

ного материала «Q» и потери мощности на трение «N». В основе определения этих характеристик лежит функция распределения давления по поверхности подшипника. Для определения функции распределения давления по рабочей поверхности подшипника необходимо решить совместно уравнения баланса расходов и уравнение Рейнольдса.

Баланс расходов записывается из условия равенства расходов через входное компенсирующее устройство и расходов по контуру *i*-й камеры (рис. 2).

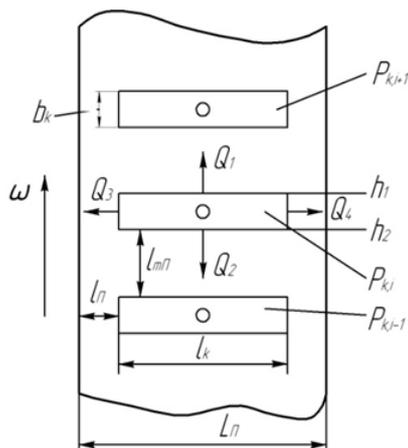


Рис. 2. К записи баланса расходов

Уравнение баланса расходов для *i*-й камеры имеет вид:

$$Q_i = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (1)$$

где Q_i – расход через входное компенсирующее устройство. Для жиклеров он записывается в следующем виде:

$$Q_i = \psi_{вх} \cdot \pi \cdot r_{ж}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{ki})}, \quad (2)$$

где $\psi_{вх}$ – коэффициент входа, равный 0,62...0,82; $r_{ж}$ – радиус жиклера; ρ – плотность смазочного материала; $P_{вх}$ – давление питания от насоса; P_{ki} – давление в *i*-й камере.

Расходы по контуру *i*-й камеры с учетом переносного и градиентного течения имеют вид:

$$Q_1 = Q_{1\omega} + Q_{1\Delta p} = \frac{\omega R h_1 \cdot l_k}{2} + \frac{h_1^3 (P_{ki} - P_{ki+1}) \cdot l_k}{12\mu \cdot l_{мп}},$$

$$Q_2 = -\frac{\omega R h_2 \cdot l_k}{2} + \frac{h_2^3 (P_{ki} - P_{ki-1}) \cdot l_k}{12\mu \cdot l_{мп}}, \quad (3)$$

$$Q_3 = Q_4 = \frac{[(h_1 + h_2)/2]^3 \cdot (P_{ki} - P_{сл}) \cdot b_k}{12\mu \cdot l_\pi},$$

где h_1 и h_2 – зазоры в подшипнике (рис. 2); μ – динамическая вязкость смазочного материала; ω – угловая скорость вращения вала; R – радиус подшипника; l_k – длина камеры; $l_{мп}$ – длина межка-

мерной перемычки; l_π – длина торцевой перемычки; $P_{сл}$ – давление смазки на сливе; b_k – ширина камеры.

Из уравнения баланса расходов (1) после подстановки выражений (2) и (3) записывается выражение для определения давлений в *i*-й камере, приспособленное для численной реализации. Задавая начальными значениями давлений в камерах $(P_{ki})_n$ получают новые значения давлений на *n*+1 шаге по следующей зависимости:

$$(P_{ki})_{n+1} = a_1(i) \cdot \sqrt{P_{вх} - (P_{ki})_n} + a_2(i)(P_{ki+1})_n + a_3(i)(P_{ki-1})_n - a_4(i). \quad (4)$$

Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующие значения давлений в камерах будут меньше заданной точности решения (ε_1), т.е.

$$(P_{ki})_{n+1} - (P_{ki})_n \leq \varepsilon_1.$$

Записанные в выражении (4) коэффициенты $a_1(i)$, $a_2(i)$, $a_3(i)$ и $a_4(i)$ являются постоянными величинами для заданной геометрии подшипника и *i*-й камеры.

Для определения функции изменения давления на межкамерной перемычке применим уравнение Рейнольдса для бесконечного подшипника [1, 2, 3].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 6\mu\omega R \frac{\partial h}{\partial x}, \quad (5)$$

где x – окружная координата в подшипнике; P – текущее значение давления на межкамерных перемычках.

Это уравнение не имеет точного аналитического решения. Поэтому для его решения применяют приближенные численные методы. Одним из таких методов является метод конечных разностей. Для записи уравнения (5) в конечно-разностном виде поверхность между камерами покрывается регулярной сеткой с шагами Δx и Δz и частные производные записываются в конечно-разностном виде, используя трехточечный шаблон.

