

В. Н. Поляков

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

**Аннотация.** Настоящая статья посвящена новой разработанной методике расчета основных параметров эксцентриситета радиального подшипника скольжения с учетом минимальной величины пленки жидкого смазочного материала, а также значению дополнительной угловой координаты, определяющей положение эксцентриситета вала относительно вектора нагрузки в рабочем зазоре рассматриваемой трибосистемы. Экспериментальные исследования, полностью подтверждающие итоги теоретических результатов, проводились на стандартной модернизированной машине трения модели ИИ-5018 типа «Амслер». На основе разработанной расчетной методики, проверенной на точность результатов в сравнении с итогами экспериментальных исследований, был получен новый, отличный от стандартного, алгоритм уточненного расчета параметров подшипника скольжения, работающего в гидродинамическом режиме смазывания.

**Ключевые слова:** подшипник скольжения, машина трения, жидкостное трение, эксцентриситет, угловая координата эксцентриситета, толщина смазочного слоя.

**Для цитирования:** Поляков, В. Н. Методика определения параметров эксцентриситета гидродинамического подшипника скольжения / В. Н. Поляков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 4. – С. 34–40. – DOI 10.46973/0201-727X\_2024\_4\_34.

Во всех современных машинах широко применяются подшипники скольжения, работающие в гидродинамическом режиме смазывания. Однако даже стандартизированные методики инженерного расчета подшипников при их проектировании выполняются со значительным числом упрощающих допущений [1]. Сокращение объема этих упрощений в инженерных расчетах представляется актуальным и перспективным.

Одним из путей повышения точности проектирования, а значит, и эффективности работы подшипников является представленная в настоящей работе уточненная методика расчета. Она базируется на материально-агрегатной модели рассматриваемого подшипника скольжения. Это связано с возможностью определения на стандартной, но модернизированной машине трения ИИ-5018 таких основных эксплуатационных параметров подшипника, как: толщина пленки жидкого смазочного материала, относительная величина и угловая координата эксцентриситета [2]. Экспериментальное определение этих параметров позволяет оценить точность их теоретических расчетов. При этом учитывается максимальное давление в слое жидкого смазочного материала, его вязкостно-скоростные характеристики, а также несущая способность [3–5].

Задачей выполнения теоретических исследований является определение положения вала в опорном кольце радиального подшипника скольжения, работающего в гидродинамическом режиме смазывания. Это положение характеризуется двумя параметрами: величиной эксцентриситета и его угловой координатой. Рабочая схема расчетов (рис. 1) базируется на модели подшипника «вал – колодка», реализуемой на модернизированной машине трения [6].

Одним из основных параметров гидродинамического подшипника, обеспечивающего его работоспособность, является минимальная толщина пленки смазочного материала [1, 2], определение которой зависит от параметров эксцентриситета [3, 7]:

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

где  $e = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}$  – абсолютная величина эксцентриситета;

$\psi$  – относительный зазор;

$\varepsilon$  – относительный эксцентриситет;

$\Delta$  – диаметральный зазор;

$r$  – радиус вала.

