

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.822

doi: 10.30987/2782-5957-2025-9-11-21

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Тхай Ха Нгуен^{1✉}, Юрий Николаевич Казаков², Денис Владимирович Шутин³, Леонид Алексеевич Савин⁴

^{1,2,3,4} Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева, Орел, Россия

¹ havcn@mail.ru

² kazakyurii@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9655-4520>

³ rover@gmail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-0515-7106>

⁴ savin3257@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0109-4200>

Аннотация

Рассмотрены конструктивные схемы и принципы функционирования различных видов радиально-упорных подшипников жидкостного трения. Выполнен сравнительный анализ габаритных размеров различных видов подшипников при эквивалентных значениях радиальных и осевых нагрузок. Предложен и реализован подход проведения параметрической оптимизации коническо-цилиндрических подшипников по критерию минимальности произведения диаметра на длину

подшипника с использованием безразмерных комплексов, включающих геометрические и силовые параметры. Выявлены соотношения геометрических параметров, позволяющие обеспечить минимальные габаритные размеры подшипников узлов при заданных внешних нагрузках.

Ключевые слова: опоры, роторы, подшипники, трение, поверхности, синтез, оптимизация, моделирование, грузоподъемность.

Финансирование: Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-00789-П, <https://rscf.ru/project/22-19-00789/>.

Ссылка для цитирования:

Нгуен Т.Х. Параметрический синтез коническо-цилиндрических подшипников скольжения / Т.Х. Нгуен, Ю.Н. Казаков, Д.В. Шутин, Л.А. Савин // Транспортное машиностроение. – 2025. – № 9. – С. 11-21. doi: 10.30987/2782-5957-2025-9-11-21.

Original article

Open Access Article

PARAMETRIC SYNTHESIS OF CONICAL-CYLINDRICAL PLAIN BEARINGS

Thai Ha Nguyen^{1✉}, Yury Nikolaevich Kazakov², Denis Vladimirovich Shutin³, Leonid Alekseevich Savin⁴

^{1,2,3,4} Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russia

¹ havcn@mail.ru

² kazakyurii@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9655-4520>

³ rover@gmail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-0515-7106>

⁴ savin3257@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0109-4200>

Abstract

Construction arrangements and operation principles of various types of angular contact bearings of liquid friction are considered. A comparative analysis of the dimensions of various bearing types with equivalent values of radial and axial loads are performed. An approach

to parametric optimization of conical-cylindrical bearings based on the minimality criterion of the product of the diameter by the length of the bearing using dimensionless complexes, including geometric and power parameters, is proposed and implemented. The interconnections of geo-

metric parameters are found, which make it possible to ensure the minimum dimensions of the bearing units under specified external loads.

Funding: The paper is funded by the grant of the Russian Science Foundation No. 22-19-00789-P, <https://rscf.ru/project/22-19-00789/>.

Reference for citing:

Nguyen TH, Kazakov YuN, Shutin DV, Savin LA. Parametric synthesis of conical-cylindrical plain bearings. *Transport Engineering*. 2025;9:11-21. doi: 10.30987/2782-5957-2025-9-11-21.

Введение

Основными несущими элементами, влияющими на габаритные размеры оборудования, скоростные характеристики, грузоподъемность, срок службы и производительность, являются подшипники ротора. Обоснование принципа работы, выбор конструкции, определение параметров и создание проекта — вот некоторые из сопутствующих вопросов, которые необходимо решить в процессе проектирования. Опыт и первоначальная оценка способности удовлетворять ресурсным, интегральным и динамическим требованиям обычно являются основой для выбора типа подшипника. Расположение, геометрия поверхности подшипника, метод смазки и охлаждение зоны трения являются частью этапа структурного синтеза радиально-упорных подшипников жидкостного трения, который является предметом данной статьи. Рассматривая использование распространенных типов радиально-упорных подшипников, можно выделить несколько вариантов подвески при одновременном воздействии радиальных и осевых сил (рис. 1). В настоящее время наибольшее распространение в роторных машинах с высоким уровнем нагрузок получили подшипниковые узлы с комбинацией радиального подшипника и подпятника (рис. 1а, 2). Недостатками этой схемы являются большие диаметры пяты и сложная система смазки подшипников, что увеличивает радиальные размеры и стоимость изготовления. Конический подшипник (рис. 1б) позволяет уменьшить массу роторного вала и габариты опоры, а также предоставляет преимущества для реализации активного управления зазором. Гибридный подшипник (рис. 1в),

Keywords: supports, rotors, bearings, friction, surfaces, synthesis, optimization, modeling, load capacity.

аналогично коническому, эффективен для активного контроля зазора или управления давлением смазочного слоя. В уравнении Рейнольдса видно, что управление зазором (h^3) дает значительный эффект, но также требует высокой точности оборудования, датчиков и системы обработки сигналов. С развитием прецизионного машиностроения реализация такого управления зазором становится вполне достижимой.