Окончательный вид уравнения Рейнольдса, приспособленного для численной реализации будет записан следующим образом:

$$(P_i)_{n+1} = H_1(i) \cdot (P_{i+1})_n + H_2(i) \cdot (P_{i-1})_n - F_1(i), \quad (6)$$

где $H_1(i)$, $H_2(i)$ и $F_1(i)$ – текущие значения коэффициентов в узлах сетки.

Определение давления на межкамерной перемычке также осуществляется итерационным способом до получения заданной точности $(P_i)_{n+1} - (P_i)_n \leq \varepsilon_2$, где ε_2 – точность определения давлений на межкамерной перемычке. Зная давления в камерах и узлах межкамерной перемычки,

можно определить грузоподъемность подшипника (см. рис. 3).

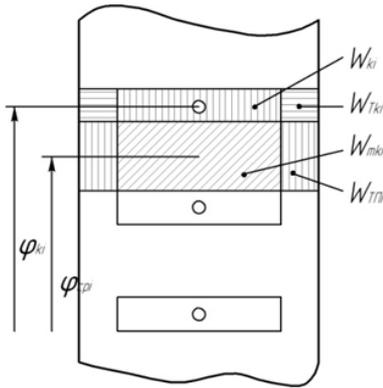


Рис. 3. Определение грузоподъемности подшипника

Выражения для определения вертикальной ($W_{\text{верт}}$) и горизонтальной ($W_{\text{гор}}$) составляющих грузоподъемности подшипника будут иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} W_{\text{верт}} &= (W_{ki} + 2W_{Tki}) \cdot \cos \varphi_{ki} + (W_{Mki} + 2W_{Tpi}) \cdot \cos \varphi_{cpi}, \\ W_{\text{гор}} &= (W_{ki} + 2W_{Tki}) \cdot \sin \varphi_{ki} + \\ &+ (W_{Mki} + 2W_{Tpi}) \cdot \sin \varphi_{cpi}, \end{aligned} \quad (7)$$

где W_{ki} – грузоподъемность поверхностей камер; W_{Mki} – грузоподъемность межкамерных перемычек; W_{Tki} – грузоподъемность перемычек торцев камер; W_{Tpi} – грузоподъемность торцевых межкамерных перемычек.

Зная давления в камерах можно определить расход смазочного материала через подшипник

$$Q_{\text{подш}} = \psi_{\text{вх}} \cdot \pi \cdot r_m^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^m \sqrt{P_{\text{вх}} - P_{ki}}}, \quad (8)$$

где m – число камер в подшипнике.

Потери мощности на трение определяют интегрированием касательных напряжений по поверхности трения

$$N_{\text{тр}} = \omega R \iint \tau dS, \quad (9)$$

где S – площадь трения; τ – функция распределения касательных напряжений.

$$\tau = \frac{\mu v}{h} + \frac{1}{2} h \frac{\partial P}{\partial x}. \quad (10)$$

Как показал опыт проектирования данных подшипников, влияние градиента давления $\partial P / \partial x$ на потери мощности на трение невелико и им можно пренебречь. Тогда потери на трение можно определить по следующей зависимости:

$$\begin{aligned} N_{\text{од}} &= \mu \omega^2 \cdot R^2 \cdot L_{\text{л}} \cdot \Delta x \times \\ &\times \left(\frac{1}{2h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_3} + \dots + \frac{1}{2h_n} \right), \end{aligned} \quad (11)$$

где $h_1, h_2, h_3, \dots, h_n$ – текущие значения зазоров по поверхности подшипника в окружном направлении; n – число точек на поверхности подшипника, зависящее от шага сетки.

Результаты исследований

На основе рассмотренной математической модели была разработана последовательность расчета гидростатического подшипника вручную.

Исходные данные для расчета подшипника:

1. Диаметр подшипника $D_{\text{п}} = 100 \text{ мм}$.
2. Число камер $k = 4$.
3. Длина подшипника $L_{\text{п}} = 60 \text{ мм}$.
4. Длина камер $l_k = 40 \text{ мм}$.
5. Давление питания $P_{\text{вх}} = 1 \text{ МПа}$.
6. Радиальный зазор $\delta_0 = R_{\text{подш}} - R_{\text{вала}} = 0,08 \text{ мм}$ (80 мкм).
7. Угловая скорость вращения вала $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$.
8. Диаметр жиклера $d_{\text{ж}} = 2 \text{ мм}$.
9. Смазочный материал – вода при температуре 47°C .

