

## Оценка износостойкости по коэффициенту трения при учете зависимости вязкости от давления и температуры модифицированной конструкции радиального подшипника

*Е.А. Болгова, М.А. Мукутадзе, А.Н. Опацких*

*Ростовский государственный университет путей сообщения*

**Аннотация:** Повышение износостойкости показателей узлов трения, имеющих в своей несущей конструкции полимерное покрытие и специальную канавку, производится за счет минимизации нагрева зоны контакта трущихся поверхностей путем эффективного отвода тепла вследствие наличия поперечного углубления (канавки). Данная конструкция способствует минимизации процесса граничного трения, так как она обеспечивает распределение смазочной жидкости и гидродинамический режим.

Повышенные нагрузки узлов трения влекут за собой характерные изменения свойств смазочных материалов. Учет показателей вязкости, зависящий от температуры и давления, позволит более точно охарактеризовать работу конструкции в различных режимах трения.

Описано влияние модифицированной конструкции узла трения (с полимерным покрытием и канавкой) на улучшение эксплуатационных показателей проведено сравнение стандартной конструкции и модифицированной. Обнаружены значительное повышение нагрузочной способности и снижение коэффициента трения. При этом срок эксплуатации и межремонтный срок узла трения увеличился, что является значительным эффектом для отрасли машиностроения.

**Ключевые слова:** модифицированная конструкция, полимерное покрытие, осевая канавка, нагрузочная способность, коэффициент трения, повышение износостойкости.

### Введение

В условиях повышенной турбулентности появляется риск разрушения молекулярной структуры смазочного материала, что негативно сказывается на его вязкостно-температурных характеристиках. Это может привести к образованию налета и увеличению износа рабочих поверхностей, что снижает срок службы узлов.

Кроме того, нестабильные условия работы трибоузлов могут увеличивать колебания в системе, вызывая дополнительные нагрузки на механизмы трансмиссии. Важным аспектом оптимизации работы является внедрение инновационных методов контроля и подбора смазочных

материалов, которые обеспечивают более равномерное распределение смазки и минимизируют влияние турбулентности. Целесообразно также рассмотреть возможность применения наномодифицированных смазок, которые способны улучшать характеристики трения и уменьшать износ, что в дальнейшем позволит повысить общую энергоэффективность механизма и его надежность в эксплуатации.

Изучение воздействия турбулентности также открывает новые горизонты для разработки высокоэффективных смазочных материалов, способствующих снижению трения и износа. Таким образом, совершенствование теоретических основ, основанных на явлениях турбулентности, может стать ключом к прогрессу в области технического обеспечения и машиностроения.

В исследованиях была уточнена теоретическая модель, разработанная M. Deligant, Podevin P., Descombes G. [1], что позволило более точно спрогнозировать потери на трение в различных условиях эксплуатации подшипников скольжения. Используя численные методы, авторы проанализировали влияние различных факторов, таких, как материал подшипника, величина нагрузки и температура, на характеристики трения. Результаты показали, что теплопроводность подшипника оказывает значительное влияние на его теплоотвод, что в свою очередь, определяет эффективность работы системы.

Результаты исследования Zadorozhnaya E., Sibiryakov S., Hudyakov V. [2] свидетельствуют о высоком уровне разряженности в междуслойном пространстве, что является критически важным для длительной работы устройства. Благодаря элементам магнитной левитации, достигается значительная степень уменьшения трения и износа, что позволяет существенно увеличить эксплуатационный срок подшипника.

---

В результатах исследования Sharma S. C., Kumar V., Jain S. C. [3] Установлено, что повышение температуры приводит к значительному снижению вязкости смазки, что, в свою очередь, влияет на динамические характеристики подшипников. Адаптация геометрии прорезей способствует оптимизации теплоотведения и улучшению распределения нагрева, что позволяет обеспечить стабильную работу подшипников в условиях высоких нагрузок.

