

РАСЧЕТ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ЛАЗЕРНЫМ ТЕКСТУРИРОВАНИЕМ НЕСУЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ

Представлен краткий анализ современных работ по упорным гидродинамическим подшипникам, на несущей поверхности которых выполнено текстурирование. Разработана математическая модель расчета гидромеханических характеристик упорного подшипника скольжения с лазерным текстурированием сегментов. Сравнительный анализ численных расчетов с результатами эксперимента показал удовлетворительное согласование полученных данных.

Ключевые слова: упорный подшипник, поверхность с лазерным текстурированием, коэффициент жидкостного трения, несущая способность.

Введение

При вращении двух параллельных дисков в смазочном слое (СС), который их разделяет, может возникнуть гидродинамическое давление. Причиной такого явления могут быть: шероховатость, волнистость рабочей поверхности, сжатие, биение и др. [1], [2]. Изучение влияния обработки рабочей (несущей) поверхности узла трения на возникновение подъемной силы в СС привело к разработке метода поверхностного текстурирования, который позволяет повысить несущую способность и снизить потери на трение упорных подшипников и уплотнений [1]–[11]. Для выполнения текстурирования на поверхности образцов используют различные технологии: фототравление, лазерное текстурирование, эрозия и др. Результатом обработки является поверхность с микроямками [3], мик-

роплощадками (микровыступами) [4], винтовыми канавками [5].

Необходимо отметить несколько особенностей текстурированной поверхности, которые позволяют улучшить гидромеханические характеристики (ГМХ) упорных подшипников (УП). Микроямки, выполненные на несущей поверхности подпятника, работают аналогично «ступеньки Рэйля». Когда поток смазки приближается к выступу, давление увеличивается, а с противоположной стороны – снижается, но уже на меньшую величину [6]. В результате перепада давлений в СС появляется несущая способность (НС).

Текстурирование поверхности позволяет предотвратить износ поверхностей трения. В этом случае, попадая в микроуглубления поверхности, смазочный материал (СМ) удерживается в них и действует как «второй источник смазки» [7]. Пе-

Принятые обозначения:

Размерные величины:

L – тангенциальный размер сегмента УП по дуге среднего размера (м);

L_p – длина текстурированной части сегмента УП (м);

h – толщина СС (м);

h_y – установочный зазор (м);

h_p – глубина ямки (м);

r_p – радиус ямки (м);

b – ширина сегмента УП (м);

p – давление в СС (МПа);

ω – угловая скорость вращения ротора (c^{-1});

p_a – атмосферное давление (МПа);

$\alpha = L_p/L$ – величина текстурированной части сегмента УП;

U – окружная скорость пяты по среднему радиусу (м/с);

$2r_1, 2r_2$ – размеры ячеек (м);

$\kappa = 2r_1/2r_2$ – соотношение размеров ячейки;

S_p – плотность распределения ямок;

Δx – шаг сетки в направлении оси x ;

Δz – шаг сетки в направлении оси z ;

h_0 – характерная толщина СС (м);

μ_0 – характерная динамическая вязкость (м·с/м²);

r_0 – характерный линейный размер (м);

ω_0 – характерная угловая скорость (c^{-1});

ε – порядок сходимости по давлению;

Безразмерные величины

$\bar{L} = L/r_0$; $\bar{L}_p = L_p/r_0$; $\bar{h} = h/h_0$; $\bar{h}_y = h_y/h_0$; $\bar{h}_p = h_p/h_0$;

$\bar{r}_p = r_p/h_0$; $\bar{r}_e = r_e/h_0$; $\bar{b} = b/r_0$; $\bar{\Delta x} = \Delta x/h_0$; $\bar{\Delta z} = \Delta z/h_0$;

$\bar{\mu} = \mu/\mu_0$; $\bar{r}_1 = r_1/r_0$; $\bar{r}_2 = r_2/r_0$; $\bar{\omega}_1 = \omega_1/\omega_0$;

$\bar{p} = (p - p_a)\psi/\mu_0\omega_0$,

где $\psi = h_0/r_0$; $\bar{U} = U/(\omega_0 \cdot r_0)$.

ремещение СМ из этих областей на соседние приводит к уменьшению потерь на трение и замедлить гидроабразивный износ, особенно при смешанном и граничном трении. Во время эксплуатации двигателя внутреннего сгорания в СМ появляются частицы износа, которые попадают в микроямки, выполненные на несущей поверхности УП, и дальнейшего перемещения данных частиц в СМ нет, что позволяет снизить вероятность повреждение рабочих поверхностей УП.