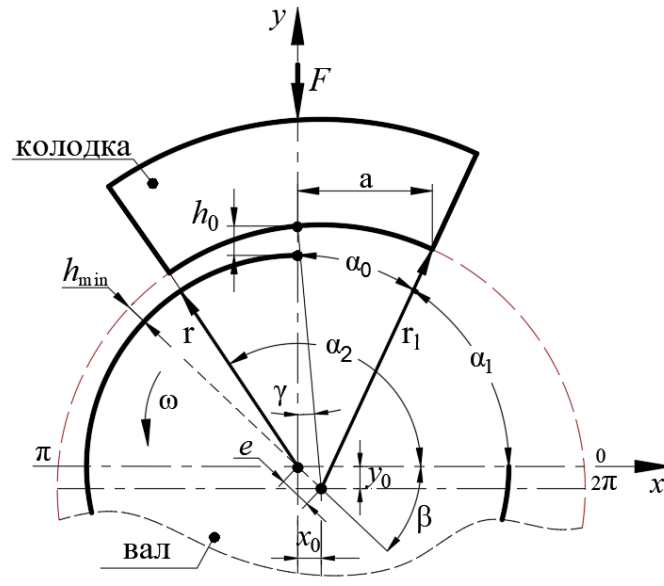


Рис. 1. Схема расчетной модели радиального подшипника

На схеме обозначено:  $F$  – нагрузка;  $\omega$  – скорость вращения вала;  $r$ ,  $r_1$  – радиусы вала и колодки;  $e$  – величина эксцентриситета;  $h_0$ ,  $h_{\min}$  – средняя и минимальная толщина смазочной пленки;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – начальная и конечная угловые координаты дуги контакта;  $\alpha_0$  – половина дуги контакта;  $a$  – длина контакта;  $\beta$  – угловая координата эксцентриситета;  $\gamma$  – угловая координата равнодействующей гидродинамического давления.

В соответствии с рисунком расчетной модели 1 параметры смещения центра втулки по координатным осям  $x$  и  $y$  имеют вид:

$$x_0 = r \sin \gamma; \quad (2)$$

$$y_0 = r + h_0 - r_1 \cos \gamma. \quad (3)$$

Исследования [4] позволили установить, что эксцентриситет зависит от соотношения угловой координаты  $\beta$  и угловой координаты  $\gamma$  смещения силы положения гидродинамического давления, определяемая через коэффициент трения  $\arctg(f)$ , которая является равнодействующей.

Запишем уравнение угловой координаты  $\beta$ :

$$\beta = \arctg\left(\frac{y_0}{x_0}\right) = \arcsin\left(\frac{y_0}{e}\right) = \frac{\pi}{2} - \arctg(f), \text{ рад.} \quad (4)$$

Угловую координату смещения нагружающей силы  $\gamma$  определим, используя стандартную программу символьных и числовых вычислений MAPLE. С помощью функции *fsolve* найдем численное решение угловой координаты  $\gamma$  в следующем виде:

$$\gamma = \text{fsolv}\left(\frac{y_0}{x_0} = \text{tg}(\beta), \gamma\right), \text{ рад.} \quad (5)$$

Выражение (5) может быть представлено и в следующей форме, где  $\gamma$  также определяется численно в виде:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{-h_0 \cdot r \cdot \text{tg}(\beta) - r^2 \cdot \text{tg}(\beta) + \sqrt{\text{tg}(\beta)^2 \cdot r^2 \cdot r_1^2 - 2h_0 \cdot r \cdot r_1^2 - r^2 \cdot r_1^2 + r_1^4}}{r^2 \cdot \text{tg}(\beta)^2 + r_1^2}\right), \text{ рад.} \quad (6)$$

Разработанная методика расчетов выполняется при соблюдении диапазона условий (7), которые используются также при расчетах по стандартной методике и при заключительных контрольных экспериментах:

$$0 < h_0 < \frac{\Delta}{2}; h_{\min} > 0; 0 \leq \varepsilon \leq 1; 0^\circ < \beta \leq 90^\circ. \quad (7)$$

Проведенный комплекс теоретических исследований позволяет рассмотреть структурную схему модели радиального подшипника скольжения «вал – колодка» с применением полученных формул (1)–(6) при строгом выполнении условий (7).

Известно, что для модели подшипника скольжения с круговым профилем опорной поверхности втулки форма зазора определяется уравнением:

$$h(\alpha) = r_1 - \sqrt{r^2 + e^2 - 2r \cdot e \cdot \cos(\alpha(l))}, \quad (8)$$

где  $\alpha(l) = -|\beta| - \frac{l}{r}$  – функция угла, а  $l = \alpha \cdot r$  – длина дуги, соответствующая углу  $\alpha$  (рис. 1).

Тогда:

$$\alpha_{h_{\min}} = (\pi - |\beta|), \quad (9)$$

а длина дуги положения минимальной толщины слоя смазки:

$$l_{h_{\min}} = \alpha_{h_{\min}} \cdot r. \quad (10)$$

Подставляя (9, 10) в (8), находим значение минимальной толщины смазочного слоя.