Данное исследование В. Kucinshi и Filhon [4] подчеркивает важность точного контроля этих параметров для обеспечения надежной и эффективной работы подшипников скольжения в различных режимах эксплуатации. Выявленные зависимости обладают значительным практическим значением, так как позволяют оптимизировать конструкцию подшипников и выбор смазочных материалов, что приводит к увеличению их рабочего ресурса и снижению энергозатрат. В дальнейшем анализ может быть дополнен экспериментальными данными, что предоставит более полное понимание процессов, происходящих в системе. Эти результаты открывают новые горизонты в области механики и материаловедения, позиционируя авторов в числе ведущих специалистов в данной области.

Р. Khatok и Н.С. Garg в своем исследовании [5] подчеркивают важность учета тепловых эффектов в анализе работы капиллярно-компенсированных гибридных подшипников. Исследования показали, что с увеличением температуры изменяются не только вязкость смазки, но и ее способность к образованию эффективной пленки, что, в свою очередь, влияет на коэффициенты трения и износ подшипников.

Анализ полученных данных [6–8] показал, что использование новых материалов и технологий обработки существенно увеличивает износостойкость опор, что позволяет двигателям работать при повышенных нагрузках без риска возникновения катастрофических отказов. Кроме того,

---

результаты исследований подчеркивают важность оптимизации геометрии опор для улучшения теплоотведения и снижения уровня вибраций, что в свою очередь улучшает условия работы узлов двигателя и способствует снижению уровня шума. Эти достижения открывают новые горизонты для разработки более эффективных и надежных двигателей внутреннего сгорания, соответствующих современным требованиям промышленности.

При этом, как показали исследования [9,10], распределение температуры вдоль вала и опоры сохраняет свою однородность, что указывает на равномерное распределение фрикционных сил по всей длине конструкции. Важно отметить, что теплоотдача от торцовых поверхностей сказывается на общем тепловом балансе незначительно, что делает акцент на внутренние процессы теплообмена.

Кроме того, с развитием новых технологий и материалов появляются новые критерии, влияющие на тепловыделение. Исследования в этой области продолжаются, и внедрение инновационных смазок, а также оптимизация конструкции может значительно улучшить теплообменные процессы.

Важнейшей задачей современного машиностроения является создание высокопроизводительных узлов, которые способны работать в условиях различных температур и давлений. В этом контексте исследование реологических свойств смазочного материала радиального подшипника скольжения становится актуальным, особенно при использовании фторопластсодержащих композиционных полимерных покрытий. Эти покрытия обеспечивают улучшенные триботехнические характеристики, что может существенно повлиять на эффективность работы подшипников.

К сожалению, в современной технической литературе практически полностью отсутствуют прямые экспериментальные данные о процессе трения полимерных покрытий в среде жидких смазочных материалов.

Имеется лишь небольшое количество работ [11–13] доказывающее эффективность применения полимерных покрытий.

Использование различных конструкционных материалов для получения защитного покрытия на металлических покрытиях [14–16] вынуждает исследователей разрабатывать новые методики и математические модели для адекватного моделирования условий работы узлов трения машин и механизмов.

Целью работы является разработка нового математического метода моделирования модифицированной конструкции радиального подшипника с учетом турбулентного режима течения смазочного материала для оценки износостойкости по коэффициенту трения.

**Постановка задачи.** Для разработки математического метода моделирования радиального подшипника скольжения нами разработана новая конструкция (рис. 1), имеющая на поверхности вала полимерное покрытие с осевой канавкой. Нами рассматривается случай, когда полюс находится в центре вала. При этом уравнения контура вала с покрытием, вала без покрытия и подшипниковой втулки запишем в виде:

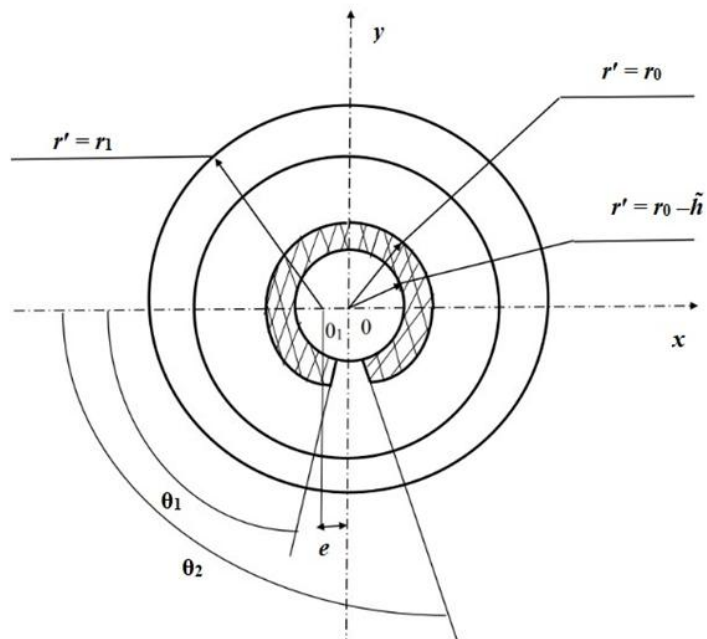


Рис. 1. Рабочая схема

$$r' = r_0, \quad r' = r_0 - \tilde{h}, \quad r' = r_1(1 + H). \quad (1)$$

При этом  $H = \varepsilon \cos \theta - \frac{1}{2} \varepsilon^2 \sin \theta + \dots$ ,  $\varepsilon = \frac{e}{r_0}$ , где  $r_0$  — радиус вала с полимерным покрытием,  $r_1$  — радиус подшипниковой втулки,  $\tilde{h}$  — высота канавки,  $H$  — толщина смазочного слоя.

Характеристики параметра вязкости, которые представлены зависимостями от давления и температуры:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p' - \beta' T}, \quad (2)$$

$\mu'$  — коэффициент динамической вязкости смазочного материала;  $\mu_0$  — характерная вязкость смазочного материала;  $p'$  — гидродинамическое давление в смазочном слое;  $\alpha'$  и  $\beta'$  — экспериментальные постоянные;  $T'$  — параметр температуры.

## Разработка математической модели

В согласии с постановкой задачи первым уравнением является уравнение движения истинно вязкой жидкости для «тонкого слоя», в дополнение используются уравнение неразрывности, а также граничные условия для оценки износостойкости по коэффициенту трения с учетом (2):

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0, \quad \mu' \frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} = \frac{dp'_i}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v_{r'_i}}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0, \quad (3)$$

$$v_{\theta} = 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при } r' = r_1(1 + H),$$

$$v_{r'} = 0, \quad v_{\theta} = \Omega r_0 \quad \text{при } r' = r_0;$$

$$v_{r'} = 0, \quad v_{\theta} = \Omega(r_0 - \tilde{h}) \quad \text{при } r' = r_0 - \tilde{h}, \quad (4)$$

$$p'(0) = p'(\theta) = p_g, \quad r_0 - \tilde{h} = h_0^* \quad \text{при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2.$$

Здесь  $u$  — горизонтальная компонента скорости,  $v$  — вертикальная компонента скорости,  $\theta$  — угловая координата.

Для удобства решения применим переход к безразмерным величинам:

$$v_{\theta} = \Omega v(r_0 - \tilde{h}), \quad v_{r'} = \Omega \delta u, \quad p' = p^* p, \quad p^* = \frac{\mu_0 \Omega (r_0 - \tilde{h})^2}{\delta^2},$$

$$\mu' = \mu_0 \mu, \quad \alpha' = \frac{\alpha}{p^*}, \quad r' = (r_0 - \tilde{h}) + \delta r, \quad \delta = r_1 - (r_0 - \tilde{h}),$$

$$\beta = T^* \beta', \quad T' = T^* T, \quad T^* = \frac{\mu_0 \Omega^2 (r_0 - \tilde{h})^2}{J \lambda}. \quad (5)$$

Здесь  $\Omega$  — угловая скорость вала.

