

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗМЕРА ЗАЗОРА
В ГИДРОСТАТИЧЕСКОМ ПОДШИПНИКЕ
НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАЗОРА,
ОПТИМАЛЬНОГО С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ**

И.Н. Миронов

mironov.il@yandex.ru

SPIN-код: 5386-8117

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Проведено исследование влияния размера зазора в гидростатическом подшипнике на суммарные механические потери, а также его влияния на отношение потерь на трение к потерям на утечки. Определен оптимальный размер зазора в гидростатическом подшипнике с точки зрения потерь мощности, для решения задачи использован метод численного гидродинамического моделирования. Описана используемая математическая модель жидкости. Приведены результаты симуляции течения жидкости для 11 вариантов конструкции подшипника, показано распределение поля давления на поверхности ротора подшипника для оптимального варианта, а также график перемещения ротора подшипника в плоскости, перпендикулярной оси вращения.

Ключевые слова

Гидростатический подшипник, гидродинамический расчет, толщина смазочного слоя, скорость вращения, расчетная сетка, смещение ротора, критерий работоспособности, расход смазки, несущая способность

Поступила в редакцию 22.05.2018

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Введение. Гидростатические подшипники обладают определенными эксплуатационными преимуществами по сравнению с другими типами подшипников. Самым важным их преимуществом является высокая несущая способность и малое трение в широком диапазоне скоростей, включая нулевую, поэтому подшипники данного типа получили широкое распространение в промышленности. В связи с этим существует множество публикаций, посвященных данной теме. В работах [1–3] дан практически полный обзор различных конструкций гидростатических подшипников, а также даны методики расчета их параметров, в работах [4, 5] проиллюстрировано применение данного типа подшипников в космической промышленности, а в работе [6] — в станкостроении.

Опыт показывает, что гидростатический подшипник, изготовленный для какой-либо конкретной машины, в большинстве случаев не может быть использован в другой машине. Множество факторов, таких как огромное разнообразие конструкций гидростатических подшипников, различная скорость вращения вала, переменные режимы работы, различное качество изготовления деталей, свойства конкретных рабочих жидкостей, делает практически невозможным

точный аналитический расчет параметров подшипника. Кроме того, в XXI веке уже недостаточно просто обеспечить работоспособность конструкции, сейчас огромное внимание уделяется таким показателям, как КПД и общее потребление энергии. Решить данную задачу, используя эмпирические методики расчетов без изготовления опытных образцов весьма затруднительно. Очевидный метод решения данного вопроса — использование CFD-методов.

Основным критерием работоспособности гидростатического подшипника является толщина смазочного слоя. Определение минимальной толщины смазочной пленки (для максимальной нагрузки) по существу основывается на отыскании компромиссного решения. С одной стороны, толщина пленки должна быть минимальной, чтобы по возможности уменьшить расход смазки, а с другой — достаточной для предотвращения соприкосновения частей подшипника. Также необходимо учитывать фактор более сильного нагрева жидкости, обусловленный трением в щелях меньшего размера, что ведет к уменьшению вязкости жидкости и, как следствие, к уменьшению зазора в подшипнике.

В данной работе методом численного гидродинамического моделирования приведено сравнение 11 вариантов конструкции подшипника, используемого в вибропогружателе свай. Отличительной особенностью данной конструкции является то, что карманы, к которым подводится давление питания, располагаются на роторе подшипника, а не на статоре (рис. 1).