Для определения контактных давлений и несущей способности смазочного материала воспользуемся уравнением Рейнольдса. С учетом  $v = \omega \cdot r$  уравнение может быть представлено в виде:

$$\frac{dp(l)}{dl} = 6\mu_0 \cdot \omega \cdot r \cdot \sin\left(\frac{l}{r}\right) \cdot \frac{h(l) - h_{\min}}{h(l)^3}. \quad (11)$$

Для сравнения предлагаемой теоретической методики с имеющейся стандартизированной [1] выполнен расчет радиального подшипника со следующими параметрами:  $F = 2000$  Н – радиальная нагрузка;  $\omega = 240$  об/мин – скорость вращения вала;  $r = 0,02$  м – радиус вала;  $a = 0,01$  м – длина половины контакта;  $s = 0,01$  м – ширина контакта;  $\mu(60) = 0,0134$  Па·с – динамическая вязкость масла Тп-22С при температуре 60 °С;  $f = 0,0329$  – коэффициент трения. Полученные результаты теоретических исследований сведены в табл. 1.

Таблица 1

Сравнение результатов методик теоретических исследований

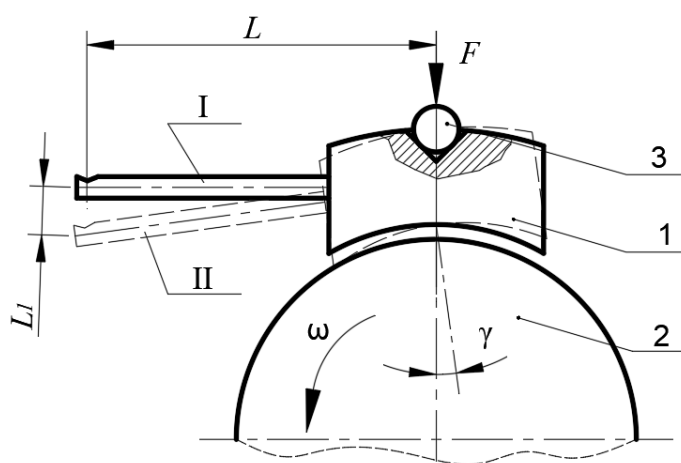
Зазор $\Delta$ , мкм	Стандартная методика			Предлагаемая методика			Расхождение, %		
	$\varepsilon$	$\beta$ , град	$h_{\min}$ , мкм	$\varepsilon$	$\beta$ , град.	$h_{\min}$ , мкм	$\varepsilon$	$\beta$ ,	$h_{\min}$ ,
128	0,969	78,5	1,93	0,956	88,12	2,76	1,36	10,9	30
64	0,928	82,3	2,28	0,908	88,11	2,92	2,32	6,6	21,9
32	0,835	66,3	2,63	0,826	88,11	2,78	1,07	24,7	5,4

Сравнительный анализ полученных результатов по расчету угловой координаты положения эксцентриситета показал, что использование разработанной методики расчета, уточненной вводом дополнительного параметра  $\gamma$ , значительно отличается от данных, полученных по стандартизированной методике. Если расхождения относительного эксцентриситета не превышают 2,32 %, то величина минимальной толщины смазочной пленки достигает 30 %. Последнее обстоятельство не может не сказаться на основных эксплуатационных параметрах трибосистемы.

Кроме того, при равном контактном давлении и одинаковом изменении зазора трибосопряжения расчет минимальной толщины смазочной пленки по стандартной методике дает разность в 36 %, для тех же условий предлагаемая методика дает разность в 7 %. При этом уменьшение зазора в стандартной методике увеличивает минимальную толщину слоя смазочного материала, что не соответствует реальному состоянию контакта.

Для выполнения окончательной сравнительной оценки преимуществ предлагаемой методики полученные результаты расчета сравнивались с результатами экспериментальных исследований при соблюдении всех условий, учтенных при выполнении расчета.