Фундаментальные работы по изучению лазерного текстурирования поверхности были опубликованы Этсионом и др. [8]–[10]. Были выполнены исследования текстурирования механических уплотнений, упорных водяных подшипников и компонентов, совершающих возвратно-поступательное движение.

В результате экспериментальных исследований в работе [10] были сделаны следующие выводы: при оптимальных параметрах лазерного текстурирования критическую нагрузку, при которой происходит повреждение поверхности (задир), можно увеличить как минимум в два раза по сравнению с необработанной поверхностью. Аналогичные выводы сделаны в исследованиях [11], различие заключается в методе создания текстурированной поверхности и материале образцов.

Большинство вышеупомянутых работ направлены на экспериментальные методы определения оптимальных параметров геометрии текстурирования. Сложность создания математических моделей, описывающих процессы, происходящие в упорных гидродинамических подшипниках с текстурированной несущей поверхностью, связано с проблемами формирования аналитических зависимостей, адекватно отражающих особенности геометрии трибосоприжения.

Проанализировав работы по исследованию влияния лазерного текстурирования на НС и потери на трение УП, была сформулирована цель работы – оценить возможность использования технологии лазерного текстурирования поверхности УП для повышения НС и снижения потерь на трение. Для решения поставленной задачи необходимо было решить следующие задачи: разработать математическую модель и программу, позволяющую рассчитывать НС и коэффициент трения упорных гидродинамических подшипников; для определения адекватности разработанных математических

моделей, используемых в программе, сравнить расчетные данные с экспериментом; сделать выводы по полученным результатам.

Постановка задачи

На рисунке 1 схематично представлен УП. Горизонтальный ротор 1, на котором жестко закреплена пята 2, вращается с постоянной скоростью относительно УП 3. При создании расчетной схемы УП были сформулированы основные допущения: осевая нагрузка N на ротор постоянна и уравновешена реакциями СС; плоскость пяты параллельна плоскости УП и занимает определенное равновесное положение относительно корпуса; ось УП совпадает с осью вращения ротора.

Поверхность УП разделена на сегменты канавками 4. На поверхности сегментов нанесено лазерное текстурирование (рисунок 2) в виде микроуглублений заданной глубиной h_p (рисунок 2,б), радиуса r_p (рисунок 2, в), и плотности их распределения $S_p = \pi r_p^2 / 4\kappa r_1^2$. Каждая ямка расположена в центре «воображаемой» квадратной ячейки размером $2r_2 \times 2r_1$ (рисунок 2, в). СМ подается по внутренней кольцевой канавке УП под давлением равным p_{ex} (рисунок 2,а). Давление по внешнему радиусу УП принимается равным атмосферному p_a (рис. 2а). Давление в радиальных канавках p_c полагается распределенным по линейному закону от p_{ex} до p_a (рисунок 2,а). НС в СС упорного подшипника скольжения образуется за счет образования системы гидродинамических клиньев. Толщина СС в нетекстурированной области I (рисунок 2,б) равна $h = h_y$. Для определения толщины СС в текстурированной области II введем локальную систему координат $O_e x_e y_e z_e$ с началом O_e в центре ямки (рисунок 3).

Из рисунка 3 видно, что толщина СС имеет вид:

$$\bar{h} = \begin{cases} \bar{h}_y & \text{при } \bar{x}_e^2 + \bar{y}_e^2 \geq \bar{r}_p^2; \\ \bar{h}_y + \bar{h}_p - \frac{\bar{h}_p}{r_p} \cdot \bar{r}_e^2 & \text{при } \bar{x}_e^2 + \bar{y}_e^2 < \bar{r}_p^2. \end{cases} \quad (1)$$

Исходные уравнения

Учитывая трудность описания функции толщины СС в текстурированной части УП в цилиндрической системе координат $R\varphi Z$, течение смазки рассматривали в прямоугольной системе координат $Oxyz$ (ось y совпадает с осью вращения ротора) (см. рисунок 2,в). Принятые