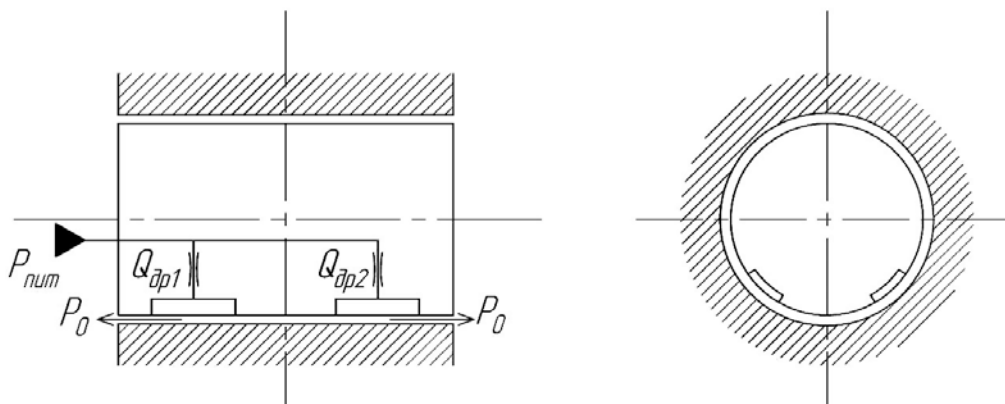


Рис. 1. Конструктивная схема подшипника

Математическая модель. В качестве основы используются модели, разработанные для расчета гидростатического уплотнения, описанные в работах [7, 8], уравнения гидродинамики, используемые в данной модели, описаны в работе [9].

При составлении математической модели были приняты следующие допущения:

- 1) смазочное вещество рассматривается как сплошная среда;
- 2) динамический коэффициент вязкости считается постоянным;
- 3) режим течения жидкости в смазочном слое ламинарный;
- 4) тепловой режим в зазоре считается изотермическим.

Основной математической модели течения вязкой жидкости в щели гидростатического подшипника являются фундаментальные уравнения механики жидкости, которые для краткости можно записать, используя числовую индексацию декартовых координат x_1, x_2, x_3 и проекций V_1, V_2, V_3 вектора скорости жидкости.

Уравнение неразрывности несжимаемой жидкости:

$$\frac{\partial V_i}{\partial x_i} = 0. \quad (1)$$

Уравнение Навье — Стокса:

$$\rho \frac{\partial V_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho V_i V_j - \sigma_{ij}) = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i}, \quad (2)$$

где $\sigma_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial V_k}{\partial x_k}$ — компонента тензора напряжений для элемента жид-

кости; $s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right)$, $i(j, k) = 1, 2, 3$; ρ — плотность жидкости; t — время;

p — давление жидкости; F_i — проекция вектора массовых сил; μ — динамическая вязкость; δ_{ij} — функция Кронекера, $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$ и $\delta_{ij} = 1$ при $i = j$.

Если проекции массовых сил F_i считать предварительно заданными, то остаются неизвестными величины: V_i и p . Для их вычисления имеется система из четырех дифференциальных уравнений (1) и (2), которая при наличии граничных условий полностью определяет процессы, происходящие в щели подшипника. Граничными условиями являются значения давления на входе и выходе подшипника. Задача решается с учетом симметричности геометрии подшипника, следовательно, в плоскости сечения подшипника задаются граничные условия симметрии потока. На остальные поверхности наложены граничные условия, соответствующие условию прилипания жидкости к стенкам, т. е. скорость жидкости на стенках приравнивается к нулю.

Систему этих уравнений решают методом контрольного объема. Решение этих уравнений описывает распределение давления и скоростей по трем направлениям декартовой системы координат для расчетной области течения жидкости в подшипнике. По рассчитанным полям давлений и скоростей определяют следующие характеристики гидростатической опоры: расход жидкости через опору, момент сопротивления вращению ротора подшипника (механические потери на трение).

Для учета концентричности щели применяют функцию DFBI Morphet. В данной модели ее используют для расчета перемещения ротора подшипника под воздействием приложенных к нему сил, после чего перестраивают расчетную сетку. Данную функцию широко применяют для расчета подвижных эле-

ментов без использования накладывающихся сеток и интерфейсов между двумя сопряженными сетками, как описано, например, в работе [10].

Частоту вращения ротора подшипника принимают равной 2000 об/мин, радиальная нагрузка составляет $5 \cdot 10^5$ Н.

Расчетная сетка для гидродинамического моделирования показана на рис. 2.



Рис. 2. Расчетная сетка:

a — 3D-модель; *б* — сечение

Анализ полученных результатов. Результаты моделирования 11 вариантов конструкции подшипника представлены в таблице. Также построен график (рис. 3), наглядно иллюстрирующий изменение механических потерь в зависимости от размера зазора.

