы границ начала и конца нагружения;  $\beta$  – угол эксцентриситета;  $\gamma$  – угол поворота опоры трибосистемы (далее – угол поворота).

Исходным элементом расчета основных эксплуатационных характеристик подшипника является расчет минимальной толщины смазочного слоя:

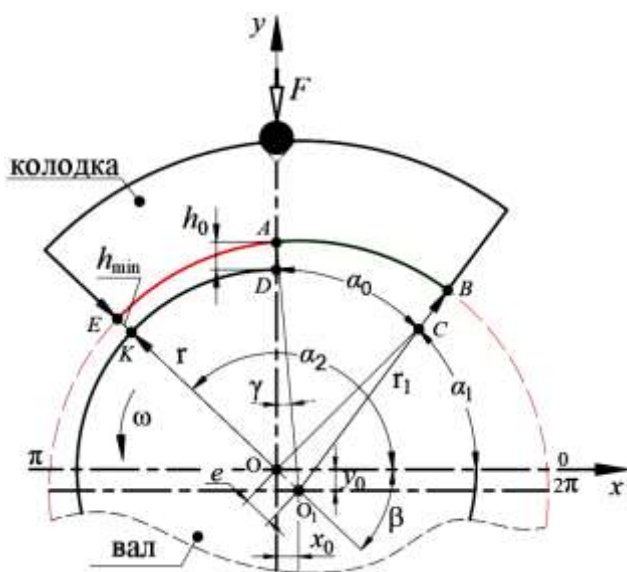


Рисунок 3 – Расчетная схема модели подшипника скольжения

$$h_{\min} = \frac{\Delta}{2} - e = r \cdot \psi (1 - \varepsilon), \quad (1)$$

где  $\Delta$  – диаметральный зазор;  $e$  – эксцентриситет;  $r$ ,  $r_1$  – радиусы вала и втулки;

$\psi = \frac{r_1 - r}{r}$  – относительный зазор;  $\varepsilon = \frac{e}{\Delta/2} = 1 - \frac{(\Delta - 2 \cdot e)}{\Delta}$  – относительный

эксцентриситет;  $r_1 - r = \frac{\Delta}{2}$  – радиальный зазор.

В результате присутствия в зазоре жидкого смазочного материала с начальным значением толщины смазочного слоя  $h_0$  при движении  $\omega > 0$  в контактной зоне появляется гидродинамическое давление, которое совместно с вращением приводит к повороту колодки на угол  $\gamma$  и смещению ее центра  $O_1$  относительно центра вала  $O$  на величину эксцентриситета  $e$ :

$$e = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}, \quad (2)$$

где  $x_0 = r_1 \sin(\gamma)$  – смещение центра колодки по оси  $x$ ;  
 $y_0 = r_1 \cos(\gamma) - r - h_0$  – смещение центра колодки по оси  $y$ ;  
 $r_1 = r + \Delta/2$  – радиус колодки (втулки).

Определена функция зависимости величины зазора  $h$  от угла контакта.

$$h(\alpha) = BC = O_1B - O_1C = r_1 - O_1C. \quad (3)$$

Из  $\triangle OCO_1$  по теореме косинусов следует:

$$O_1C = \sqrt{r^2 + e^2 - 2 \cdot r \cdot e \cdot \cos(\beta + \alpha_1)}. \quad (4)$$

Угол эксцентриситета  $\beta$  определяется по перемещению центра втулки относительно центра вала с учетом  $\gamma$ . Применительно к стандартизованным теоретическим расчетам результаты представлены в виде таблиц.

Проведенные по схеме на рисунке 3 исследования позволяют установить, что эксцентриситет зависит от величины угла поворота  $\gamma$  и угла  $\beta$ , который направлен по линии, соединяющей центры вала и втулки (линия эксцентриситета). Определив эти зависимости, получим дополнительные данные, уточняющие результаты расчета минимальной толщины смазочного слоя (рисунок 4).

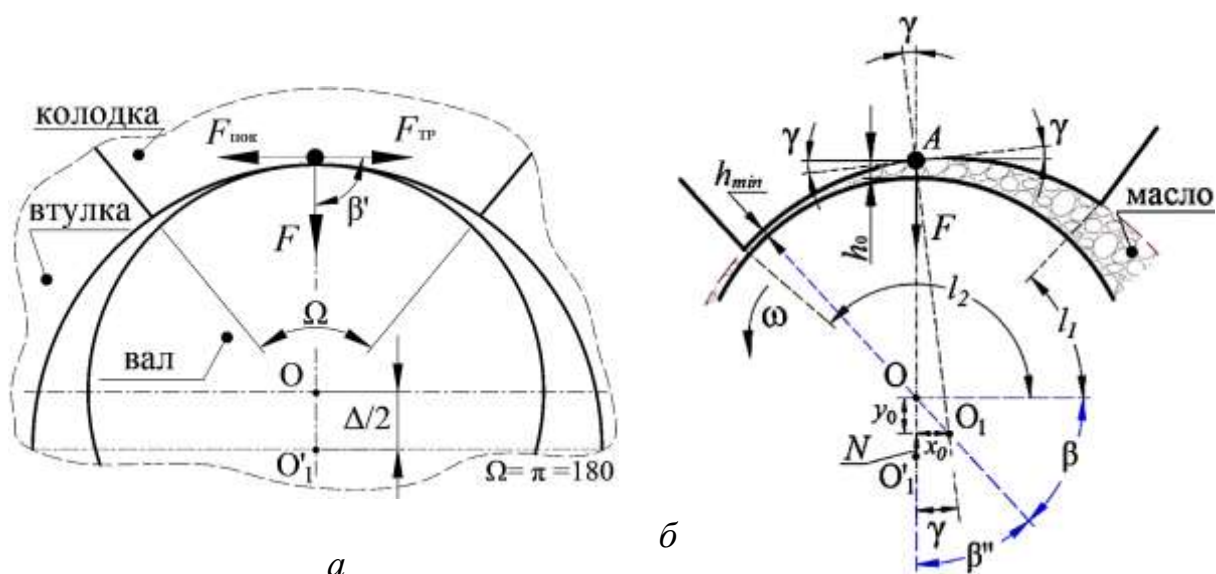


Рисунок 4 – Схема действия сил в системе:  
 $a$  – статика;  $b$  – динамика

На схеме обозначено:

$F, F_{\text{тр}}, F_{\text{пок}}$  – нагрузка, сила трения скольжения и сила трения покоя;

$h_{\text{min}}, h_0$  – минимальная толщина слоя смазочного материала и толщина этого слоя по линии нагружения;

$N$  – подъёмная сила смазочного клина;

$\Omega$  и  $\gamma$  – угол охвата и угол поворота колодки;

$\beta'$  и  $\beta, \beta''$  – угол положения минимального зазора трибосистемы в статическом и углы его положения в динамическом режиме;

$l_1, l_2$  – дуги границ начальной и конечной части профиля зоны нагружения колодки;

$O$  – центр радиуса вала;

$O'_1$  – начальное положение центра втулки в статике;

$O_1$  – центр радиуса втулки в динамике;

$AO_1$  – радиус втулки (колодки).

Методика расчета базируется на схеме действия сил (см. рисунок 4) как с опорной поверхностью гидродинамического радиального подшипника – втулкой, так и с поверхностью его модели – колодкой.