В результате произведенных преобразований (5), опираясь на уравнения (3) и (4), мы получили выражения:

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta}, \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0. \quad (6)$$

$$u = 0, \quad v = 1 \quad \text{при } r = r_0 - \tilde{h},$$

$$\begin{aligned}u &= 0, \quad v = 1 \text{ при } r = r_0; \\u &= 0, \quad v = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta = h(\theta), \\p(0) &= p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*},\end{aligned}\tag{7}$$

При этом  $\eta = \frac{e}{\delta}$ , конструктивный параметр подшипника со стандартным опорным профилем,  $\eta_1 = \frac{\tilde{h}}{\delta}$ , — конструктивный параметр, характеризующий глубину канавки;  $p_g$  — давление подачи смазки, Используем автомодельное решение для (6) по известному методу [17]:

$$\begin{aligned}v_i &= \frac{\partial \psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta); \quad u_i = -\frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta); \\ \psi_i(r, \theta) &= \tilde{\psi}(\xi_i); \quad \xi_i = \frac{r + \tilde{h}}{1 + \eta \cos \theta + \tilde{h}} \text{ при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ V_i(r, \theta) &= p \tilde{v}_i(\xi_i); \quad U_i(r, \theta) = -\tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta); \\ \xi_i &= \frac{r}{h(\theta)} \text{ при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi.\end{aligned}\tag{8}$$

Здесь  $\psi$  — функция, зависящая от автомодельной переменной  $\xi$ ;  $V$ ,  $U$  — составляющие поля скоростей.

Применяя метод подстановки подстановку (8) в (6), получим:

$$\tilde{\psi}_i''' = a_i, \quad \tilde{v}_i'' = b_i, \quad \tilde{u}'(\xi_i) + \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) = 0,$$

$$\frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T'}} \frac{dp_i}{d\theta} = \left[ \frac{b_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right], \quad h(\theta) = 1 + \eta \cos \theta,\tag{9}$$

$$\frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T'}} \frac{dp_i}{d\theta} = \left( \frac{b_i}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)} \right), \quad i = 1, 3.$$

Из аналитических уравнений найдем гидродинамическое давление:



$$\frac{1}{j\mu_i(\theta)} \frac{dp_2}{d\theta} = \frac{b_i}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) + \tilde{h})^3},$$

$$\frac{1}{j\mu_2(\theta)} \frac{dp_i}{d\theta} = \frac{b_i}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}, \quad i = 1, 3. \quad (10)$$

Функция  $\mu_2(\theta)$  находится с учетом (10) и скорости диссипации энергии:

$$\frac{1}{j\mu_2^2(\theta)} \frac{d\mu_2}{d\theta} = \frac{db_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{da_i}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} +$$

$$+ \frac{24\mu_0\beta\Omega r_0(h(\theta) + \tilde{h})}{T^*C_p\delta^2 a_i} \cdot \int_0^1 \left( \frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{(h(\theta) + \tilde{h})} \right)^2 d\xi, \quad (11)$$

$$\frac{1}{j\mu_i^2(\theta)} \frac{d\mu_i}{d\theta} = \frac{\alpha b_i}{h^2(\theta)} + \frac{\alpha a_i}{h^3(\theta)} + \frac{24\mu_0\beta\Omega r_0 h(\theta)}{T^*C_p\delta^2 a_2} \cdot \int_0^1 \left( \frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{h(\theta)} \right)^2 d\xi, \quad i = 1, 3.$$

Далее аналитически найдем давление:

$$p_i = \Lambda\mu_i(\theta) \left( b_i I_2(\theta) + \frac{a_i}{p} I_3(\theta) \right) + 1 + \frac{p_g}{p^*}. \quad (9)$$