Для экспериментальной верификации выполненных теоретических расчетов использовалась модернизированная современная испытательная машина трения типа «Амслер» модели ИИ-5018 [6, 8, 9]. Дополнительная модернизация машины включала шаровую опору частичного вкладыша (колодки) и установку специальной измерительной системы, представленной схемой на рис. 2. Она позволяет определять изменение пространственного положения II колодки I относительно статического горизонтального I. Кроме того, модернизация позволяет измерять величину угла гидродинамического клина в работающем подшипнике скольжения в процессе его жидкостного режима смазывания.



**Рис. 2. Схема измерения положения угла  $\gamma$  при трибологических исследованиях:**

- I* – колодка; *2* – вал; *3* – шаровая опора; *F* – нагрузка;  $\omega$  – угловая скорость вала;  
 $\gamma$  – угловая координата равнодействующего положения гидродинамического давления в контакте;  
 $L, L_1$  – размерные параметры горизонтальной оси в статике и динамике;  
 I – ось в горизонтальном положении; II – ось в рабочем положении

В связи с одновременным действием нагружающего усилия  $F$ , передаваемого через металлический шарик 3, и момента трения с угловой скоростью вала 2 изменяется начальный угол на входе гидродинамического клина и образуется эксцентриситет. Под действием гидродинамического давления в контакте в пределах посадочного зазора колодка *I* занимает равновесное положение, которое измеряется угловой координатой  $\gamma$ . Полученные результаты исследований представлены в табл. 2.

Таблица 2

**Результаты экспериментальных исследований**

Входные параметры			Выходные параметры			
$\omega$ , об/мин;	$\Delta$ , мкм;	$P$ , МПа	$f$	$h_{\min}$ , мкм	$T$ , °С	$\gamma$ , $10^{-2}$ град.
240	128	0,59	0,019	5,13	28	0,32
		1,18	0,029	3,93	35	0,49
		2,35	0,036	2,76	76	0,63
		4,06	0,049	1,7	85	0,87

На основе данных экспериментальных исследований (табл. 2), полученных на модели подшипника скольжения «вал – колодка», выполнен расчет параметров эксцентриситета и толщины слоя смазочного материала по различным методикам. Результаты исследований представлены в табл. 3.

Таблица 3

## Показатели эффективности методики расчетов

I		II		III		IV	
Эксперимент		Расчеты по Рейнольдсу		Расчеты по новой методике		Расчеты по ГОСТ [11]	
$\varepsilon$	$h_{\min}$ , МКМ	$\varepsilon$	$h_{\min}$ , МКМ	$\varepsilon$	$h_{\min}$ , МКМ	$\varepsilon$	$h_{\min}$ , МКМ
0,919	5,13	0,773	14,49	0,862	8,83	0,759	15,39
0,938	3,93	0,853	9,38	0,905	6,02	0,844	9,92
0,956	2,76	0,951	3,16	0,959	2,58	0,963	2,34
0,973	1,7	0,969	1,92	0,972	1,79	0,987	1,49
Погрешность при сравнении, %		I – II		I – III		I – IV	
		15,9	64,6	6,2	41,9	17,4	66,7
		9,1	58,1	3,5	34,9	10,0	60,4
		0,5	12,6	0,3	6,8	0,7	15,2
Среднее значение		6,46	36,7	2,53	22,1	7,36	38,5

Анализ табличных данных позволяет установить следующее:

1 Предлагаемая методика даёт возможность значительно уточнить расчетные величины угловой координаты  $\beta$  эксцентриситета и толщины слоя смазочного материала в контакте, с использованием дополнительной координаты  $\gamma$  на основе коэффициента трения.

2 Толщина масляной пленки, рассчитанная по предлагаемой методике, наиболее близко соответствует экспериментальным результатам во всем исследованном диапазоне параметров. Наиболее эффективное ее применение имеет место в диапазоне нагрузок свыше 2,35 МПа, что показано на рис. 3 для толщины масляной пленки.