Габаритные размеры подшипникового узла можно оценить с помощью схемы компрессора (рис. 2), где ротор установлен на двух радиальных подшипниках и центральном упорном подшипнике. Возможны как односторонние, так и двухсторонние подшипники. Конструктивный размер конических подшипников скольжения (КЦПС) оптимизируется тем, как угол опорной поверхности влияет на соотношение осевых и радиальных сил. Конические подшипники имеют меньшие радиальные размеры, чем упорные и радиальные подшипники вместе взятые, но их сложнее изготавливать и они с большей вероятностью вызывают нестабильность движения ротора. Размерное преимущество конических подшипников подтверждено исследованиями [1–3], в которых сравнивались размеры различных типов подшипников. Вторая конструкция (рис. 1б) обеспечивает гибкость в расположении ротора за счет комбинирования конических и цилиндрических поверхностей [4–5]. Исследования [6–8] вычисляют статические характеристики коническо-цилиндрических подшипников (КЦПС), моделируют процесс смазки и определяют давление.

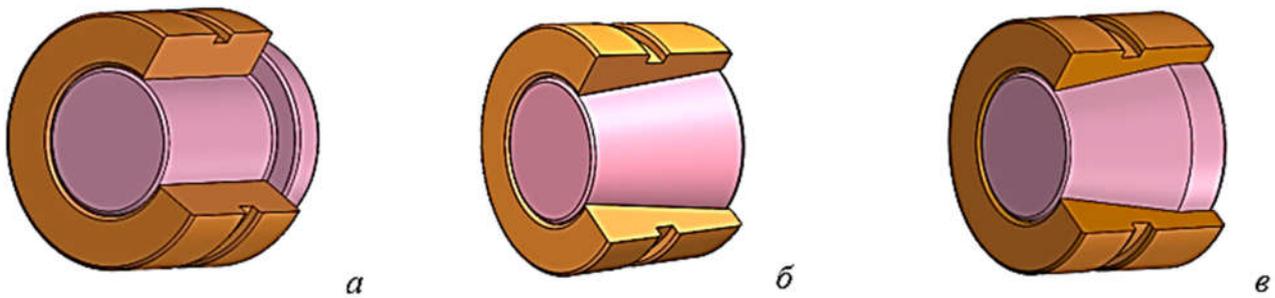


Рис. 1. Схемы радиально-осевых опор роторов
Fig. 1. Schemes of radial-axial rotor supports

Цель проведенных исследований заключается в проведении сравнительного анализа габаритных размеров КЦПС с другими видами опор роторов, что в определенной мере можно рассматривать как выбор рациональной структурной схемы радиально-упорного подшипникового узла.

Материалы, модели и методы

Одним из ключевых критериев расчета подшипника скольжения является несущая способность (грузоподъемность), заключающаяся в возможности выдерживать требуемую внешнюю нагрузку в режиме жидкостного трения без контактного взаимодействия и износа опорных поверхностей. В этом случае считается, что подшипник имеет практически неограниченный ресурс. Значения радиальных и осевых сил, действующих на опоры ротора, определяются в результате проведения расчета валов и процессов (электро-механических, гидравлических, газодинамических и др.) в рабочих трактах агрегатов и служат исходными данными при проектировании подшипниковых узлов. Для проведения сравнительного анализа

В работе также представлено решение задачи параметрического синтеза, основанной на результатах вычислительного эксперимента, цель которой заключалась в поиске значений целевой функции $D \times L \rightarrow \min$ при требуемой грузоподъемности подшипника.

КЦПС с другими вариантами радиально-упорных подшипников жидкостного трения целесообразно использовать безразмерный коэффициент $K_F = F_a/F_r$, равный отношению осевой к радиальной нагрузке, а также коэффициенты отношения осевых и радиальных сил к суммарной грузоподъемности $K_{Fa} = F_a/W$ и $K_{Fr} = F_r/W$. Важно отметить, что радиальные и осевые нагрузки используются ввиду их способности эффективно распределять нагрузку в обоих направлениях. В таблице приведены геометрические параметры конических роликовых подшипников скольжения, которые будут использоваться при моделировании и расчетах.

Геометрические параметры для ЦКПС

Таблица

Table

Geometrical parameters for CKPS

L – длина подшипника (мм)	48
L_c, L_k – длины цилиндрического и конического подшипников (мм)	
d – малый радиус конического подшипника (мм)	40
D – большой радиус конического подшипника (мм)	56
P_0 – давление окружающей среды (МПа)	1,0
P_a – давление питания (МПа)	1,05