Для определения несущей способности и силы трения используем формулу (9):

$$R_x = \frac{6\mu_0 r_0^3 \Omega}{2\delta^2} \left[ \int_0^{\theta_1} p_1 \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_2 \cos \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} p_3 \cos \theta d\theta \right],$$

$$R_y = \frac{6\mu_0 \Omega r_0^3}{2\delta^2} \left[ \int_0^{\theta_1} p_1 \sin \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_2 \sin \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} p_3 \sin \theta d\theta \right],$$

$$L_{TP} = \mu \left( 1 + \alpha p - \frac{\alpha^2}{2} p^2 \right) \left[ \int_0^{\theta_1} \left( \frac{\tilde{\psi}_1''(0)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}_1'(0)}{h(\theta)} \right) d\theta + \right.$$

$$\left. + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left( \frac{\tilde{\psi}_2''(0)}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{\tilde{v}_2'(0)}{(h(\theta) + \tilde{h})} \right) d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left( \frac{\tilde{\psi}_3''(0)}{h(\theta)} + \frac{\tilde{v}_3'(0)}{h(\theta)} \right) d\theta \right].$$

Верификация разработанной теоретической модели проводилась в диапазоне следующих числовых значений: ширина канавки 1–8 мм, радиус 20 мм; скорость 0,1–3 м/с; нагрузка 3,1–15,5 МПа;  $\mu_0 = 0,24987–0,0067 \text{ Па}\cdot\text{с}$ . В результате исследований установлено, что повышается точность инженерных расчетов для несущей способности на 10–13 %, а для коэффициента трения на 7–9 %.

Данные результаты подчеркивают значимость применения данной модели в практической инженерии, обеспечивая более надежные основания для проектирования и оптимизации конструкций. Повышенные точности расчетов открывают новые горизонты в области механики, позволяя более точно предсказывать поведение материалов и конструкций под воздействием различных нагрузок. Это, в свою очередь, способствует сокращению затрат на материалы и уменьшению рисков, связанных с эксплуатацией инженерных объектов.

Далее был проведен комплекс экспериментальных исследований для подшипника, с особым профилем и контуром маслоподдерживающей канавки с шириной 4 мм на поверхности вала. Эксперименты проводились при различных режимах работы, включая изменения скорости вращения, нагрузки и температурные условия.

Исследуемые антифрикционные покрытия представляют собой гибридный композиционный материал, состоящий из трех типов полимеров различной физической природы. Это тканый каркас из фторопластовых нитей «полифен» (ТУ 6-06-9-7-81) и полиимидных нитей «аримид Т» (ТУ 6-06-9-11-80), пропитанный матричным связующим на основе фенольной смолы, модифицированной термостойким каучуком.

Триботехнические экспериментальные исследования радиальных подшипников скольжения проводились на модернизированной машине трения модели ИИ5018 на образцах в виде частичных вкладышей. Колодки

---

вырезались из кольцевой заготовки по центральному углу равному 60 градусам. На их рабочие поверхности наносились полимерные композиционные покрытия и канавки вдоль оси трибосопряжения на глубину покрытия. Кроме того, колодки имеют отверстия для термодатчиков.

Было установлено, что благодаря уникальному сочетанию фторопластовых и полиимидных нитей в конструкции тканого каркаса обеспечивается надежная база с выдающейся прочностью и устойчивостью к механическим нагрузкам. Использование матричного связующего на основе фенольной смолы, модифицированной термостойким каучуком, существенно расширяет область применения такой основы. Достигается не только высокая термическая стойкость, но и устойчивость к агрессивным химическим средам, что делает эту структуру идеальной для использования в экстремальных условиях, где традиционные материалы быстро приходят в негодность.