Результаты моделирования

№ п/п	Величина зазора, мм	Момент на валу, Н · м	Расход утечек, кг/с	Потери мощности на трение, Вт	Потери мощности на утечки, Вт	Суммарная потеря мощности, Вт
1	0,05	42,16	0,188	8 830	4 700	13 530
2	0,07	30,89	0,25	6 470	6 250	12 720
3	0,09	23,61	0,256	4 945	6 400	11 340
4	0,11	16,9	0,264	3 540	6 600	10 140
5	0,13	16,9	0,264	3 540	6 600	10 140
6	0,15	15,3	0,268	3 204	6 700	9 904
7	0,17	14,7	0,269	3 079	6 725	9 804
8	0,19	14,4	0,273	3 016	6 825	9 841
9	0,21	14,6	0,262	3 058	6 550	9 608
10	0,23	14,9	0,263	3 121	6 575	9 696
11	0,25	15,1	0,263	3 163	6 575	9 738

Из представленных данных следует, что при малых значениях зазора потери мощности на трение превышают потери мощности на утечки, при увеличении зазора потери на трение уменьшаются, а потери на утечки растут. Данная зависимость подтверждается множеством экспериментов и опытом эксплуатации

гидростатических подшипников. Также данный расчет подтвердил появление эффекта гидродинамического клина при больших скоростях вращения ротора подшипника. Как видно на рис. 4, пятно максимального давления смещено в сторону вращения подшипника. График перемещения ротора подшипника в плоскости, перпендикулярной оси вращения (рис. 5), показывает, что ротор смещается не только в направлении приложения нагружающей силы (вдоль оси Oy) но и в перпендикулярном (вдоль оси Ox).