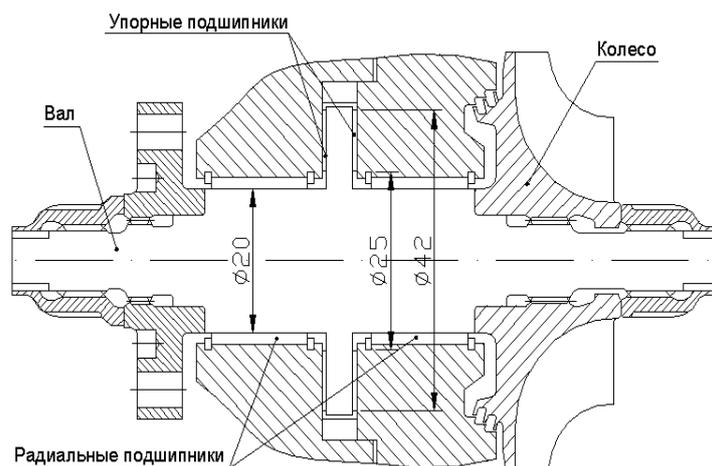


Рис. 2. Схема роторно-опорного узла с подпятником
 Fig. 2. Scheme of a rotary unit with thrust bearing

Данная статья посвящена выбору оптимальной конструкции радиально-упорного подшипника скольжения. Прежде всего, в работе рассматриваются критерии минимизации массы и габаритов вала при одновременном учете соотношения радиальных и осевых нагрузок. На этой основе предлагается инженерное решение для роторных механизмов, использующих жидкостные подшипники, способные воспринимать комбинированные нагрузки. Центральным аспектом исследования выступает анализ двух ключевых параметров: площади опорной поверхности и занимаемого валом пространства. Такой подход, во-первых, позволяет проводить сравнительную оценку грузоподъемности различных типов подшипников, а во-вторых, дает возможность опти-

мизировать их конструкцию. Особое значение эти расчеты приобретают при работе с подшипниками одинаковых габаритов ($L \times D$), где требуется соблюдение противоречивых требований: с одной стороны, необходимо обеспечить компактность для установки в труднодоступных местах (например, в ракетных двигателях), с другой – сохранить высокую эффективность работы.

Таким образом, предложенная методика представляет собой системный инструмент для выбора наиболее подходящих технических решений в зависимости от конкретных условий эксплуатации. При этом особый акцент делается на поиск баланса между массогабаритными характеристиками и функциональными возможностями подшипниковых узлов.

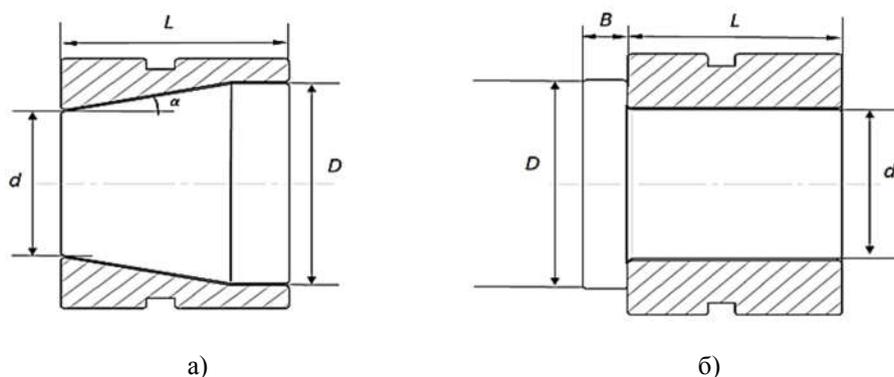


Рис. 3. Сравнение конструктивных и геометрических показателей конических и комбинированных упорных подшипников
 Fig. 3. Comparison of design and geometric parameters of tapered and combined thrust bearings

Проведя сравнительный анализ пространства, занимаемого валом в коническом подшипнике (рис. 3а) и радиальном подшипнике (рис. 3б), мы оцениваем целесообразность применения конических опор с точки зрения снижения массы и габаритов оборудования. Ключевое преимущество конической конструкции становится очевидным при сопоставлении: конический узел занимает значительно меньше пространства по сравнению с радиальным подшипником аналогичных размеров.

Для количественной оценки данной особенности была выведена формула (1) для определения длины выступающей части B радиального подшипника. Превышение этого параметра допустимых значений служит объективным критерием, подтверждающим преимущество конических решений. Таким образом, математический аппарат позволяет обосновать выбор в пользу конической конструкции, когда требования к компактности и весу являются определяющими.

$$B \geq \frac{L(D^2 + Dd - 2d^2)}{3(D^2 - d^2)} \quad (1)$$

Согласно данным таблицы, конический подшипник демонстрирует более оптимальные параметры. В частности, минимальное значение выступающей части B составляет 22.67 мм. Этот показатель позволяет сделать важный вывод: если конструкция допускает наличие свободного пространства свыше 22.67 мм в подшипниковом узле, целесообразно использовать радиально-упорный подшипник скольжения, обеспечивающий повышенную нагрузочную способность в обоих направлениях. Однако при ограниченных габаритах оптимальным решением становится применение конических подшипников скольжения, которые при сопоставимых размерах обладают равнозначной эффективностью. Более того, коническая конструкция имеет дополнительные преимущества: улучшенная циркуляция смазочного масла и упрощенная интеграция систем активного управления.