Анализ результатов исследования позволил разработать универсальную схему расчета минимальной толщины слоя смазочного материала в контактной зоне (рисунок 5), используя дополнительные параметры – угол поворота  $\gamma$  и коэффициент трения  $f$ .

Ниже описаны основные блоки схемы.

Блок 1 устанавливает величину и размерность исходных данных. В этом блоке задаются геометрические размеры подшипника, профильные параметры исследуемой области и номенклатура эксплуатационных параметров.

Блок 2 включает методы расчета, основанные на решении уравнения Рейнольдса:

I – первый способ: аналитический расчет разработан для машинного счета с помощью вычислительных систем и позволяет рассчитать безразмерный параметр нагрузочной способности подшипника  $C_0$ , характеризующий несущую способность;

II – второй способ: обеспечивает упрощенный стандартный расчет той же величины – числа Зоммерфельда  $S_0$ . Подобное дублирование является подтверждением расчета варианта I ( $S_0 = C_0$ ), на основании которого строятся табличные значения относительного эксцентриситета;

III – новый метод: представляет собой расчет, целью которого является повышение точности результатов, полученных в вариантах I и II с использованием углового параметра  $\gamma$  и значения коэффициента трения  $f$ . Данный способ позволяет получить как абсолютные значения эксцентриситета, так и возможность провести расчёт уточнённых табличных значений числа Зоммерфельда ( $S_0$ ).

Блок 3 – Заключительный этап, который включает определение величины минимальной толщины смазочного слоя  $h_{\text{min}}$ , как одного из основных критериев работоспособности подшипника.

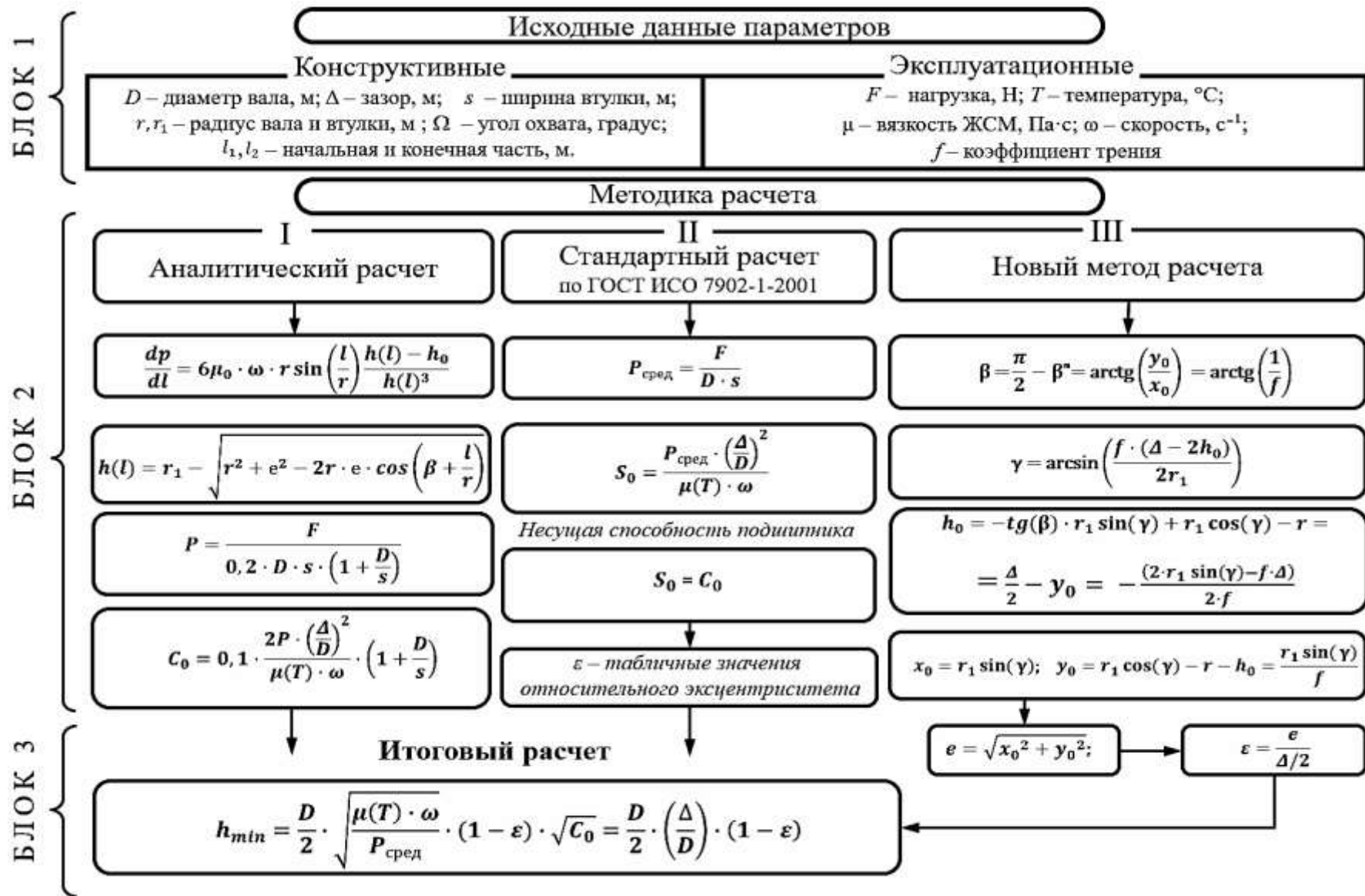


Рисунок 5 – Схема расчета минимальной толщины смазочного слоя

**Третья глава** посвящена описанию методической части исследований.



Эта глава включает исследование и модернизацию машины трения ИИ-5018, с целью повышения точности и расширения экспериментальных возможностей в соответствии с поставленными задачами (измерение угла  $\gamma$ ).

Общая структурная схема проведенных исследований представлена на рисунке 6. Она включает методику решения как теоретических, так и экспериментальных задач, а также верификацию результатов теоретических разработок.

Рисунок 6 – Структурная схема исследований

Общий вид модернизированного исследовательского комплекса представлен на рисунке 7.

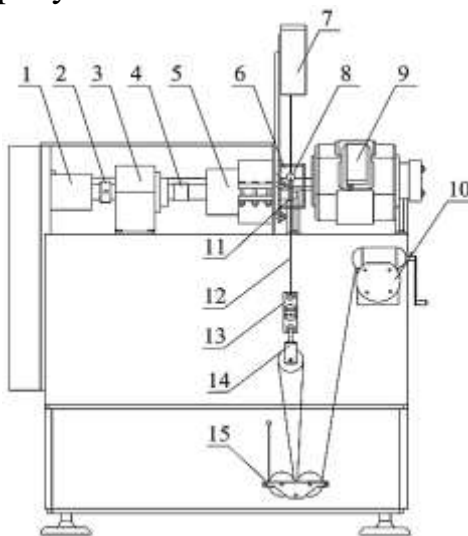


Рисунок 7 – Модернизированная машина трения ИИ-5018:

*а* – схема; *б* – внешний вид

На схеме рисунка 7 пронумерованы следующие элементы: 1 – подшипниковая опора; 2 – левая полумуфта; 3 – датчик момента; 4 – правая полумуфта; 5 – шпиндельный узел; 6 – камера исследования; 7 – камера подачи смазочного материала; 8 – рычаг нагружения; 9 – каретка; 10 – редуктор червячный; 11 – ролик; 12 – цепь-трос; 13 – электронный динамометр; 14 – полиспаст; 15 – роликовая опора; 16 – индикатор; 17 – магнитная стойка; 18 – прибор измерения толщины смазочной пленки (ИП); 19 – аналоговый модуль (Е14-140М); 20 – термопара; 21 – рычаг нагружения с колодководержателем.