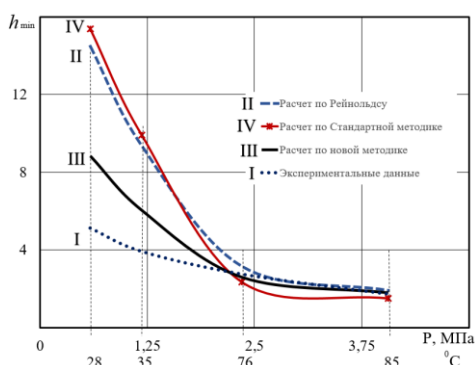


Рис. 3. График эффективности методики расчетов

3 Значительное снижение отличия минимальной толщины смазочного слоя при расчете по новой методике в сравнении с другими методами может быть объяснено табулированием исходных величин в ГОСТе и отличием исследованной модели от реального подшипника скольжения в любом агрегате. Уточнение величины относительного эксцентриситета в предлагаемой методике определяется введением в расчеты дополнительной угловой координаты  $\gamma$ .

### Выводы

Таким образом, в результате теоретических исследований методик гидродинамического расчета подшипника скольжения и их экспериментальной проверки на основе агрегатно-материальной модели, выполненной на базе модернизированной машины трения ИИ-5018, разработана эффективная методика уточненных проектировочных инженерных расчетов.

Представляется актуальным продолжение этих исследований на реальных подшипниках в расширенном диапазоне эксплуатационных режимов.

## Список литературы

- 1 **ГОСТ ИСО 7902-2-2001.** Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Ч. 1–3. Дата введения 01.07.2002. — URL : <https://meganorm.ru/Data2/1/4294815/4294815829> (дата обращения: 17.11.2024).
- 2 Современная трибология: Итоги и перспективы / Э. Д. Браун, И. А. Буяновский, Н. А. Воронин [и др.] ; под редакцией К. В. Фролова. — Москва : Издательство ЛКИ, 2008. — 480 с. — ISBN 978-5-382-00518-8.
- 3 Основы трибологии (трение, износ, смазка) : учебник для технических вузов / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше [и др.] ; под общей редакцией ред. А. В. Чичинадзе. — Москва : Машиностроение, 2001. — 664 с. — ISBN 5-217-03053-4.
- 4 Справочник по триботехнике. В 3 т. Т. 1 / под общей редакцией М. Хебды, А. В. Чичинадзе // Теоретические основы. — Москва : Машиностроение, 1989. — 400 с.
- 5 Расчетная модель радиального подшипника с нестандартным опорным профилем / В. Н. Багрова, В. В. Василенко, В. И. Киришчиева, М. А. Мукутадзе // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. — 2021. — № 2. — С. 17–24. — DOI 10.46973/0201-727X\_2021\_2\_17.
- 6 **Елманов, И. М.** Особенности градуировки машин трения типа «Амслер» / И. М. Елманов, Г. В. Даровской. — Ростов-на-Дону : РГУПС, 2010. — 155 с. — ISBN 978-5-88814-293-6.
- 7 **Поляков, В. Н.** Параметры эксцентриситета гидродинамического подшипника скольжения / В. Н. Поляков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. — 2024. — № 2. — С. 188–193. — DOI 10.46973/0201727X\_2024\_2\_188.
- 8 **Даровской, Г. В.** Методика измерения толщины смазочной пленки емкостным методом на машинах трения типа «Амслер» / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков, А. Н. Опацких // Трибология — машиностроению : труды XIII Международной научно-технической конференции. — 2020. — С. 100–104. — ISBN 978-5-904282-10-3.
- 9 **Кохановский, В. А.** Опорный профиль трибосистем скольжения / В. А. Кохановский, В. Н. Поляков // Вестник машиностроения. — 2021. — № 3. — С. 53–56. — DOI 10.36652/0042-4633-2021-3-53-56.