Как известно из технической литературы, увеличение угла конусности α

напрямую повышает радиальную и осевую грузоподъемность подшипника [6]. Этот эффект объясняется возрастанием площади контактной поверхности. На основании методик расчета, представленных в работе [3], можно точно определить оптимальный угол конусности для конкретных эксплуатационных условий:

$$[\alpha] \leq 2 \arctan \left(\frac{D^2 - d^2}{D^2 - d^2 + 4DL} \right) \quad (2)$$

На основе наиболее подходящих параметров конических подшипников из таблицы эквивалентный угол конусности $[\alpha]$ имеет максимальное значение $15,6^\circ$. Угол конусности подшипника находим из геометрических соотношений:

$$\alpha = \arctan \left(\frac{D-d}{2L} \right) = 9,46^\circ \quad (3)$$

Таким образом, приведенные выше сравнения с фактическими значениями показывают, что имеются достаточные условия для применения конических подшипников скольжения вместо радиально-осевых комбинированных подшипников скольжения.

При сравнении ЦКПС ключевым параметром становится относительная длина цилиндрической части $\bar{L} = L/D$, которая существенно влияет на конструктивные особенности, грузоподъемность, а также массогабаритные характеристики вала. Однако возникает закономерный вопрос: можно ли в заданных габаритных ограничениях заменить традиционный конический подшипник на ЦКПС.

Анализ патентной литературы демонстрирует существенные преимущества комбинированной конструкции, где цилиндрическая часть частично заменяет коническую поверхность в жидкостном подшипнике скольжения [4, 5]. Прежде всего, такое сочетание изменяет: контактные характеристики, массу и габариты вала, распределение нагрузки и локальные напряжения за счет различного распределения давления смазочного слоя на двух типах поверхностей. Важно отметить, что цилиндрическая секция значительно повышает устойчивость подшипника, снижая

нежелательные вибрации и колебания. Кроме того, она улучшает способность к самовыравниванию, повышает адаптивность к переменным нагрузкам, минимизирует осевые смещения вала.

Рассмотрим два характерных случая: При осевой нагрузке на ротор зазор с одной стороны уменьшается, а с другой - увеличивается. Если система управления не успевает оперативно реагировать на увеличение зазора, это может вызвать нестабильность и неконтролируемые колебания системы. При действии радиальной нагрузки радиальная грузоподъемность может оказаться недостаточной. В этом случае цилиндрическая часть гибридного подшипника играет стабилизирующую роль при резких радиальных и осевых нагрузках, одновременно повышая радиальную нагрузочную способность. Кроме того, отдельного внимания заслуживает роль цилиндрической секции в переходных режимах (останов-пуск), где она обеспечивает дополнительную стабилизацию системы.

Однако у этой конструкции есть и недостатки. Во-первых, объединение различных геометрических форм усложняет производство, требует чрезвычайно точной обработки и повышает затраты. Во-вторых, требование точного выравнивания поверхности усложняет установку и регулировку под-

шипников. Кроме того, вес узла может повлиять на общую эффективность системы, а несущая способность вала может снизиться. Тем не менее, в современных механических системах эти подшипники могут обеспечить значительные преимущества при правильной конструкции и функционировании.

Рассмотрим задачу выбора подшипника при одинаковых габаритных размерах (рис. 4). На основе коэффициента $k = L_c/L$ возможна трансформация конического подшипника в два варианта, показанных на рисунке ниже (рис. 5). В первом варианте сохраняются исходные диаметры D и d , однако угол конусности $\alpha^* > \alpha$, а объем и масса вала увеличиваются. Во втором варианте сохраняется исходный угол конусности α , но $D^* < D$, при этом объем и масса вала уменьшаются. Выбор между традиционным коническим подшипником и гибридным коническо-цилиндрическим определяется несколькими критериями. Два ключевых условия – это уменьшение массы и габаритов оборудования при одновременном повышении нагрузочной способности в различных направлениях. В ходе последующего сравнительного анализа мы рассмотрим возможные варианты для оптимального выбора конструкции.