Изменение конструкции нагружения в виде рычага с примыкающими деталями (рисунок 8) позволило значительно упростить процесс исследования и повысить его точность.

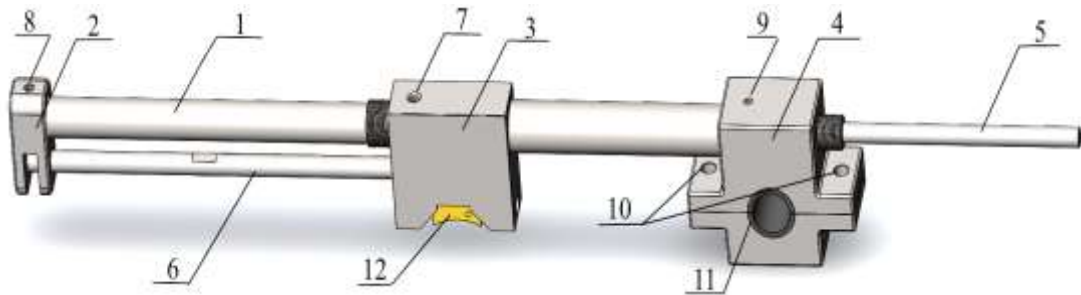


Рисунок 8 – Общий вид рычага нагружения:

1 – ось рычага; 2 – передний кронштейн; 3 – колодкодержатель; 4 – задний кронштейн; 5 – ось противовеса; 6 – вспомогательная ось; 7, 8, 9 – фиксирующее отверстие; 10 – прижимные отверстия; 11 – электроизолирующая втулка; 12 – колодка

На ось рычага 1 устанавливается и фиксируется разработанная конструкция колодкодержателя 3 [9], использование которого позволяет приблизить модель исследуемой трибосистемы к реальным условиям эксплуатации, а также расширить область измерений трибопараметров в паре «ролик – колодка». Кронштейн 2 используется для нагружения, а кронштейн 4 устанавливается на вал каретки машины трения с электроизолирующей втулкой 11.

На рисунке 9 представлен колодкодержатель с пазом, в центре которого расположен шарик, обеспечивающий самоустановку колодки в рабочем положении.

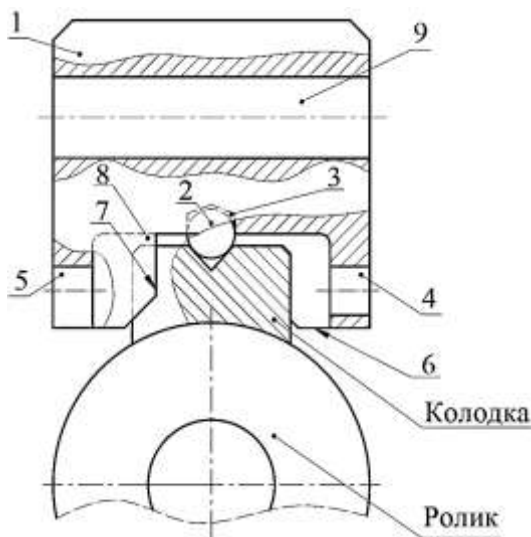


Рисунок 9 – Схема модернизированного колодкодержателя

На схеме обозначено:

1 – корпус колодкодержателя; 2 – металлический шарик; 3 – глухое отверстие под шарик; 4 – отверстие для подачи смазочного материала; 5 – отверстие в пазе; 6, 7 – конструктивные элементы паза; 8 – дно паза; 9 – отверстие для установки на ось рычага нагружения.

Отверстие 4 предназначено для подачи смазочного материала в зону трения. С противоположной стороны корпуса выполнен паз 5 для измерения угла поворота колодки  $\gamma$  и величины эксцентриситета.

В условиях смазывания при установлении равновесия под действием сил происходит самоустановка колодки – её смещение в пределах рабочего зазора относительно поверхности вала, что приводит к возникновению гидродинамического клина. Это способствует стабилизации условий трения и равномерному распределению нагрузки по контактной поверхности.

Разработанная система измерения гидродинамического клина позволяет установить величину угла поворота колодки  $\gamma$  по двум измерительным каналам [5] (рисунок 10): лазером 1 и индикатором 4.

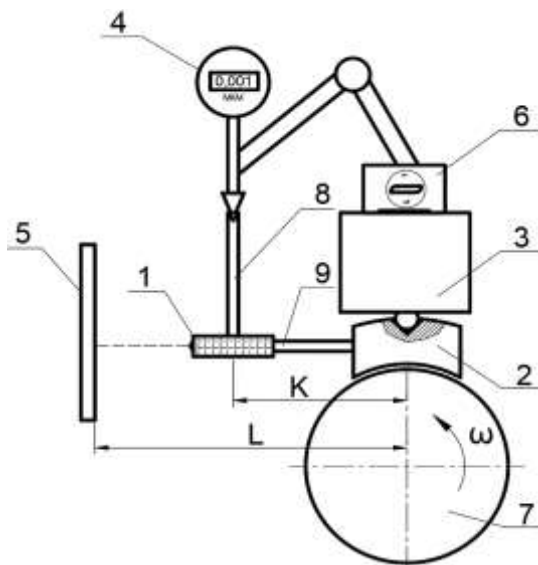


Рисунок 10 – Схема определения угла гидродинамического клина

Элементы схемы:

1 – лазер; 2 – колодка; 3 – колодкодержатель; 4 – электронный индикатор; 5 – экран; 6 – магнитная стойка; 7 – ролик; 8 – измерительный наконечник; 9 – горизонтальная ось;  $K, L$  – размерные параметры.

Лазер 1 вставляется в отверстие колодки 2. Угол поворота колодки фиксируется на экране 5 (с учетом размерного параметра  $L$ ). Второй измерительный канал включает показания индикатора 4, установленного на колодкодержателе 3 (с учетом параметра  $K$ ). Результаты измерений фиксируются в начале и конце каждого нагружения. Дублирование измерений гарантирует достоверность оценки результатов.

Толщина смазочного слоя измерялась разработанной электрической измерительной системой, представленной на рисунке 11.

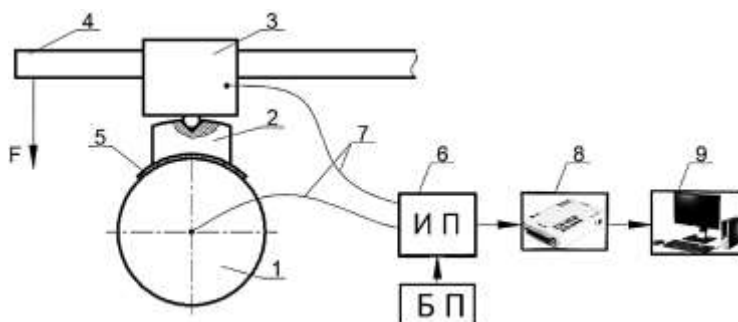


Рисунок 11 – Структурная схема измерения толщины смазочной пленки

На схеме обозначено:

1 – ролик; 2 – колодка; 3 – колодкодержатель; 4 – рычаг нагружения; 5 – электроизоляционная бумага; 6 – ИП – измерительный преобразователь, БП – блок питания; 7 – провода; 8 – аналоговый модуль; 9 – компьютер.