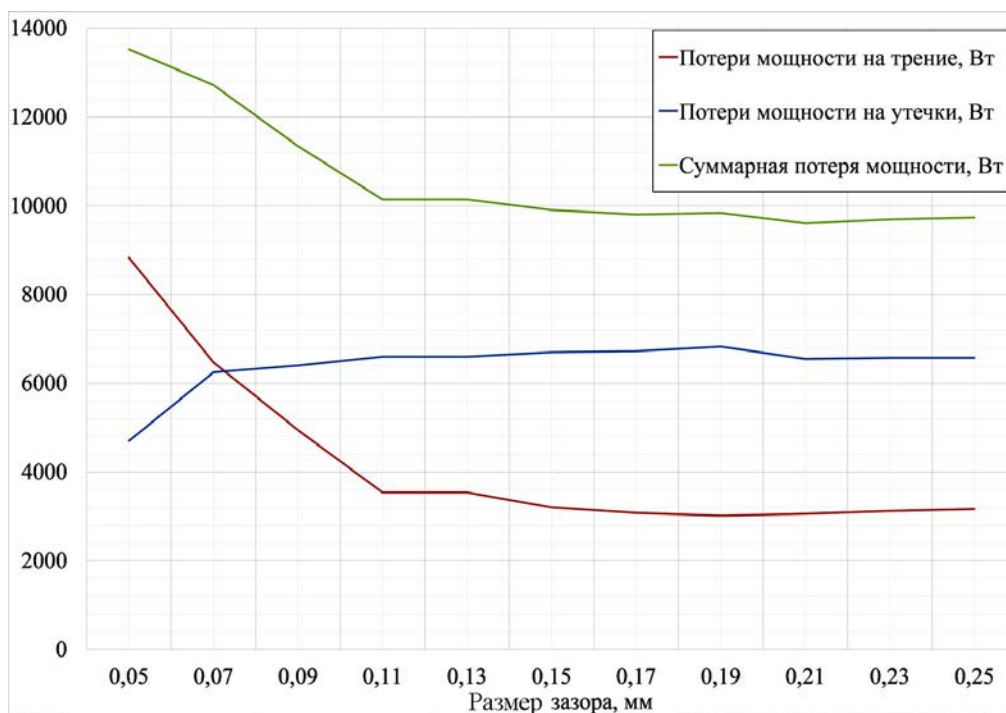


Рис. 3. Зависимость механических потерь от размера зазора

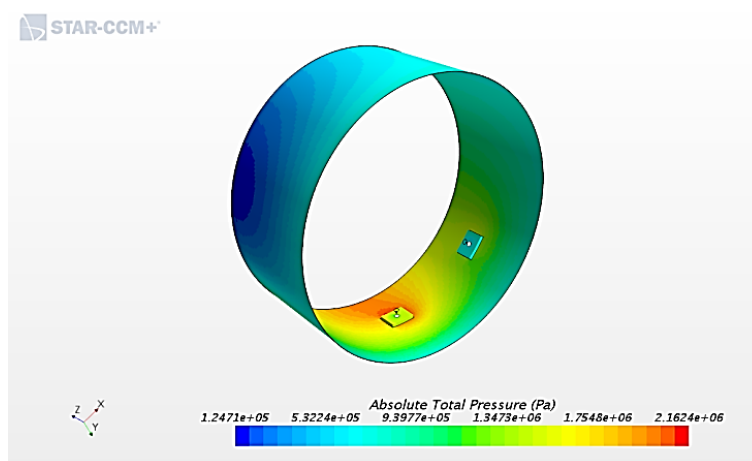


Рис. 4. Распределение давления на поверхности ротора

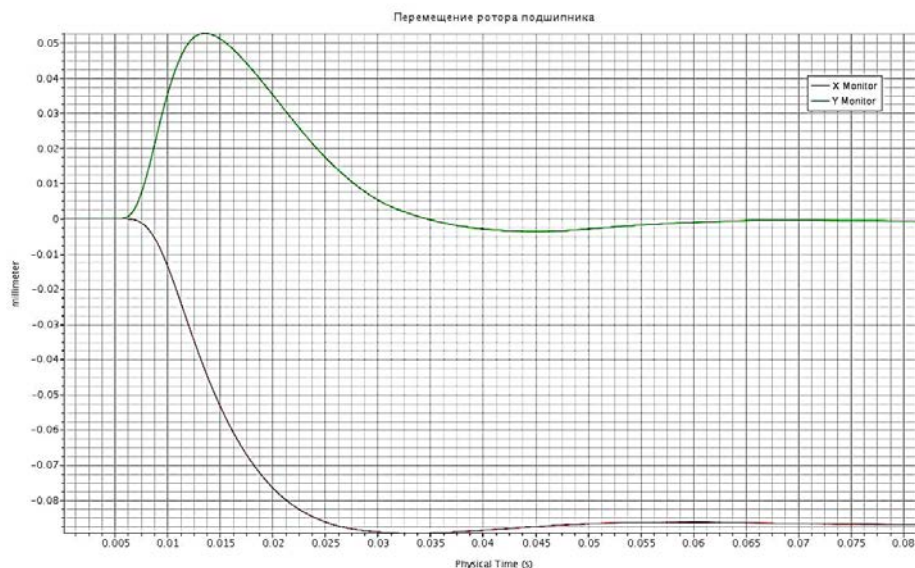


Рис. 5. Перемещение ротора подшипника

Заклучение. Соотношение потерь на трение и потерь на утечки явно зависит от размера зазора. При меньших зазорах преобладают потери на трение, при больших — потери на утечки. По результатам гидродинамического моделирования выяснено, что для данной конструкции на данном режиме работы оптимальным с точки зрения потерь мощности является зазор размером 0,21 мм.

Литература

- [1] Rowe W.B. Hydrostatic, aerostatic, and hybrid bearing design. Butterworth-Heinemann, 2012, 352 p.
- [2] Риппел Г. Проектирование гидростатических подшипников. Москва, Машиностроение, 1967, 133 с.
- [3] Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения. Москва, Машиностроение, 1983, 232 с.
- [4] Захарова Е.В., Протопопов А.А. Динамика малых колебаний низкоинерционного ротора малорасходного центробежного насоса с гидростатическими подшипниками. Политехнический молодежный журнал, 2017, № 5(10). URL: <http://ptsj.ru/catalog/pmc/hydr/95.html>.
- [5] Боровин Г.К., Петров А.И., Протопопов А.А., Исаев Н.Ю. Динамика роторов малорасходных центробежных насосов с гидростатическими подшипниками и приводом от электродвигателей постоянного тока. Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша, 2016, № 142, 24 с.
- [6] Александров Я.В. Анализ области применения шпиндельных узлов с гидростатическими опорами. Политехнический молодежный журнал, 2017, № 6(11). URL: <http://ptsj.ru/catalog/menms/machsci/103.html>.
- [7] Попов Д.Н., Чвялев Д.С. Численное исследование течения вязкой жидкости в гидростатической опоре штока. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение, 2006, № 3, с. 15–23.