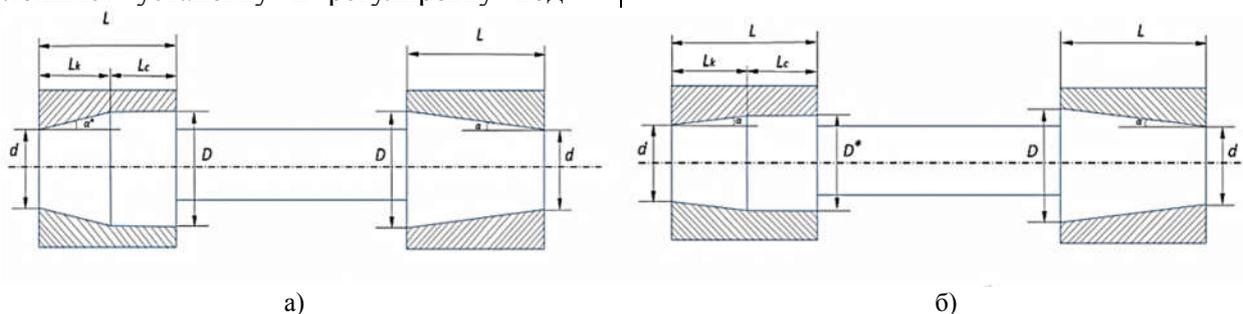


Рис. 4. Сравнение конструктивных особенностей и геометрических параметров гибридных подшипников типа 1, 2 с коническими подшипниками
 Fig. 4. Comparison of design features and geometric parameters of hybrid bearings of type 1, 2 with tapered bearings

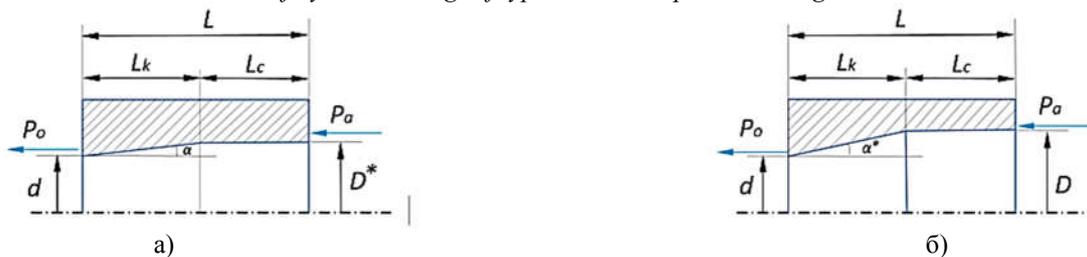


Рис. 5. Две формы КЦПС типа 1(а) и 2(б)
 Fig. 5. Two forms of KCPS type 1(a) and 2(b)

Площадь контакта подшипника:

$$S_1 = \frac{\pi(L-L_c)(D^*+d)}{2 \cos \alpha} + \pi D^* L_c, S_2 = \frac{\pi(L-L_c)(D+d)}{2 \cos \alpha^*} + \pi D L_c \quad (4)$$

Объем, занимаемый валом:

$$V_1 = \frac{\pi(L-L_c)(D^{*2}+d^2+D^*d)}{12 \cos \alpha} + \frac{\pi D^{*2} L_c}{4}, V_2 = \frac{\pi L_c(D^2+d^2+Dd)}{12 \cos \alpha^*} + \frac{\pi D^2 L_c}{4} \quad (5)$$

В зависимости от изменения соотношения:

$$k = \frac{L_c}{L} \text{ (где } 0 < k < 1 \text{)}. \quad (6)$$

При заданных размерах L, d, D из трех приведенных выше значений можно рассчитать угол конуса:

$$\alpha = \arctan \frac{D-d}{2L}. \quad (7)$$

Два значения вариации k можно рассчитать по формуле:

$$D^* = D - 2kL \tan \alpha; \alpha^* = \arctan \frac{D-d}{2L(1-k)}. \quad (8)$$

Сравнительный анализ многослойных конических клиновых подшипников с различными геометрическими и эксплуа-

тационными параметрами может быть основан на безразмерных коэффициентах, характеризующих статические параметры:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_W = \frac{W}{P_0 DL} : \text{общая грузоподъемность,} \\ K_{W_r} = \frac{W_r}{P_0 DL} : \text{радиальная грузоподъемность,} \\ K_{W_a} = \frac{W_a}{P_0 DL} : \text{несущая способность в осевом направлении.} \end{array} \right. \quad (9)$$

На основе результатов анализа полей давления [3, 6] можно применить их для расчета необходимых ниже величин. Интегрирование полей давления, полученных

на основе решения уравнения Рейнольдса (1), позволяет получить значения гидродинамических сил на соответствующих осях координат:

$$R_x = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\varphi_k} r p \sin \beta \cos \alpha d\varphi dr; R_y = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\varphi_k} r p \cos \beta \cos \alpha d\varphi dr; R_z = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\varphi_k} r p \sin \alpha d\varphi dr, \quad (10)$$

где R_x, R_y, R_z – компоненты гидродинамической силы вдоль осей x, y, z – [Н].