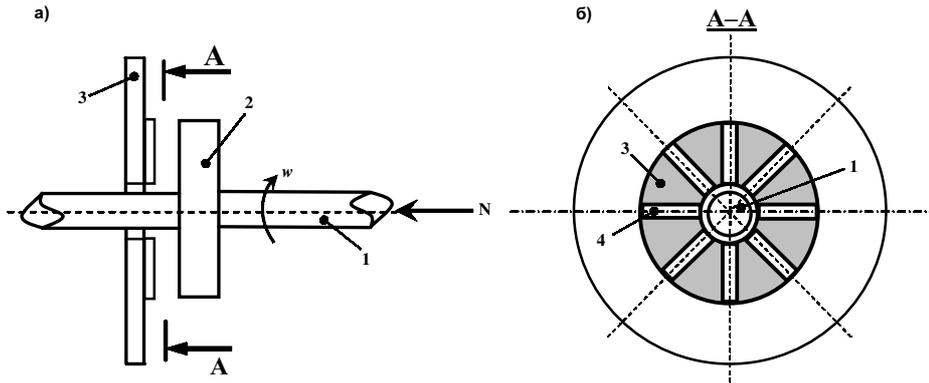


Рисунок 1. Схема упорного гидродинамического подшипника (а – вид сбоку; б – разрез АА):
1 – ротор; 2 – пята; 3 – УП; 4 – канавка

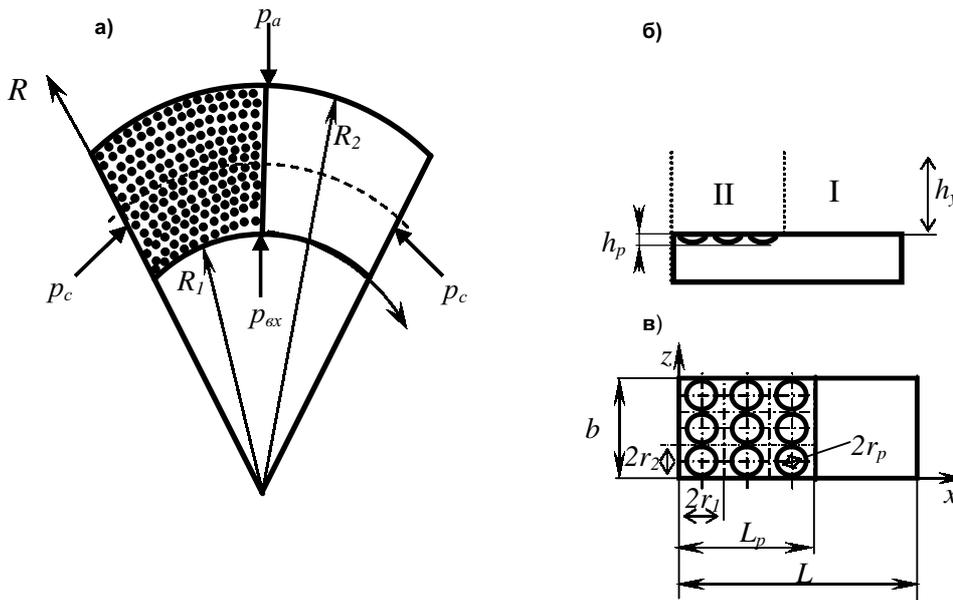


Рисунок 2. Схема одного сегмента: а – схема сегмента; б – схема УП вид сбоку (сечение А-А);
в – расчетная схема сегмента (вид сверху)

допущения: режим движения СМ предполагается ламинарным; частицы СМ на границе с твердым телом имеет скорость соответствующую точке тела; давление по толщине СС принимается постоянным; сегменты УП полагаем неподвижными и прямоугольной формы, тангенциальный размер сегмента УП L равен дуге среднего радиуса, а ширина $b = R_2 - R_1$ (рисунок 2,в); силы инерции СС не учитываются. Поле гидродинамических давлений $p(x,z)$ в СС находится интегрированием обобщенного уравнения Рейнольдса, которое с учетом граничных условий в безразмерном виде запишем:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\bar{h}^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) = 6\bar{U} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x}, \quad (2)$$

$$\bar{p}|_{\bar{z}=0} = \bar{p}|_{\bar{z}=\bar{b}} = 0; \bar{p} \geq 0. \quad (3)$$

Для численного решения уравнения (2) методом конечных разностей введем сеточную область на поверхности одного сегмента с ша-

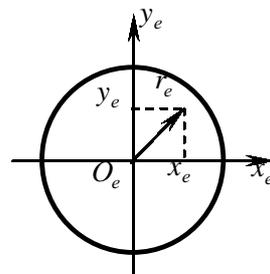


Рисунок 3. К определению толщины СС в ямке

гом $\Delta\bar{x}, \Delta\bar{z}$ по x и z соответственно (будем считать, что все сегменты одинаковые).

Запишем уравнение (2) в дивергентной форме:

$$\frac{\partial B}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial C}{\partial \bar{z}} = 0, \quad (4)$$

где $B = -6\bar{\mu}\bar{U}\bar{h} + \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}$; $C = \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}$.