Измерительный преобразователь подключается к колодкодержателю и корпусу машины трения с возможностью регистрации электросопротивления трибоконтакта в цепи «ролик – масляная пленка – колодка». Разработанный измерительный прибор выполнен на базе электрического блока с цифровым генератором, преобразователя в виде емкостного моста и блока питания. Принцип его действия основан на фиксации падения величины напряжения на измеряемом конденсаторе, при этом на выходе пульсирующее напряжение преобразуется в постоянное.

Модернизация машины трения и разработка дополнительного приборного оборудования значительно расширили возможности применяемого исследовательского комплекса, упростили проведение трибологических исследований, повысили точность получения результатов при значительном сокращении времени и позволили полностью выполнить поставленную в работе цель исследования.

В четвертой главе приводятся результаты экспериментальных исследований. На рисунке 12 изображен вид контактных поверхностей образцов после испытаний в широком диапазоне нагрузочно-скоростных режимов с использованием серийного и модернизированного колодкодержателя.

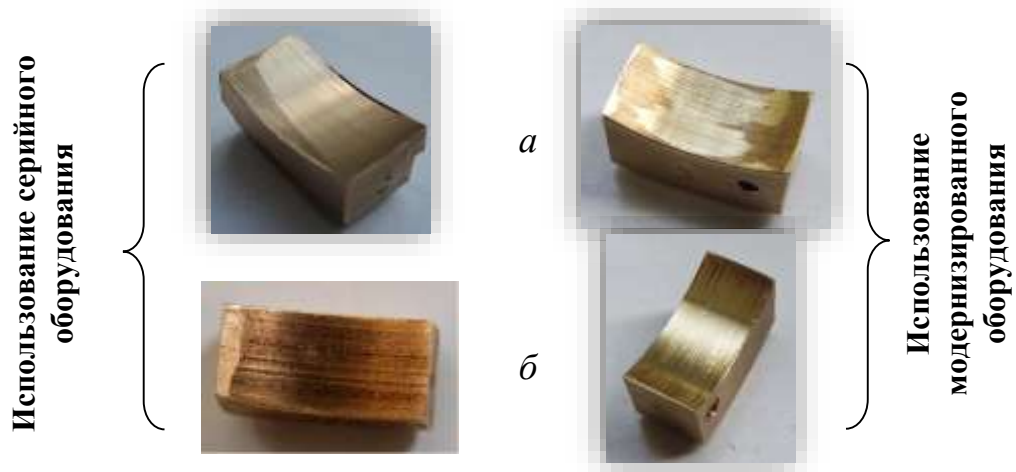


Рисунок 12 – Рабочая поверхность образца:  
а – после работы в течение 2 ч; б – после работы свыше 3,5 ч

Анализ рабочих поверхностей трибоконтакта после длительной эксплуатации и серии экспериментов подтвердил преимущества модернизированного колодкодержателя с «плавающей» колодкой. В отличие от серийного жесткого крепления такая конструкция обеспечивает самоустановку колодки под нагрузкой и равномерное распределение приработочного износа по рабочей поверхности. Это позволяет обеспечить необходимые условия контакта при переходе к стационарному гидродинамическому режиму, что невозможно при рекомендуемом креплении без длительной приработки поверхности.

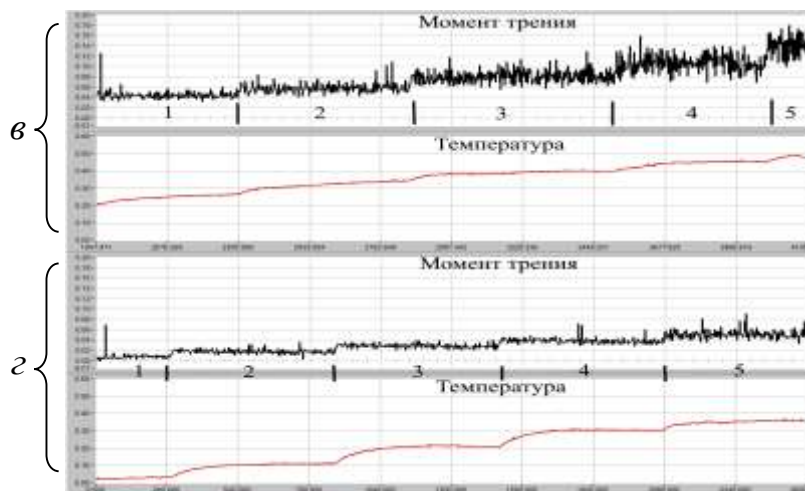


Рисунок 13 – Характер изменения момента трения и температуры при серийном блоке (в) и модернизированном (г):

1 – начальный этап; 2–5 – работа с увеличением нагрузки

Разработанная конструкция колодкодержателя позволяет определить величину коэффициента трения, приближенную к реальным условиям эксплуатации узла. При использовании серийного держателя увеличение нагрузки приводит к перекосу колодки, что вызывает длительную приработку и повышенный момент (коэффициент) трения (рисунок 13).

Использование модернизированного оборудования позволило выполнить экспериментальное сравнение

эффективности рассмотренных опорных профилей подшипниковых втулок (на отдельных этапах нагружения наблюдается более чем двукратная разница величины момента трения при обеспечении стабильного температурного режима с выраженными зонами стабилизации, в среднем значении на всех этапах ступенчатого нагружения разница составляет от 43 до 75 %), а также расширить диапазон функциональных возможностей измерительного комплекса для установления величины дополнительного параметра – угла поворота опорного элемента  $\gamma$ .

В результате экспериментальных исследований получены адекватные регрессионные модели влияния формы контактной поверхности на установление времени выхода трибосистемы на стационарный гидродинамический режим ( $t_p$ , с) для исследованного диапазона переменных факторов (таблица 4).

Таблица 4 – Параметры исследования времени выхода трибосистемы на стационарный гидродинамический режим  $t_p$

| Круговой опорный профиль О–О                                                |                                      | Эллиптический опорный профиль О–Э                                          |  |
|-----------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|--|
| Модель с использованием смазочного материала Тп-22С                         |                                      |                                                                            |  |
| $t_p = 177,54877 \cdot V^{-0,2236} \cdot \Delta^{-0,2795} \cdot P^{0,3555}$ |                                      | $t_p = 56,7464 \cdot V^{-0,2414} \cdot \Delta^{-0,7449} \cdot P^{0,3673}$  |  |
| Модель с использованием смазочного материала МС-20                          |                                      |                                                                            |  |
| $t_p = 56,55603 \cdot V^{-0,2115} \cdot \Delta^{-0,7353} \cdot P^{0,3637}$  |                                      | $t_p = 49,79267 \cdot V^{-0,2264} \cdot \Delta^{-0,7197} \cdot P^{0,3576}$ |  |
| Диапазон варьирования переменных факторов                                   |                                      |                                                                            |  |
| скорость скольжения<br>$V$ , м/с                                            | диаметральный зазор<br>$\Delta$ , мм | контактное давление<br>$P$ , МПа                                           |  |
| 0,5–2                                                                       | 0,075–0,128                          | 1,18–5,87                                                                  |  |

Модели обеспечивают интерполяционные расчеты в пределах погрешности 0,09–2,44 %. Графики моделей представлены на рисунке 14.