Ручной счет показал, что давления в камерах можно определить с достаточно хорошей точностью за 5...6 итераций. Ручным счетом была проверена устойчивость математической модели. Задавая различными начальными значениями давлений в камерах, были получены одинаковые конечные значения давлений в камерах. Это видно из рис. 4, 5, 6, 7, где показана устойчивость математической модели для всех 4-х камер.

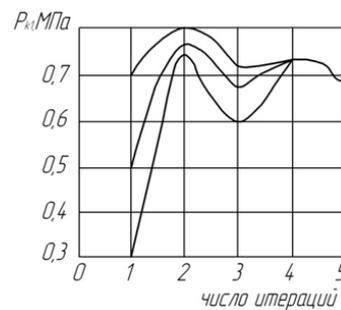


Рис. 4. Определение давления в 1-й камере при разных начальных значениях

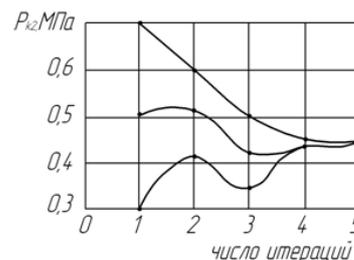


Рис. 5. Определение давления во 2-й камере при различных начальных значениях

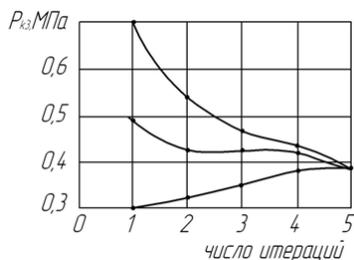


Рис. 6. Определение давления в 3-й камере при различных начальных значениях

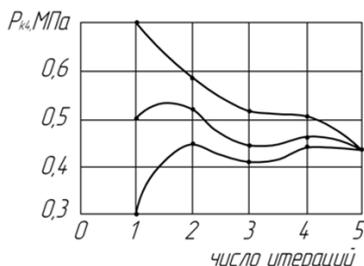


Рис. 7. Определение давления в 4-й камере при различных начальных значениях

Ручным счетом были получены давления на межкамерной перемычке также за 5...6 итераций. На рис. 8 показано распределение давлений на межкамерной перемычке между камерами 1 и 2.

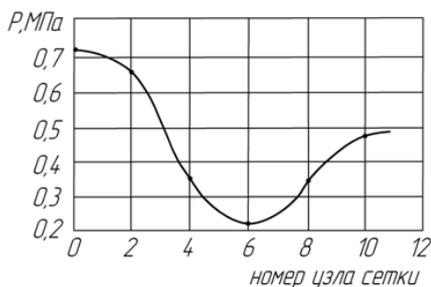


Рис. 8. Распределение давления на межкамерной перемычке между камерами 1 и 2

Зависимость грузоподъемности подшипника, расхода смазки и потерь мощности на трение от эксцентриситета, полученные ручным счетом показаны на рис. 9, 10 и 11.

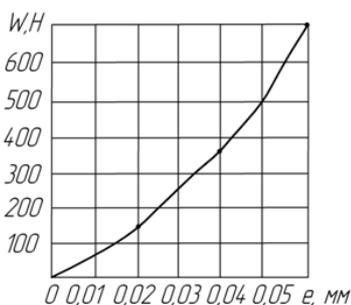


Рис. 9. Зависимость грузоподъемности подшипника от эксцентриситета

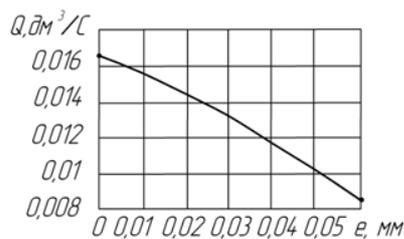


Рис. 10. Зависимость расхода смазочного материала от эксцентриситета

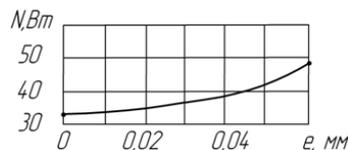


Рис. 11. Зависимость потерь мощности на трение от эксцентриситета

Из рис. 9 видно, что грузоподъемность подшипника от эксцентриситета при малых его значениях близка к линейной, а при больших эксцентриситетах существенно не линейна. Расход смазочного материала с увеличением эксцентриситета снижается (см. рис. 10). Потери мощности на трение с увеличением эксцентриситета растут (см. рис. 11).