## References

- 1 **GOST ISO 7902-2-2001.** Hydrodynamic journal plain bearings operating in steady-state mode. Circular cylindrical bearings. P. 1–3. Date of introduction 01.07.2002. — URL : <https://meganorm.ru/Data2/1/4294815/4294815829> (date of access: 11/17/2024).
- 2 Modern tribology : Results and prospects / E. D. Brown, I. A. Buyanovsky, N. A. Voronin [et al.] ; edited by K. V. Frolov. — Moscow : LKI Publishing House, 2008. — 480 p. — ISBN: 978-5-382-00518-8.
- 3 Fundamentals of tribology (friction, wear, lubrication) : textbook for technical universities / A. V. Chichinadze, E. D. Braun, N. A. Bushe [et al.] ; edited by A. V. Chichinadze. — Moscow : Mashinostroenie, 2001. — 664 p. — ISBN 5-217-03053-4.
- 4 Handbook of tribological engineering. In 3 volumes. Vol. 1 / edited by M. Hebda, A. V. Chichinadze // Theoretical basis. — Moscow : Mechanical Engineering, 1989. — 400 p.
- 5 Calculation model of a radial bearing with a non-standard support profile / V. N. Bagrova, V. V. Vasilenko, V. I. Kirishchieva, M. A. Mukutadze // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. — 2021. — No. 2. — P. 17–24. — DOI 10.46973/0201-727X\_2021\_2\_17.
- 6 **Elmanov, I. M.** Features of the calibration of friction machines of the "Amsler" type / I. M. Elmanov, G. V. Darovskoy. — Rostov-on-Don : RGUPS, 2010. — 155 p. — ISBN 978-5-88814-293-6.
- 7 **Polyakov, V. N.** Eccentricity parameters of a hydrodynamic plain bearing / V. N. Polyakov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. — 2024. — No. 2. — P. 188–193. — DOI 10.46973/0201-727X\_2024\_2\_180.
- 8 **Darovskoy, G. V.** Procedures for measuring the thickness of a lubricating film using the capacitive method on Amsler-type friction machines / G. V. Darovskoy, V. N. Polyakov, A. N. Opatskikh // Tribology — mechanical engineering: proceedings of the XIII International Scientific and Technical Conference. — 2020. — P. 100–104. — ISBN 978-5-904282-10-3.
- 9 **Kokhanovsky, V. A.** Supporting profile of sliding tribosystems / V. A. Kokhanovsky, V. N. Polyakov // Bulletin of Mechanical Engineering. — 2021. — No. 3. — P. 53–56. — DOI 10.36652/0042-4633-2021-3-53-56.

*V. N. Polyakov*

## METHODOLOGY FOR DETERMINING THE PARAMETERS OF ECCENTRICITY OF A HYDRODYNAMIC PLAIN BEARING

**Abstract.** This article is devoted to a newly developed method for calculating the main parameters of the eccentricity of a journal plain bearing taking into account the minimum film size of the liquid lubricant, as well as the value of the additional angular coordinate that determines the position of the shaft eccentricity relative to the load vector in the working gap of the tribosystem under consideration. Experimental studies that fully confirm the results of the theoretical results were carried out on a standard modernized friction machine model II5018 of the “Amsler” type. Based on the developed calculation method, checked for the accuracy of the results in comparison with the results of the experimental studies, a new algorithm, different from the standard one, was obtained for the refined calculation of the parameters of a plain bearing operating in the hydrodynamic lubrication mode.

**Keywords:** plain bearing, friction machine, fluid friction, eccentricity, angular coordinate of eccentricity, thickness of lubricant layer.

**For citation:** Polyakov, V. N. Methodology for determining the parameters of eccentricity of a hydrodynamic plain bearing / V. N. Polyakov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2024. – No. 4. – P. 34–40. – DOI 10.46973/0201–727X\_2024\_4\_34.

### Сведения об авторах

**Поляков Владимир Николаевич**

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС),  
строительный факультет,  
инженер,  
e-mail : vovapolyakov@mail.ru

### Information about the authors

**Polyakov Vladimir Nikolaevich**

Rostov State Transport University (RSTU),  
Construction Department,  
Engineer,  
e-mail : vovapolyakov@mail.ru