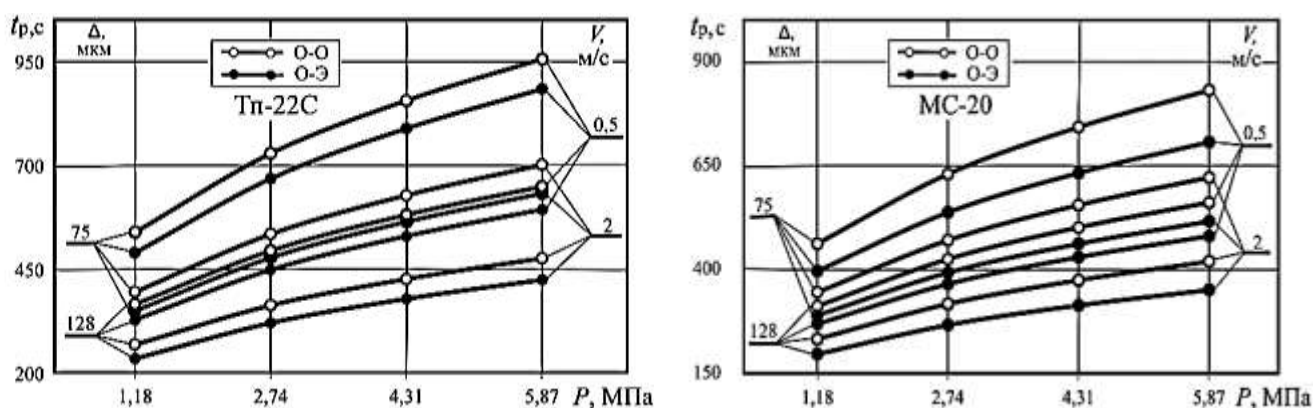


Рисунок 14 – Влияние параметров опорного профиля на время выхода трибосистемы на гидродинамический режим

Анализ моделей и их графиков показывает, что наибольший вклад в величину параметра  $t_p$  в исследованных пределах 7-го и 8-го квалитетов точности вносит зазор трибоконтакта  $\Delta$ , который в 3,48 раза превышает влияние скорости и в 2,02 раза – влияние нагрузки. Величина этого зазора определяет угол входа жидкого

смазочного материала  $\phi$  в гидродинамический клин, от которого зависит время выхода трибосистемы на стационарный режим.

В дальнейших исследованиях было установлено влияние формы опорной поверхности и диапазона нагрузочно-скоростных режимов на несущую способность смазочного слоя в условиях превалирования гидродинамики  $f \leq 0,05$ . Результаты представлены в виде значений коэффициента трения  $f$  и толщины смазочного слоя  $h_{\min}$  (таблица 5, рисунок 15), температуры  $T$  и угла поворота опоры трибосистемы  $\gamma$  (таблица 6, рисунок 16).

Таблица 5 – Параметры исследования коэффициента трения  $f$  и минимальной толщины смазочного слоя  $h_{\min}$

|                                                                                                |                                      |                                                                                                        |  |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|
| Зависимость коэффициента трения, $f$                                                           |                                      | Зависимость минимальной толщины смазочного слоя, $h_{\min}$ , мкм                                      |  |
| Модель с применением смазочного материала Тп-22С:                                              |                                      |                                                                                                        |  |
| $f = 2,2814 \cdot V^{-0,18655} \cdot P^{1,02247} \cdot \Delta^{(4,96709+2,32355 \lg \Delta)}$  |                                      | $h_{\min} = 0,00812 \cdot V^{0,07368} \cdot P^{-0,82149} \cdot \Delta^{(-5,16936-2,34755 \lg \Delta)}$ |  |
| Модель с применением смазочного материала МС-20:                                               |                                      |                                                                                                        |  |
| $f = 1,23517 \cdot V^{-0,22298} \cdot P^{1,06822} \cdot \Delta^{(4,66118+2,18959 \lg \Delta)}$ |                                      | $h_{\min} = 0,03567 \cdot V^{0,03432} \cdot P^{-0,80091} \cdot \Delta^{(-4,41819-2,11638 \lg \Delta)}$ |  |
| Диапазон варьирования переменных факторов                                                      |                                      |                                                                                                        |  |
| скорость скольжения<br>$V$ , м/с                                                               | диаметральный зазор<br>$\Delta$ , мм | контактное давление<br>$P$ , МПа                                                                       |  |
| 0,5–2                                                                                          | 0,04–0,160                           | 1,18–4,31                                                                                              |  |

Модели обеспечивают интерполяционные расчеты в пределах погрешности до 3,77 %. На рисунке 15 они представлены в виде графиков.

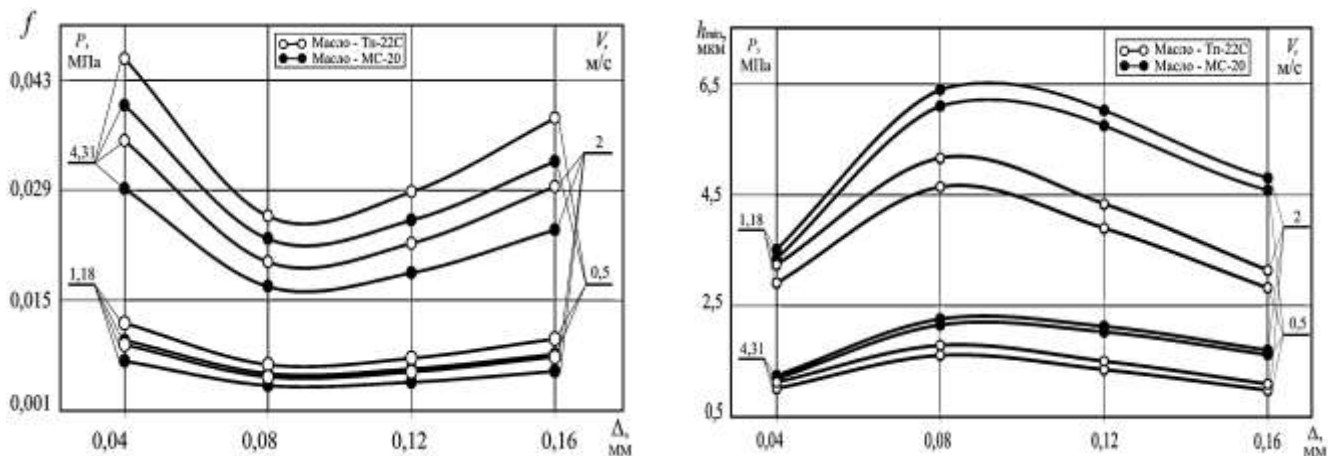


Рисунок 15 – Графики регрессионных моделей коэффициента трения  $f$  и минимальной толщины смазочного слоя  $h_{\min}$

Анализ регрессионных моделей и табличных данных доказывает, что для исследованного диапазона трибологических параметров влияние зазора имеет нелинейный характер. При этом существует рациональная величина рабочего зазора, соответствующая  $\Delta \approx 0,08$  мм, обеспечивающая минимизацию коэффициента трения и рост нагрузочной способности подшипника при наибольшей величине параметра  $h_{\min}$ .