### **Результаты исследования**

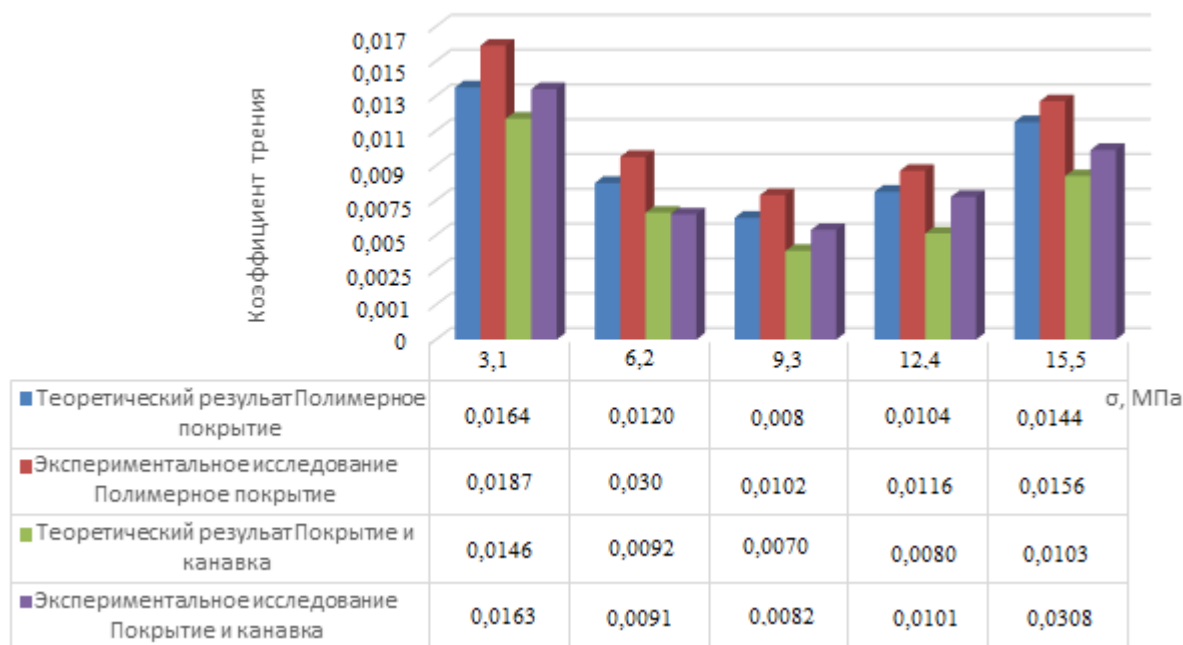
В результате исследований установлено, что повышается точность инженерных расчетов для несущей способности на 10–13 %, а для коэффициента трения на 7–9 %.

Эксперимент был проведен с постепенным увеличением нагрузки на испытываемые поверхности в 5 раз, достигая максимального значения 15,5 МПа. На протяжении всего эксперимента осуществлялся контроль коэффициента трения и измерение износа. В начальной стадии наблюдалось стабильное значение коэффициента трения, что свидетельствовало о высокой степени сцепления между исследуемыми материалами. Однако по мере увеличения нагрузки, коэффициент начал колебаться, демонстрируя значительное изменение механических характеристик.

Дальнейшие эксперименты подтвердили, что подшипники с полимерным покрытием, оснащенные канавками, обеспечивают более эффективное распределение нагрузки, что снижает вероятность локальных перегревов и износа. Это явление обусловлено тем, что канавки способствуют образованию и удержанию смазочного слоя, уменьшая контакт между трущимися поверхностями. В результате показано, что подшипники, обладающие такой геометрией, демонстрируют улучшение показателей несущей способности на 20% в сравнении с образцами без канавок.

Сравнение различных образцов, представленное на рисунке 2, демонстрирует, что внедрение канавок в конструкции подшипников предоставляет существенное преимущество по сравнению с традиционными аналогами. Эти изменения не только влияют на механические свойства, но и открывают новые возможности для разработки более компактных и легких конструкций, способных выдерживать высокие нагрузки при снижении энергозатрат.

На основании полученных данных была составлена развернутая экспертная оценка, которая подтвердила, что новые выводы не только соответствуют современным научным теориям, но и могут служить основой для разработок в области практического применения. Это, в свою очередь, открывает новые возможности для дальнейших исследований и разработок, укрепляя связь между теорией и практикой.



**Рис. 2. Результаты исследования**

### Заключение

Таким образом, применение фторопластсодержащих полимерных покрытий и инновационных технологий в конструкции валов открывает новые горизонты в области инженерии, позволяя создавать более эффективные и долговечные решения, соответствующие современным требованиям промышленности.