Интегрируя уравнение (4) по площадке S_{ij} (рисунок 4) и переходя в его левой части по формуле Грина [13] к контурному интегралу, получаем разностную консервативную схему:

$$\left(B_{i+\frac{1}{2},j} - B_{i-\frac{1}{2},j} \right) \frac{1}{\Delta\bar{x}} + \left(C_{i,j+\frac{1}{2}} - C_{i,j-\frac{1}{2}} \right) \frac{1}{\Delta\bar{z}} = 0. \quad (5)$$

Здесь

$$B_{i+\frac{1}{2},j} = -6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta\bar{x}} + \frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}} \cdot \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{ij}}{\Delta\bar{x}};$$

$$B_{i-\frac{1}{2},j} = -6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i-1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta\bar{x}} + \frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}} \cdot \frac{\bar{p}_{ij} - \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta\bar{x}};$$

$$C_{i,j+1} = \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}} + \frac{\bar{p}_{i,j+1} + \bar{p}_{ij}}{\Delta\bar{z}};$$

$$C_{i,j-1} = \frac{\bar{h}_{i,j}^3 + \bar{h}_{i,j-1}^3}{2\Delta\bar{z}} + \frac{\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}}{\Delta\bar{z}}.$$

Систему (5) запишем в виде системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ):

$$A_{ij} \bar{p}_{i,j+1} + B_{ij} \bar{p}_{i,j} + C_{ij} \bar{p}_{i,j-1} + F_{ij} \bar{p}_{i+1,j} + E_{ij} \bar{p}_{i+1,j} = D_{ij}, \quad (6)$$

где $F_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2}$; $E_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2}$; $A_{ij} = \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2}$;

$$C_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i,j-1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2};$$

$$B_{ij} = -(A_{ij} + C_{ij} + F_{ij} + E_{ij}); \quad D_{ij} = 6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2\Delta\bar{x}}. \quad (7)$$

Присоединяя к уравнению (6) систему краевых условий для давления (3), получаем ко-

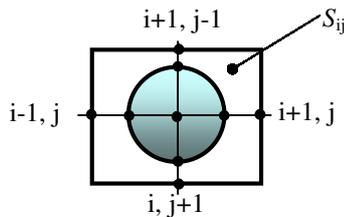


Рисунок 4. Модель одной ячейки

нечно–разностную задачу для давлений в смазочном слое УП.

В схеме (6) выполняется условие диагонального преобладания:

$$|B_{ij}| \geq |A_{ij}| + |C_{ij}| + |E_{ij}| + |F_{ij}|. \quad (8)$$

Поэтому решение задачи о давлении может быть получено различными итерационными методами. Простым и гибким алгоритмом, хорошо учитывающим геометрию подшипника и условия в виде неравенств, является алгоритм Зейделя, который реализуется по схеме:

$$p_{ij}^{-(\rho+1)} = \frac{1}{B_{ij}} (D_{ij} - A_{ij} p_{i,j+1}^{-(\rho)} - C_{ij} p_{i,j-1}^{-(\rho)} - F_{ij} p_{i+1,j}^{-(\rho)} - E_{ij} p_{i+1,j}^{-(\rho)}),$$

где ρ – номер итерации.

Итерационный процесс поиска эпюры давления прекращаем при выполнении условия

$$\text{сходимости: } \left| \frac{\sum \sum p_{ij}^{\rho+1} - \sum \sum p_{ij}^{\rho}}{\sum \sum p_{ij}^{\rho}} \right| \leq \varepsilon.$$

При решении уравнения (2) воспользуемся многосеточным методом, позволяющим ускорить итерационный процесс сходимости и повысить точность решения [14]. В данном методе область S_{ij} аппроксимируется последовательностью прямоугольных сеток S^1, S^2, \dots, S^{ns} , где ns – количество сеток (уровней дискретизации). Количество узлов на первой (самой грубой) сетке ($ns=1$) определим исходя из того, чтобы узел сетки был совмещен с серединой ямки и шаги сетки по x и z равнялись соответственно: $\Delta\bar{x} = 2r_1, \Delta\bar{z} = 2r_2$. При достижении сходимости по давлению на грубой сетке шаг по x и z делим пополам и повторяем численное решение на более мелкой сетке.

Представляется важным оценить порядок сходимости разработанной численной схемы. Для оценки порядка сходимости численной схемы удобно воспользоваться результатами с различным количеством сеток. В работах Марчука и Роуча [15], [16] показано, что сходимость разностного решения к точному достигается при выполнении условий аппроксимации дифференциального оператора разностным и устойчивости решения разностной краевой задачи. Численная схема (6) аппроксимирует уравнение Рейнольдса для давлений с порядком $O(\Delta\bar{x}^2 + \Delta\bar{z}^2)$, что следует из методики ее получения.