В диапазоне варьирования переменных факторов наибольшее влияние на коэффициент трения оказывает нагрузка (52,57 %), среднее – диаметральный зазор (36,46 %), а наименьшее – скорость (10,97 %).

Таблица 6 – Параметры исследования температуры  $T$  и угла поворота  $\gamma$

| Зависимость температуры, $T$ , °C                                                            |                                      | Зависимость угла поворота опоры<br>трибосистемы, $\gamma$ , рад                                                   |  |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|
| Модель с применением смазочного материала Тп-22С:                                            |                                      |                                                                                                                   |  |
| $T = 123,987 \cdot V^{0,16868} \cdot P^{0,87275} \cdot \Delta^{(1,43316+0,68165\lg \Delta)}$ |                                      | $\gamma = (678,335 \cdot V^{-0,1057} \cdot P^{1,061} \cdot \Delta^{(6,11175+2,37327\lg \Delta)}) \cdot 10^{-4}$   |  |
| Модель с применением смазочного материала МС–20:                                             |                                      |                                                                                                                   |  |
| $T = 70,795 \cdot V^{0,16816} \cdot P^{0,88036} \cdot \Delta^{(1,08475+0,52605\lg \Delta)}$  |                                      | $\gamma = (447,403 \cdot V^{-0,2212} \cdot P^{1,13809} \cdot \Delta^{(6,02439+2,32364\lg \Delta)}) \cdot 10^{-4}$ |  |
| Диапазон варьирования переменных факторов                                                    |                                      |                                                                                                                   |  |
| скорость скольжения<br>$V$ , м/с                                                             | диаметральный зазор<br>$\Delta$ , мм | контактное давление<br>$P$ , МПа                                                                                  |  |
| 0,5–2                                                                                        | 0,04–0,160                           | 1,18–4,31                                                                                                         |  |

Максимальная погрешность полученных моделей не превышает 2,85 %, их графики представлены на рисунке 16.

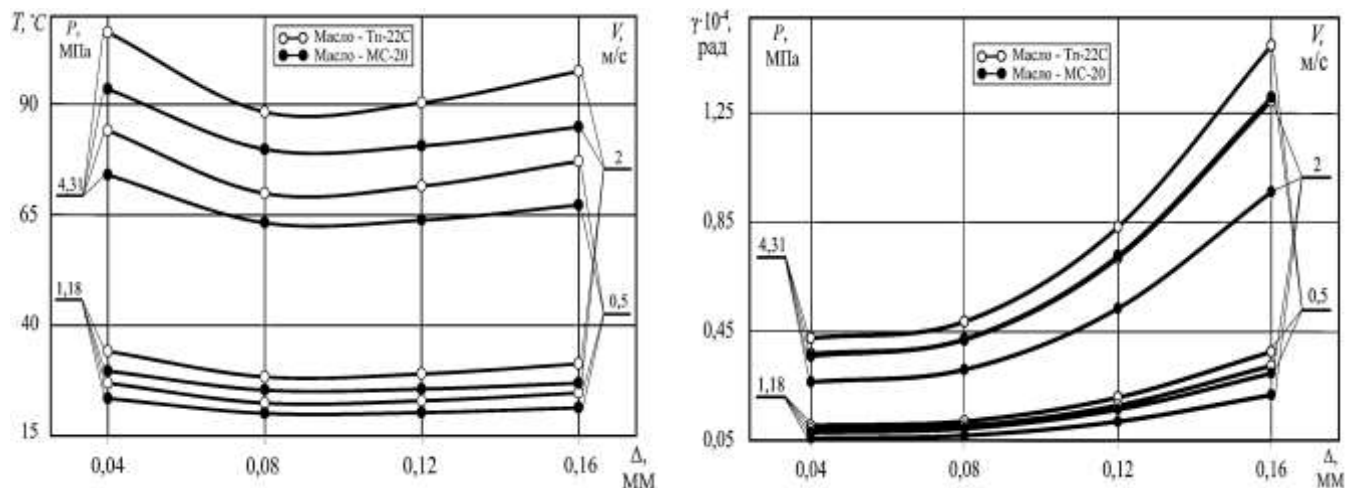


Рисунок 16 – Графики зависимости температуры  $T$  и угла поворота опоры трибосистемы  $\gamma$

Полученные данные показывают рост температуры от увеличения нагрузки и скорости. Наибольшую степень влияния на повышение температуры оказывает нагрузка со средним значением вклада 70,15 %. Для скорости среднее значение вклада составляет 14,38 %. Зависимость температуры от зазора имеет нелинейный вид с минимумом при  $\Delta = 0,08$  мм. Вклад влияния диаметрального зазора на изменение температуры составляет в среднем 15,47 %.

Эксперименты доказывают увеличение угла поворота опоры от нагрузки и диаметрального зазора, а также уменьшение его от скорости. Наибольшая степень влияния на увеличение угла поворота опоры выражена от вклада нагрузки в среднем значении 48,9 %, средний вклад зазора – 43,5 %. Увеличение скорости уменьшает значение угла поворота опоры в среднем на 7,6 %.

Анализ зависимостей показывает, что в исследованном диапазоне нагрузочно-скоростных режимов увеличение зазора  $\Delta$  (от 0,04 до 0,08 мм) приводит к росту значений угла поворота опоры  $\gamma$  в среднем на 23,1 %. Дальнейшее увеличение зазора  $\Delta$  (от 0,12 до 0,16 мм) приводит к росту значения в среднем на 99,7 %, при этом использование более вязкого смазочного материала МС-20 во всем диапазоне исследований обеспечивает снижение значения угла  $\gamma$  в среднем на 30,9 % по сравнению с маслом Тп-22С.

Эти результаты экспериментально подтверждают необходимость включения  $\gamma$  в проектировочные инженерные расчеты из-за значительного влияния его величины практически на все основные эксплуатационные параметры подшипника. При этом значительная зависимость угла  $\gamma$  от зазора  $\Delta$  позволяет, меняя зазор, влиять через  $\gamma$  на рабочие характеристики подшипника.

**В пятой главе** представлены результаты экспериментальной верификации теоретических разработок, а также данные промышленных испытаний.

Сравнительные исследования в принятом диапазоне нагрузочно-скоростных режимов и геометрических параметров показали, что использование предлагаемой методики определения минимальной толщины смазочного слоя для подшипников скольжения уточняет результаты в среднем на 18–24 %.

Промышленными испытаниями доказаны перспективность и инженерная значимость применения разработанной методики расчета подшипников скольжения при подборе смазочного материала, определении толщины его слоя и других параметров подшипника. Кроме того установлено, что величина объемной температуры снижается на 9 %, а межремонтный период узлов трения увеличивается на 11,4 % при заданной эксплуатационной нагрузочной способности.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

Поставленные и выполненные в работе задачи исследований радиальных гидродинамических подшипников позволили повысить точность расчетных моделей, модернизировать машину трения для приближения материально-агрегатных моделей к реальным подшипникам и подтвердить эффективность разработок промышленными испытаниями и внедрением в производство.