Анализ гидродинамического клина также выявил, что оптимизация параметров эксплуатации подшипника, таких, как скорость вращения и нагрузка, непосредственно влияет на эффективность смазки. В экспериментах было установлено, что увеличение скорости способствует более эффективному разжижению смазочного слоя, что приводит к образованию устойчивой пленки между скользящими поверхностями. При этом особое внимание следует уделить качеству используемого полимера, так как его свойства могут существенно изменить характеристики клина.

Данные экспериментов, полученные в ходе многослойных испытаний, подтверждают достигнутое значительное улучшение характеристик системы. Применение новых композитных материалов и инновационных технологий обработки позволяет не только увеличить прочность компонентов, но и повысить их устойчивость к агрессивным условиям эксплуатации. К примеру, внедрение антикоррозионных покрытий значительно снижает вероятность возникновения дефектов, продлевая срок службы элементов конструкции.

Сфера применения результатов работы — инженерные проектировочные и проверочные расчеты при необходимости поддерживать гидродинамический режим смазки. Методика потенциально востребована в машиностроении, авиастроении, приборостроении и других отраслях.

### Литература

1. Deligant M., Podevin P., Descombes G. CFD model for turbocharger journal bearing performances // *Applied Thermal Engineering*. 2011. Vol. 31, Iss. 5. pp. 811–819.
2. Zadorozhnaya E., Sibiryakov S., Hudyakov V. Theoretical and experimental investigations of the rotor vibration amplitude of the turbocharger and bearings temperature // *Tribology in Industry*. 2017. Vol. 39, No. 4. pp. 452–459.
3. Sharma S. C., Kumar V., Jain S. C. Thermohydrostatic analysis of slotentry hybrid journal bearing system // *Tribology International*. 2002. Vol. 35, №. 9. pp. 561–577.
4. Kucinschi B., Fillon M. An Experimental study of transient thermal effects in a plain journal bearing // *Journal of Tribology*. 1999. Vol. 121, № 2. pp.327–332.

5. Khatak P., Garg H. C. Performance analysis of capillary compensated hybrid journal bearing by considering combined influence of thermal effects and micropolar lubricant // Journal of Tribology. 2016. Vol. 139, № 1. P. 011707.

6. Прокопьев В. Н., Караваев В. Г. Термогидродинамическая задача смазки сложнагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. 2003. Вып. 3, № 1 (17). С. 56–66.

7. Прокопьев В. Н., Бояршинова А. К., Задорожная Е. А. Многосеточный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое опор скольжения // Труды Международного форума по проблемам науки, техники и образования. – М., 2001 – С. 6–10.

8. Прокопьев В. Н., Бояршинова А. К., Гаврилов К. В. Гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения с учетом некруглостей цапфы и втулки // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 4. С. 98–104.

9. Старостин Н. П., Кондаков А. С., Васильева М. А. Тепловая диагностика трения в самосмазывающихся радиальных подшипниках движения. Часть 2: Учет в математической модели подвижности вала // Трение и износ. 2010. Т. 31, № 6. С. 590–594.

10. Старостин Н. П., Кондаков А. С., Васильева М. А. Трехмерная диагностика трения в подшипниках скольжения // Математические заметки ЯГУ. 2012. Т. 19, № 2. С. 187–195.

11. Кохановский В.А., Камерова Э.А. Фторопластсодержащие композиционные покрытия в смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. №1. С. 34–37.

12. Кохановский В.А., Камерова Э.А. Вязкоупругие свойства полимерных покрытий в жидких смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. №2. С. 44–48.

13. Негматов С.С., Абед Н.С., Саидахмедов Р.Х., Ульмасов Т.У., Григорьев А.Я., Сергиенко В.П., Негматова К.С., Жовлиев С.С., Негматов Ж.Н., Махаммаджонов З.У., Садыкова М.М., Негматова М.Н., Абдуллаев О.Х., Наврузов Ф.М. Исследование вязкоупругих и адгезионно-прочностных свойств и разработка эффективных вибропоглощающих композиционных полимерных материалов и покрытий машиностроительного назначения // Пластические массы. 2020. №7–8. С. 32–36.