Общая несущая способность (грузоподъемность) КЦПС определяются с учетом гидродинамических реакций на коническом и цилиндрическом участке:

$$W_{sum} = \sqrt{(R_{kx} + R_{cx})^2 + (R_{ky} + R_{cy})^2 + R_{kz}^2}. \quad (11)$$

Наряду с общей грузоподъемностью подшипника следует учитывать радиальную W_r и осевую W_a . Составляющие, кото-

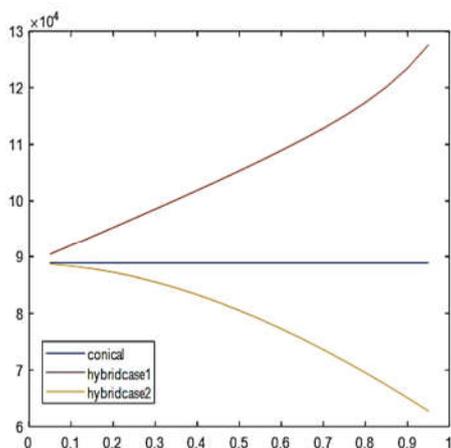
рые могут быть связаны следующими зависимостями:

$$W_r = \sqrt{(R_{kx} + R_{cx})^2 + (R_{ky} + R_{cy})^2}; \quad W_a = R_{kz}. \quad (12)$$

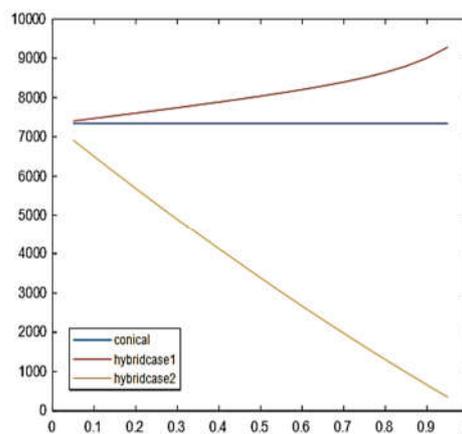
Результаты

Во-первых, мы имеем результат объема пространства, занимаемого валом, по отношению к отношению длины цилиндрической части подшипника к общей длине от 0 до 1. На рис. 6а показано, что гибридный подшипник типа 1 дает наибольший объемный результат, за ним следует конический подшипник и, наконец, гибридный подшипник типа 2. С увеличением значения отношения длины цилиндрической части подшипника к общей

длине (0-1) занимаемое пространство типа 1 быстро увеличивается, в то время как занимаемое пространство типа 2 уменьшается. На рис. 6б показано, что площадь контакта гибридного подшипника типа 1 является наибольшей и постепенно увеличивается с увеличением коэффициента k , в отличие от этого, площадь контакта гибридного подшипника типа 2 является наименьшей и постепенно уменьшается по мере приближения k к 1.



а)



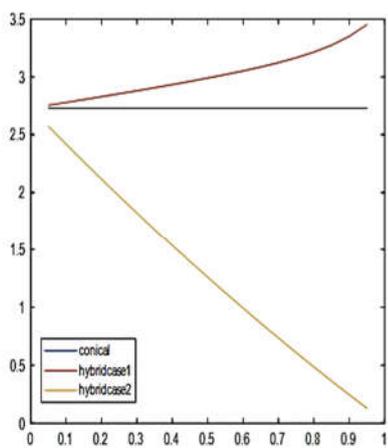
б)

Рис. 6. Результаты объема, занимаемого валом, и площади контакта гибридного подшипника 1, 2 и конического подшипника

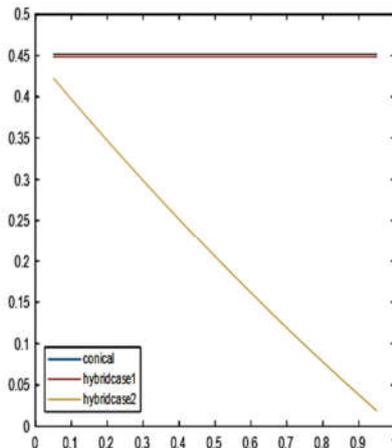
Fig. 6. Shaft volume and contact area results of hybrid bearing 1, 2 and tapered bearing

Рассматривая безразмерные величины K_W, K_{W_r}, K_{W_a} , можно увидеть результаты, представленные на рис. 7. Графики показывают результаты в зависимости от от-

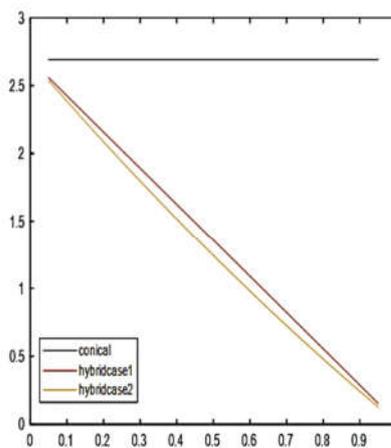
ношения длины цилиндрической части подшипника к общей длине, увеличивающегося от 0 до 1.