По результатам выполненного исследования сформулированы следующие общие выводы:

1. На основе сравнительного анализа расчетных моделей радиальных подшипников скольжения с различным контуром профиля (окружность, эллипс) установлено, что геометрия опорной поверхности оказывает разное влияние на установление времени выхода трибосистемы на стационарный гидродинамический режим в зависимости от вязкости смазочного материала. Так, для высоковязкого масла МС-20 изменение профиля влияет на выходной параметр  $t_p$  всего на 12 %, в то время как для маловязкого масла Тп-22С влияние профиля достигает 68 %.

2. Разработана новая методика универсального расчета минимальной толщины смазочного слоя  $h_{\min}$  для подшипников скольжения путем введения в нее дополнительных параметров – коэффициента трения  $f$  и угла поворота опоры трибосистемы  $\gamma$ , что позволило уточнить величину и положение эксцентриситета,

обеспечив расширение области применения расчетных моделей на 32 % в заданном диапазоне исследований по сравнению со стандартным расчетом по ГОСТ ИСО 7902-1–2001.

3. В результате теоретических исследований радиальных гидродинамических подшипников скольжения установлено влияние угла поворота  $\gamma$  на толщину смазочного слоя  $h$ , учет которого позволяет определить рациональную величину рабочего зазора  $\Delta$  при равновесном состоянии системы в исследованном диапазоне эксплуатационных режимов.

4. Впервые на основе исследований конструктивных параметров машины трения ИИ-5018, ее модернизации и разработки дополнительных устройств реализована экспериментальная методика определения величины угла поворота опоры  $\gamma$  и минимальной толщины смазочного слоя  $h_{\min}$ , что позволило обеспечить полное выполнение поставленных в работе экспериментальных задач.

5. Результаты теоретических и экспериментальных исследований при учете действующих факторов ( $\gamma$ ,  $T$ ,  $f$ ,  $h_{\min}$ ) и рациональной величины зазора  $\Delta$  (0,08 мм) в исследуемом нагрузочно-скоростном диапазоне доказали возможность повышения предельной несущей способности подшипника скольжения на 16,5 % для смазочного материала МС-20 и на 26,7 % для Тп-22С.

6. Подтверждением научно-технической значимости проведенных исследований и их инженерной востребованности являются результаты промышленных испытаний и внедрения разработанных гидродинамических подшипников на предприятии ООО НПО «Донтехцентр» (г. Ростов-на-Дону), что позволило повысить эффективность работы насоса и увеличить межремонтный период его узла трения на 11,4 %.

### **Перспективы дальнейших исследований по теме**

Перспективы дальнейших исследований в этой области представляются расширением конструкций подшипников и диапазона эксплуатационных режимов, а также внедрением угла поворота опоры трибосистемы  $\gamma$  в типовые инженерные методики расчета. Использование модернизированного оборудования позволяет расширить диапазон функциональной возможности измерительного комплекса и исследовать дополнительные параметры с перспективой проектирования подшипников скольжения с улучшенными эксплуатационными характеристиками.

### **Основные публикации по теме диссертации**

#### *Статьи в рецензируемых журналах из перечня ВАК РФ*

1. **Поляков, В. Н.** Параметры эксцентриситета гидродинамического подшипника скольжения / В. Н. Поляков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 2 (94). – С. 188–193. – DOI 10.46973/0201–727X\_2024\_2\_188.
2. **Поляков, В. Н.** Методика определения параметров эксцентриситета гидродинамического подшипника скольжения / В. Н. Поляков // Вестник Ростовского

государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 4 (96). – С. 34–40. – DOI 10.46973/0201–727X\_2024\_4\_34.

3. К вопросу расчета параметров ГД-смазки в плоском зазоре / М. А. Буракова, И. М. Елманов, М. Н. Езупова, **В. Н. Поляков** // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2015. – Т. 17. – № 1. – С. 95–97. – ISSN 1990-5378.
4. Новая методика исследования трибологических свойств смазываемых пар трения по методу «колодка – ролик» / **В. Н. Поляков**, И. М. Елманов, Г. В. Даровской [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2015. – № 8. – С. 40–42. – ISSN 1819-2092.

*Публикации в изданиях, индексируемых в базах данных Scopus:*

5. Kokhanovskii, V. A. Supporting surface of slipping frictional systems / V. A. Kokhanovskii, **V. N. Polyakov** // Russian Engineering Research. – 2021. – Vol. 41, No. 6. – P. 510–514.
6. Darovskoy, G. V. Procedures for measuring thickness of lubricating film using capacitive method on Amsler-type friction machines / G. V. Darovskoy, **V. N. Polyakov**, A. N. Opatskikh // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Ser. 13. XIII International Scientific Conference Tribology for Mechanical Engineering, TriboMash 2020. – 2020. – Article no. 012010.
7. Modeling the hydrodynamic friction mode on amsler type friction testing machines / G.V. Darovskoy, V. N. Krotov, **V. N. Polyakov**, M. N. Ezupova // Journal of Friction and Wear. – 2019. – Vol. 40, No. 3. – P. 223–228.
8. Darovskoy, G. V. Method for determining the coefficient of friction of antifriction interfaces using amsler-type friction machines / G. V. Darovskoy, I. M. Elmanov, **V. N. Polyakov** // Journal of Friction and Wear. – 2015. – Vol. 36, No. 5. – P. 368–373.

*Патент:*

9. **Патент RU 2610344 С.** Держатель колодки для роликовых машин трения / Даровской Г. В., **Поляков В. Н.**, Буракова М. А., Ушарова Е. Л. – № 2015144957; заявл. 19.10.2015 ; опубл. 09.02.2017.

*Монография:*

10. Исследование фрикционных свойств высокотяговых масел : монография / Г. В. Даровской, М. А. Буракова, **В. Н. Поляков**, В. Н. Кротов ; ФГБОУ ВО РГУПС. – Ростов-на-Дону, 2017. – 88 с. – ISBN 978-5-88814-747-4.

*Публикации в других изданиях:*

11. Даровской, Г. В. Статическая градуировка прибора для измерения толщины смазочной пленки / Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков** // Трибология – машиностроению : труды XIV Международной научно-технической конференции, посвящённой 100-летию со дня рождения А. П. Семёнова. – Москва, 2022. – С. 125–128.