14. Дерлугян Ф.П., Щербаков И.Н. Обоснование процесса получения композиционных антифрикционных самосмазывающихся материалов с заданными техническими характеристиками методом химического наноконструирования // Инженерный вестник Дона. 2010. №4. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2010/287](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2010/287).

15. Данюшина Г.А. Дерлугян П.Д. Стрельников В.В. Шишка Н.В. Композиционный антифрикционный полимерный материал // Инженерный вестник Дона. 2017. №1. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2017/4053](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2017/4053).

16. Кирищиева В.И. Моделирование методики повышения износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием // Инженерный вестник Дона. 2022. №10. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n10y2022/7954](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n10y2022/7954).

17. Мукутадзе М.А., Чуб Е.Г. Разработка нового математического метода моделирования модифицированной конструкции радиального подшипника скольжения // Инженерный вестник Дона. 2024. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2024/9217](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2024/9217).



## References

1. Deligant M., Podevin P., Descombes G. Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31, Iss. 5. pp. 811–819.
2. Zadorozhnaya E., Sibiryakov S., Hudyakov V. Tribology in Industry. 2017. Vol. 39, No. 4. pp. 452–459.
3. Sharma S.C., Kumar V., Jain S.C. Tribology International. 2002. Vol. 35, No 9. pp. 561–577.
4. Kucinschi B., Fillon M. Journal of Tribology. 1999. Vol. 121, No 2. pp. 327–332.
5. Khatak P., Garg H. C. Journal of Tribology. 2016. Vol. 139, No 1. pp. 011707.
6. Prokop'ev V.N., Karavaev V.G. Vestnik YuUrGU. Seriya Mashinostroenie. 2003, No 1(17). pp. 56–66.
7. Prokop'ev V. N., Boyarshinova A. K., Zadorozhnaya E. A. Trudy Mezhdunarodnogo foruma po problemam nauki, tekhniki i obrazovaniya. – M., 2001. pp. 6–10.
8. Prokop'ev V. N., Boyarshinova A. K., Gavrilov K. V. Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. 2009. No 4. pp. 98–104.
9. Starostin N. P., Kondakov A. S., Vasil'eva M. A. Trenie i iznos. 2010. V. 31, No 6. pp. 590–594.
10. Starostin N. P., Kondakov A. S., Vasil'eva M. A. Matematicheskie zametki YaGU. 2012. V. 19, No 2. pp. 187–195.
11. Kohanovskij V.A., Kamerova E.A. Trenie i smazka v mashinah i mekhanizmah. 2014. No 1. pp. 34–37.
12. Kohanovskij V.A., Kamerova E.A. Trenie i smazka v mashinah i mekhanizmah. 2014. No 2. pp. 44–48.
13. Negmatov S.S., Abed N.S., Saidahmedov R.H., Ul'masov T.U, Grigor'ev A.Ya., Sergienko V.P., Negmatova K.S., Zhovliev S.S., Negmatov



Zh.N., Mahammadzhonov Z.U., Sadykova M.M., Negmatova M.N., Abdullaev O.H., Navruzov F.M. Plasticheskie massy. 2020. No 7–8. pp. 32–36.

14. Derlugyan F.P., Shherbakov I.N. Inzhenernyj vestnik Dona. 2010. № 4. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2010/287](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2010/287).

15. Danyushina G.A. Derlugyan P.D. Strel'nikov V.V. Shishka N.V. Inzhenernyj vestnik Dona. 2017. № 1. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2017/4053](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2017/4053).

16. Kirishhieva V.I. Inzhenernyj vestnik Dona. 2022. № 10. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n10y2022/7954](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n10y2022/7954).

17. Mukutadze M.A., Chub E.G. Inzhenernyj vestnik Dona. 2024. № 5. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2024/9217](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2024/9217).

**Дата поступления: 5.10.2024**

**Дата публикации: 17.11.2024**