Кроме разработанной последовательности расчета гидростатического подшипника вручную, была разработана программа расчета подшипника на языке современный «фортран». Некоторые результаты, полученные с помощью этой программы, приведены на рис. 12...17.

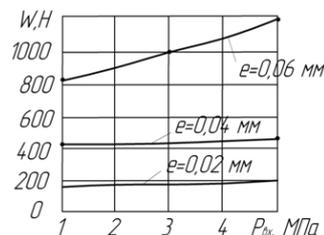


Рис. 12. Зависимость грузоподъемности от давления питания

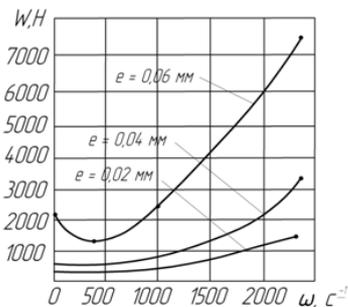


Рис. 13. Зависимость грузоподъемности подшипника от угловой скорости при давлении питания $P_{вх} = 5 \text{ МПа}$ и различных эксцентриситетах

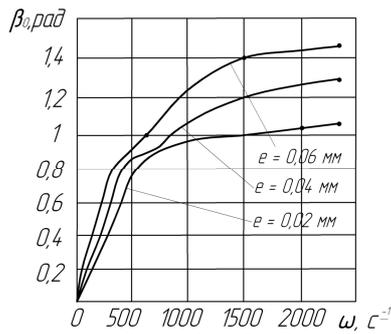


Рис. 14. Зависимость угла положения вала в подшипнике β_0 от угловой скорости ω при различных эксцентриситетах

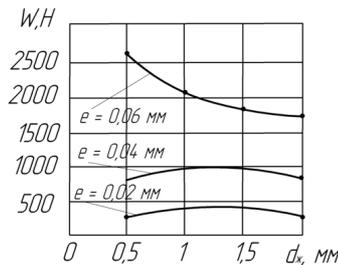


Рис. 15. Зависимость грузоподъемности подшипника от диаметра жиклера $d_{ж}$ при различных эксцентриситетах и давлении питания $P_{вх} = 5 \text{ МПа}$, угловой скорости $\omega = 628 \text{ с}^{-1}$

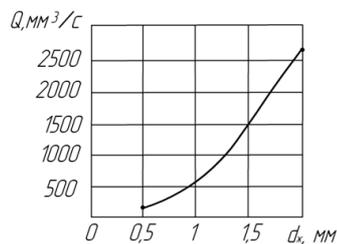


Рис. 16. Зависимость расхода смазки через подшипник от диаметра жиклера при давлении питания $P_{вх} = 5 \text{ МПа}$ и угловой скорости $\omega = 628 \text{ с}^{-1}$

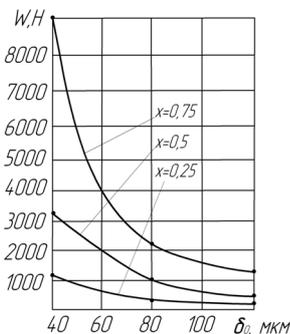


Рис. 17. Зависимость грузоподъемности подшипника от зазора δ_0 при давлении питания $P_{вх} = 5 \text{ МПа}$, угловой скорости $\omega = 628 \text{ с}^{-1}$ и диаметре жиклера $d_{ж} = 0,5 \text{ мм}$

Из рис. 12 видно, что с увеличением давления питания $P_{вх}$ грузоподъемность растет. Причем при больших эксцентриситетах она растет существенно, чем на малых эксцентриситетах.

Зависимость грузоподъемности подшипника от угловой скорости приведена на рис. 13. Она показывает, что прирост грузоподъемности от угловой скорости на больших эксцентриситетах существенно, чем при малых. Если на эксцентриситете $e = 0,02 \text{ мм}$ при изменении ω от 0 до 2400 с^{-1} грузоподъемность подшипника возросла примерно в 3,5 раза, то на эксцентриситете $e = 0,06 \text{ мм}$ при том же изменении угловой скорости грузоподъемность подшипника возросла примерно в 6 раз. С увеличением угловой скорости вал всплывает на больший угол β_0 (см. рис. 14). Всплытие вала на эксцентриситете $e = 0,06 \text{ мм}$ при изменении ω от 314 с^{-1} до 2512 с^{-1} составило 19° . Для эксцентриситета $e = 0,02 \text{ мм}$ всплытие составляло $3,08^\circ$, при изменении ω от 314 с^{-1} до 2512 с^{-1} .