а)



б)



в)

Рис. 7. Результаты безразмерных значений 1, 2 и конического подшипниках

Fig. 7. Results of dimensionless values 1, 2 and tapered bearings

На рис. 7а представлены результаты сравнения подшипников: гибридный тип 1 демонстрирует наибольшее значение K_W , за ним следует конический подшипник, а затем гибридный тип 2. При увеличении отношения длины цилиндрической части к общей длине (от 0 до 1) наблюдается рост K_{1W} , в то время как K_{2W} значительно снижается. Сравнение рис. 7б, а показывает четкую корреляцию между площадью контакта и значением K_W , что подтверждает зависимость грузоподъемности от площади контактной поверхности.

Рис. 6б иллюстрирует, что с ростом параметра $k = \frac{L_c}{L}$, значения K_{Wr} для гибридного типа 1 и конического подшипника становятся практически одинаковыми и превышают показатель гибридного типа 2. При этом значение K_{2Wr} резко уменьшается при k к 1.

Анализ рис. 7в показывает, что максимальное значение K_{Wa} достигается в коническом подшипнике, затем следует гибридный тип 1, и наименьший показатель – у гибридного типа 2 (хотя разница незначительна). С увеличением доли ци-

линдрической части (0–1) наблюдается резкое снижение как K_{1Wa} , так и K_{2Wa} .

На основании данных рис. 6 и 7 можно сделать следующие выводы для выбора оптимальной конструкции: Для требований повышенной стабильности, активного управления и увеличенной грузоподъемности предпочтителен гибридный тип 1. При приоритете минимизации массы и занимаемого пространства следует рассматривать гибридный тип 2.

Классический конический подшипник, подтвердивший свою эффективность в теоретических и практических исследованиях, представляет собой сбалансированное решение с высокой применимостью по сравнению с гибридными или комбинированными радиально-упорными подшипниками. Таким образом, выбор конкретной конструкции должен основываться на доминирующих требованиях: общей грузоподъемности, осевой/радиальной нагрузочной способности, массогабаритных характеристиках или необходимости интеграции систем активного управления.

Заключение

Процедура синтеза подшипниковых узлов предполагает выбор рационального варианта конструктивного исполнения при проектировании машин, позволяющая проводить предварительную оценку различных схем по ряду критериев, основными из которых являются грузоподъемность, а также габариты и масса подшипниковых узлов. Предложенный метод сравнительного анализа габаритов, массы и грузоподъемности различных типов радиально-осевых подшипников скольжения позволяет определить оптимальный выбор с точки зрения рационального проектирования.

Метод основан на расчете грузоподъемности с учетом геометрических параметров для определения оптимального типоразмера подшипника. Получен-

ные данные позволяют давать практические рекомендации по применению соответствующего типа подшипника в зависимости от эксплуатационных характеристик узла крепления ротора, включая радиальные и осевые нагрузки, путем подбора оптимальных геометрических параметров. В частности, данное исследование помогает конкретизировать способ выбора типа подшипника, оптимизировать геометрические параметры узлов опор и учесть конкретные условия эксплуатации оборудования. Таким образом, представленный метод позволяет применять технически обоснованные решения при проектировании роторной системы, обеспечивая баланс между грузоподъемностью и массогабаритными показателями.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Савин Л.А., Корнеев А.Ю. Обоснование выбора структуры радиально-осевых опор роторов. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2013. Вып. 7. Ч. 2. С. 343-349.
2. Корнеев, А. Ю., Савин, Л. А. Особенности проектировочного расчета конических подшипников жидкостного трения//Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2013. №3 (299). С. 3–8.
3. Савин Л.А., Корнеев А.Ю. Теоретическое обоснование параметров радиально-осевых подшипников скольжения. Известия Юго-Западного государственного университета. 2014. № 1 (52). С. 136-139.
4. Патент № 2821860 Российская Федерация, F16C 17/02; F16C 32/06; F16C 33/04. Гибридный подшипниковый узел с интеллектуальным управлением / Савин Л. А., Нгуен Тхай Ха, Марахин Н. А., Казаков Ю. Н., Родичев А. Ю.; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С.Тургенева; № 2023134337; заявл. 20.12.2023; опубл. 27.06.2024, Бюл. № 18 - 11 с.: 1 ил.
5. Патент № 230870 Российская Федерация, F16C 17/00; Радиально-осевая опора жидкостного трения. Савин Л. А., Марахин Н. А., Нгуен Тхай Ха, Казаков Ю. Н., Родичев А. Ю. и др.; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С.Тургенева; № 2024115732; заявл. 06.06.2024; опубл. 23.12.2024, Бюл. № 36 - 4 с.: 1 ил.
6. Марахин Н.А., Нгуен Т. Х., Лю И. и др. Гибридные подшипники жидкостного трения. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2023. № 6 (362). С. 35-42.
7. Нгуен Т. Х. Влияние структурных параметров на формирование полей гидродинамических давлений в радиально-упорных подшипниках жидкостного скольжения. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2024. №5 (367). С. 44-51.
8. Настепанин К.К., Хан Ю., Ли Ш., Савин Л.А. Влияние деформаций осей сателлитов планетарных мультипликаторов на грузоподъемность подшипников скольжения. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2023. Вып. 3. С. 35-41.
9. Pawar S.R., Phalle V.M., Sawant P.K. Influence of Wear on the Cross-Coupled Dynamic Coefficients and Threshold Speed of Conical Hybrid Fluid Film Bearing. Journal of The Institution of Engineers: Series C. 2023; 6(104): 1173–1180. <https://doi.org/10.1007/s40032-023-01000-4>.
10. Корнеев, А. Ю., Савин, Л. А., Соломин, О. В. Конические подшипники жидкостного трения. Монография. М.: Машиностроение-1, 2008. 368 с.
11. Aston, R. L., O'Donoghue, J. P. Design of Conical Hydrostatic Journal Bearings. Machinery and Production Engineering. 1970; 116 (2988): 250-254.