- [8] Ситников С.Л. Разработка и исследование самонастраивающегося гидропривода для моделирования динамических воздействий на конструкции и грунтовые основания. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, 1989, 616 с.
- [9] Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Москва, Дрофа, 2003, 840 с.
- [10] Залогин О.В., Носков А.С., Череватов А.Г. Использование динамических перестраиваемых расчетных сеток для численного моделирования нестационарных гидромеханических процессов в проточных частях аппаратов объемного гидропривода. Гидравлика, 2017, № 4. URL: <http://hydrojournal.ru/images/JOURNAL/NUMBER4/ZNCh.pdf>.

Мионов Илья Николаевич — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашинны и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**EXAMINING THE INFLUENCE OF THE GAP DIMENSION
IN THE HYDROSTATIC BEARING ON THE MECHANICAL LOSSES.
ESTIMATING THE GAP OPTIMAL IN TERMS OF POWER LOSSES**

I.N. Mironov

mironov.il@yandex.ru

SPIN-code: 5386-8117

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The article investigates the influence of the gap dimension in the hydrostatic bearing on the total mechanical losses as well as on the ratio between the friction and leakage losses. The authors estimate the optimal gap dimension in the hydrostatic bearing in terms of power losses using a computational hydrodynamic simulation method to solve this problem. We describe the applied mathematical fluid model. The work provides the results of simulating the liquid flow for 11 variations of the bearing design, shows the pressure field distribution on the bearing rotor surface for the optimal variation as well as the graphical chart of the bearing rotor's in-plane displacement perpendicular to the axis of rotation.

Keywords

Hydrostatic bearing, hydrodynamic computation, lubricant film thickness, rotation rate, computational grid, rotor's displacement, performance criterion, lubricant consumption, load-carrying capacity

Received 22.05.2018

© Bauman Moscow State Technical University, 2018

References

- [1] Rowe W.B. Hydrostatic, aerostatic, and hybrid bearing design. Butterworth-Heinemann, 2012, 352 p.
- [2] Rippel H.C. Cast bronze hydrostatic bearing design manual. Cast Bronze Bearing Institute, 1966, 75 p. (Russ. ed.: Proektirovanie gidrostaticheskikh podshipnikov. Moscow, Mashinostroenie publ., 1967, 133 p.)
- [3] Voskresenskiy V.A., D'yakov V.I., Zile A.Z. Raschet i proektirovanie opor zhidkostnogo treniya [Calculation and design of fluid friction bearing]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1983, 232 p.
- [4] Zakharova E.V., Protopopov A.A. Dynamics of small oscillations in a low-inertia rotor of a low-discharge centrifugal pump with hydrostatic bearings. *Politekhnicheskii molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2017, no. 5(10). Available at: <http://ptsj.ru/catalog/pmc/hydr/95.html>.
- [5] Borovin G.K., Petrov A.I., Protopopov A.A., Isaev N.Yu. The dynamics of the rotor of the low mass centrifugal pumps with the hydrostatic bearings and the driven by the DC motors. *Preprinty IPM im. M.V. Keldysha* [Keldysh Institute PREPRINTS], 2016, no. 142, 24 p. Available at: http://www.keldysh.ru/papers/2016/prep2016_142.pdf.
- [6] Aleksandrov Ya.V. Analysing possible uses of spindle units with hydrostatic bearings. *Politekhnicheskii molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2017, no. 6(11). Available at: <http://ptsj.ru/catalog/menms/machsci/103.html>.
- [7] Popov D.N., Chvyalev D.S. Numerical study of viscous liquid flow in hydrostatic support of rod. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering], 2006, no. 3, p. 15–23.

- [8] Sitnikov S.L. Razrabotka i issledovanie samonastraivayushchegosya gidroprivoda dlya modelirovaniya dinamicheskikh vozdeystviy na konstruktsii i gruntovye osnovaniya. Diss. kand. tekhn. nauk [Development and research on self-adjusting hydraulic drive. Kand. tech. sci. diss]. Moscow, 1989, 616 p.
- [9] Loytsyanskiy L.G. Mekhanika zhidkosti i gaza [Fluid mechanics]. Moscow, Drofa publ., 2003, 840 p.
- [10] Zalogin O.V., Noskov A.S., Cherevatov A.G. The use of dynamic mesh for numerical simulation of unsteady hydromechanical processes in flowing parts of hydraulic drive components. *Gidravlika*, 2017, no. 4. Available at:
<http://hydrojournal.ru/images/JOURNAL/NUMBER4/ZNCh.pdf>.

Mironov I.N. — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.