При исследовании влияния диаметра жиклера на грузоподъемность подшипника на эксцентриситетах $e = 0,02 \text{ мм}$ и $e = 0,04 \text{ мм}$ получены оптимальные значения диаметров жиклеров, при которых грузоподъемность подшипника имеет максимальное значение (см. рис. 15). С увеличением диаметра жиклера расход смазочного материала существенно растет и мало зависит от эксцентриситета (см. рис. 16). Исследование влияния радиального зазора на грузоподъемность подшипника показало, что с увеличением зазора грузоподъемность подшипника существенно снижается (см. рис. 17). Причем более существенное снижение грузоподъемности наблюдается при увеличении зазора от 40 мкм до 80 мкм и менее существенное при увеличении зазора от 80 мкм до 120 мкм .

Таким образом разработка программы расчета гидростатического подшипника и последовательности расчета вручную позволяют анализировать работоспособность этого подшипника в широком диапазоне его параметров.

Литература

1. Богданов, О.И. Расчет опор скольжения: справочник [Текст] / О.И. Богданов, С.К. Дьяченко. – К.: Техника, 1966. – 262 с.
2. Токарь, И.Я. Проектирование и расчет опор трения [Текст]: монография / И.Я. Токарь. – М.: Машиностроение, 1971. – 167 с.
3. Коровчинский, М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М.В. Коровчинский. – М.: Машигиз, 1969. – 403 с.

Поступила в редакцию 18.05.2012

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Л.Г. Бойко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА ВТУЛКОВОГО ТИПА

V.I. Nazin

Розроблена математична модель гідростатичного підшипника втулкового типу, що дозволяє визначати здатність, що несе, витрату змащувального матеріалу і втрат потужності на тертя. Складена і відлагоджена програма розрахунку даних підшипників на сучасній мові «фортран». Розроблена інженерна методика розрахунку гідростатичного підшипника, що дозволяє визначати його характеристики за допомогою калькулятора. Розрахунком показано, що необхідна точність розрахунків досягається через 5...6 ітерацій по тиску в камерах і тиску у вузлах сітки на міжкамерних перемичках. Перевірена стійкість розрахункової моделі за вданням різних початкових умов і здобуттям в результаті однакових значень тиску в камерах. Показаний вплив ексцентриситету в підшипнику на його здатність, що несе, витрату мастила і втрати потужності на тертя. Проаналізований вплив тиску живлення, частоти обертання, діаметру жиклера і зазору на основні характеристики гідростатичного підшипника. Отримані оптимальні значення діаметрів жиклерів, при яких вантажопідйомність підшипника має максимальне значення. Результати розрахунку показали також, що із збільшенням кутової швидкості вал спливає на більший кут і вплив кутової швидкості на вантажопідйомність істотніше при великих ексцентриситетах.

Ключові слова: гідростатичний підшипник, математична модель, програма розрахунку, вантажопідйомність, витрата мастила, втрати на тертя, ексцентриситет, жиклер, стійкість моделі.

RESEARCH OF CAPACITY OF HYDROSTATICAL BEARING OF HOB TYPE

V.I. Nazin

The mathematical model of the hydrostatical bearing of hob type, allowing to determine bearing strength, expense of lubricating material and losses of power on a friction, is developed. Made and debugged program of calculation of the examined bearings in modern language «fortran». The engineering method of calculation of the hydrostatical bearing is developed, pozvoluyayu-schaya to determine his descriptions by a calculator. It is rotined a calculation, that necessary exactness of calculations is arrived at through 5...6 iterations on pressures in chambers and pressures in the knots of net on interchamber bridges. Stability of calculation model is tested by the task of different initial conditions and receipt as a result of identical values of pressures in chambers. It is rotined vli-yanie excentricity in bearing on his bearing strength, expense of greasing and loss of power on a friction. Influence of pressure of feed, frequency of rotation, diameter of jet and zazora on basic descriptions of the hydrostatical bearing is analysed. Got optimum values of diameters of jets at which a maximal value has a carrying bearing capacity. The results of calculation rotined also, that with the increase of angulator a billow emerges on a greater corner and influence of angulator on a carrying capacity more substantially at large excentricities.

Key words: hydrostatical bearing, mathematical model, program of calculation, carrying capacity, expense of greasing, losses on a friction, excentricity, jet, model stability.

Назин Владимир Иосифович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.