REFERENCES

1. Savin LA, Korneev AYU. Design selection substantiation of the radial-axial bearings. Izvestiya Tula State University. Technical Sciences. 2013;7(2):343-349.
2. Korneev AYU, Savin LA. Features of design calculation of conical bearings Of liquid friction. Fundamental and Applied Problems of Technics and Technology. 2013;3(299):3-8.
3. Savin L.A., Korneev A.Yu. Theoretical substantiation of the radial-axial bearings parameters. Proceedings of Southwest State University. 2014;1(52):136-139.
4. Savin LA, Nguyen ThH, Kazakov YuN, Rodichev AYU. RF Patent No. 2821860. F16C 17/02; F16C 32/06; F16C 33/04. Hybrid bearing assembly with intelligent control. 2024 Jun 27.
5. Savin LA, Marakhin NA, Nguyen ThH, Kazakov YuN, Rodichev AYU. RF Patent No. 230870. F16C 17/00. Radial-axial fluid friction support. 2024 Jun 06.
6. Marakhin NA, Nguyen ThH, Liu I. Hybrid bearings of liquid friction. Fundamental and Applied Problems of Technics and Technology. 2023;6(362):35-42.
7. Nguyen ThH. The influence of structural parameters on the formation of hydrodynamic pressure fields in angular ball fluid film bearings. Fundamental and Applied Problems of Technics and Technology. 2024;5(367):44-51.
8. Nastepanin KK, Hang Yu, Li Sh, Savin LA. Evaluation of the effect of deformations of satellite axes of planetary gearboxes on the load capacity of sliding bearings. Izvestiya Tula State University. Technical Sciences. 2023;3:35-41.
9. Pawar SR, Phalle VM, Sawant PK. Influence of wear on the cross-coupled dynamic coefficients and threshold speed of conical hybrid fluid film bearing. Journal of The Institution of Engineers [Internet]. 2023;6(104): 1173–1180. Available from: <https://doi.org/10.1007/s40032-023-01000-4>.
10. Korneev AYU, Savin LA, Solomin OV. Tapered fluid film bearings: monograph. Moscow: Mashinostroenie-1; 2008.
11. Aston RL, O'Donoghue JP. Design of conical hydrostatic journal bearings. Machinery and Production Engineering. 1970;116 (2988):250-254.

Информация об авторах:

Нгуен Тхай Ха – магистр машиностроения, аспирант Орловского государственного университета имени И.С. Тургенева, тел. 8(991) 973-20-19.

Казakov Юрий Николаевич – магистр машиностроения, аспирант Орловского государственного университета имени И.С. Тургенева, тел. 8(920) 089-47-19.

Шутин Денис Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры мехатроники, меха-

Nguyen Thai Ha – Master of Mechanical Engineering, Postgraduate Student at Orel State University named after I.S. Turgenev, phone: 8(991) 973-20-19.

Kazakov Yuri Nikolaevich – Master of Mechanical Engineering, Postgraduate Student at Orel State University named after I.S. Turgenev, phone: 8(920) 089-47-19.

Shutin Denis Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Depart-

ники и робототехники Орловского государственного университета имени И.С. Тургенева, тел. 8(4862) 41-98-49.

Савин Леонид Алексеевич – доктор технических наук, профессор кафедры мехатроники, механики и робототехники Орловского государственного университета имени И.С. Тургенева, заслуженный деятель науки Российской Федерации, тел. 8(4862) 41-98-49.

ment of Mechatronics, Mechanics and Robotics at Orel State University named after I.S. Turgenev, phone: 8(4862) 41-98-49.

Savin Leonid Alekseevich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Mechatronics, Mechanics and Robotics at Orel State University named after I.S. Turgenev, Honored Scientist of the Russian Federation, phone: 8(4862) 41-98-49.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 09.07.2025; одобрена после рецензирования 16.07.2025; принята к публикации 28.08.2025. Рецензент – Шалыгин М.Г., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 09.07.2025; approved after review on 16.07.2025; accepted for publication on 28.08.2025. The reviewer is Shalygin M.G., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.