12. Даровской, Г. В. Разработка методики статической градуировки прибора для измерения толщины смазочной плёнки / Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков** // Надежность и долговечность машин и механизмов : сборник материалов XIII Всероссийской научно-практической конференции. – Иваново, 2022. – С. 485–489.
13. Даровской, Г. В. Особенности статической градуировки прибора для измерения толщины смазочной плёнки / Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков** // Транспорт: наука, образование, производство : труды Международной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону, 2022. – С. 50–53.
14. Даровской, Г. В. Оценка служебных свойств смазочных материалов на машинах трения типа «АМСЛЕР» / Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков**, А. Р. Шайхиев // Транспорт: наука, образование, производство : сборник научных трудов. – 2019. – С. 298–301.
15. Даровской, Г. В. Модернизация приборной стойки машины трения ИИ 5018 / Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков**, А. Р. Шайхиев // Надёжность и долговечность машин и механизмов : сборник материалов IX Всероссийской научно-практической конференции. – 2018. – С. 339–341.
16. Даровской, Г. В. Разработка методики исследования длительности существования сплошной смазочной плёнки / Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков**, А. Р. Шайхиев // Надёжность и долговечность машин и механизмов : сборник материалов VIII Всероссийской научно-практической конференции. – 2017. – С. 301–304.
17. К вопросу о касательных напряжениях в плоском ГДС-зазоре с постоянной вязкостью / Г. В. Даровской, М. А. Буракова, М. Н. Езупова, **В. Н. Поляков** // Транспорт: наука, образование, производство : сборник научных трудов Международной научно-практической конференции. – 2017. – С. 222–226.
18. Влияние радиального зазора на гидродинамическую устойчивость модели подшипника скольжения «вал – колодка» / Г. В. Даровской, В. А. Кохановский, М. А. Буракова, **В. Н. Поляков** // Трибология – машиностроению : труды XI Международной научно-технической конференции / Институт машиноведения им. А. А. Благонравова. – 2016. – С. 61–63.
19. Даровской, Г. В. Разработка методики исследования фрикционных свойств жидких смазочных материалов / Г. В. Даровской, М. А. Буракова, **В. Н. Поляков** // Транспорт: наука, образование, производство : труды Международной научно-практической конференции / Ростовский государственный университет путей сообщения. – 2016. – С. 290–293.
20. Буракова, М. А. Гидродинамическая устойчивость модели пары трения «вал – колодка» / М. А. Буракова, Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков** // Механика и трибология транспортных систем (МехТрибоТранс–2016) : сборник докладов международной научной конференции : в 2 т. – 2016. – Т. 2 – С. 171–177.
21. Даровской, Г. В. Новая методика моделирования гидродинамического режима трения по схеме «самоустанавливающаяся колодка – ролик» / Г. В. Даровской, И. М. Елманов, **В. Н. Поляков** // Надежность и долговечность машин и механизмов : VI Всероссийская научно-практическая конференция / Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России. – 2015. – С. 149–151.

22. **Поляков, В. Н.** Новая методика определения эффективности смазываемых трибосопряжений / В. Н. Поляков // Труды Международной научно-практической конференции «Перспективы развития и эффективность функционирования транспортного комплекса Юга России» : в 3 ч. / Ростовский государственный университет путей сообщения. – 2015. – С. 77–79.
23. Даровской, Г. В. Разработка методики моделирования гидродинамического режима трения на машинах трения типа «АМСЛЕР» / Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков** // Труды Международной научно-практической конференции «Транспорт-2015» / ФГБОУ ВПО «Ростовский государственный университет путей сообщения». – 2015. – С. 164–165.
24. Даровской, Г. В. Динамическая градуировка машин трения типа «АМСЛЕР» / Г. В. Даровской, И. М. Елманов, **В. Н. Поляков** // Надёжность и долговечность машин и механизмов : сборник материалов V Всероссийской научно-практической конференции. – 2014. – С. 204–205.
25. Елманов, И. М. Новая методика статической градуировки датчика момента роликовых машин трения / И. М. Елманов, Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков** // Трибология и надёжность : сборник трудов XIV Международной научной конференции / Российский национальный комитет по трибологии [и др.]. – 2014. – С. 282–290.
26. Новая методика трибологических испытаний по схеме «колодка - ролик» / М. А. Буракова, Г. В. Даровской, И. М. Елманов, **В. Н. Поляков** // Инновации, качество и сервис в технике и технологиях : сборник научных трудов 4-й Международной научно-практической конференции : в 3 т. – 2014. – Т. 1 – С. 113–115.
27. Даровской, Г. В. Анализ существующих и разработка новой методики проведения трибологических испытаний по схеме «колодка-ролик» / Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков** // Труды Международной научно-практической конференции «Транспорт-2014» : в 4 ч. – 2014. – С. 173–175.
28. **Поляков, В. Н.** Повышение точности трибологических испытаний на роликовых машинах трения по схеме «ролик – колодка» / В. Н. Поляков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2014. – № 3. – С. 49–53.
29. **Поляков, В. Н.** Исследование смазываемых пар трения по методу «колодка-ролик» / В. Н. Поляков, И. М. Елманов // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2014. – № 4. – С. 85–87.
30. Даровской, Г. В. Новая методика исследования процесса трения по схеме «ролик - колодка» на машинах трения типа «АМСЛЕР» / Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков** // Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике : материалы XII Международной научно-практической конференции. – 2013. – С. 33–36.
31. Даровской, Г. В. Особенности испытаний на машинах трения типа «АМСЛЕР» по схеме «ролик – колодка» / Г. В. Даровской, И. М. Елманов, **В. Н. Поляков** // Транспорт – 2013 : труды Международной научно-практической конференции /

- ФГБОУ ВПО «Ростовский государственный университет путей сообщения». – 2013. – С. 242–243.
32. Елманов, И. М. Новая конструкция колодкодержателя для машин трения типа «АМСЛЕР» / И. М. Елманов, Г. В. Даровской, **В. Н. Поляков** // Транспорт-2013 : труды Международной научно-практической конференции / ФГБОУ ВПО «Ростовский государственный университет путей сообщения». – 2013. – С. 250–251.
33. **Поляков, В. Н.** Совершенствование методики исследований по схеме «колодка–ролик» / В. Н. Поляков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2013. – № 2. – С. 88–93.
34. Буракова, М. А. Методика измерения толщины смазочной плёнки в ЭГД-контакте / М. А. Буракова, **В. Н. Поляков** // Современные материалы, техника и технология : материалы 2-й Международной научно-практической конференции. – 2012. – С. 80–82.

**Личный вклад соискателя.** Автором самостоятельно выполнен аналитический расчет радиальных подшипников скольжения на основе угловых параметров и эксцентриситета с применением систем символьных и числовых вычислений. Непосредственное участие автор принимал в экспериментальных исследованиях и проектировании модернизированного оборудования, включая сбор первичных данных и разработку конструкторских решений.

В работах с соавторами личный вклад заключается в следующем: в работах [3, 18, 32] – самостоятельное проведение трибологических испытаний, обработка и анализ полученных результатов; [4, 6–8, 19–21, 26, 27, 29] – участие в подготовке, проектировании и проведении эксплуатационных испытаний; [9, 23, 32] – разработка конструкции колодкодержателя для машины трения ИИ-5018; [15] – разработка механизма нагружения; [5, 17] – расчет угловых параметров; [11–13, 16, 34] – тестирование и непосредственное участие в разработке прибора для измерения толщины смазочного слоя; [10, 24, 25, 30] – модернизация градуировочного оборудования для машины трения ИИ-5018.

**Поляков Владимир Николаевич**

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ  
РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ НА ОСНОВЕ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНЫХ  
И МАТЕРИАЛЬНО-АГРЕГАТНЫХ МОДЕЛЕЙ**

Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени кандидата технических наук

Подписано в печать \_\_\_\_\_ Формат 60×84/16.  
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,39.  
Тираж 100 экз. Заказ № \_\_\_\_\_

Редакционно-издательский центр ФГБОУ ВО ДГТУ

---

Адрес университета: 344000, Ростовская область, г. Ростов-на-Дону, пл.  
Гагарина, 1, ауд. 252 и на сайте [www.donstu.ru](http://www.donstu.ru)