Устойчивость решения обеспечивается условиями (8) диагонального преобладания в схеме.

Отсюда теоретический порядок сходимости разностного решения должен быть равен порядку аппроксимации, то есть $O(\Delta x^2 + \Delta z^2)$ [17]. Учитывая величину Δx и Δz сумма $(\Delta x^2 + \Delta z^2)$ для рассмотренной схемы составляет $7,922 \cdot 10^{-6}$. Результаты численной проверки порядка сходимости разностной схемы решения задачи о давлении представлены на рисунке 5. Из графика видно, что использовать точность сходимости более $\epsilon=10^{-6}$, а количество сеток более трех ($ns=3$) не целесообразно, т. к. результаты отличаются не более чем на 0,1%.

Для снижения времени тестовых расчетов были сопоставлены данные расчетов для $\epsilon=10^{-6}$ и $\epsilon=10^{-5}$. В таблице 1 представлены результаты НС, максимального давления в СС, количества итераций в зависимости от количества сеток ($ns=1...5$) при различной точности сходимости.

Отличие результатов полученных при $ns=3, \epsilon=10^{-5}$ и $ns=5, \epsilon=10^{-6}$ для НС не превышает 2,9%, а для максимального давления в СС – 2,3%.

В тоже время количество итераций снижается в 4 раза. Т. о. было принято решение, что для описания геометрии и процессов, происходящих в тонком смазочном слое УП, с приемлемой точностью, а также для снижения времени расчетов использовать следующие параметры многосеточного алгоритма $ns=3, \epsilon=10^{-5}$.

Оценка эффективности используемого многосеточного алгоритма с последовательным переходом от крупной сетки к мелкой проводилось сравнением числа итераций при расчете давления с числом итераций, получаемых при выполнении расчетов, с применением численной итерационной процедуры интегрирования уравнения Рейнольдса на одной сетке (таблица 2).

Различие результатов составляет не более 0,45%, при этом количество итераций на многосеточном методе снижается в 2,7 раза.

Пример расчета объемной эпюры гидродинамических давлений в СС упорного гидродинамического подшипника скольжения с лазерным текстурированием несущей поверхности представлен на рисунке 6, а на рисунке 7 – распределение гидродинамических давлений, построенные на дуге среднего радиуса сегмента. В расчете использовались следующие параметры лазерного текстурирования: $\alpha=0,6$; $S_p=0,785$; $h_p=30$ мкм; $r_p=90$ мкм; $L=5,87$ мм.

Определение несущей способности и коэффициента трения

Для оценки работоспособности УП высокоскоростных роторных машин необходимо рассчитать их основные характеристики: НС (W, H); потери мощности на трение СМ (N, Bm). Основной расчет данных характеристик является определение функции распределения давлений в СС, нахождение которой было подробно рассмотрено выше.

При проведении численных исследований были приняты следующие допущения: движение пяты в радиальном направлении не учитывается ($U_r=0$); гидродинамическая реакция СС направлена по нормали к поверхности пяты ($R_x=0, R_y=R, R_z=0$); вследствие симметрии за-

Таблица 1. Результаты расчетов несущей способности, максимального давления в СС, количества итераций в зависимости от количества сеток при различной точности сходимости

Количество сеток	W, H	p_{max}, MPa	Количество итераций
5	127,8 ¹⁾ /121,3 ²⁾	2,971 ¹⁾ /2,844 ²⁾	24127 ¹⁾ /6452 ²⁾
4	127,6 ¹⁾ /121,1 ²⁾	2,97 ¹⁾ /2,842 ²⁾	23820 ¹⁾ /6371 ²⁾
3	127,2 ¹⁾ /120,7 ²⁾	2,967 ¹⁾ /2,835 ²⁾	22766 ¹⁾ /6309 ²⁾
2	119 ¹⁾ /117,8 ²⁾	2,77 ¹⁾ /2,75 ²⁾	8103 ¹⁾ /4893 ²⁾
1	88,19 ¹⁾ /88 ²⁾	1,924 ¹⁾ /1,921 ²⁾	1907 ¹⁾ /1392 ²⁾
1) $\epsilon = 10^{-6}$; 2) $\epsilon = 10^{-5}$			

Таблица 2. Сопоставление результатов, полученных с применением многосеточного и односеточного метода

Метод расчета ($ns=3$)	W, H	p_{max}, MPa	Количество итераций
Многосеточный	120,7	2,835	6309
Расчет на одной сетке	119,6	2,838	17062

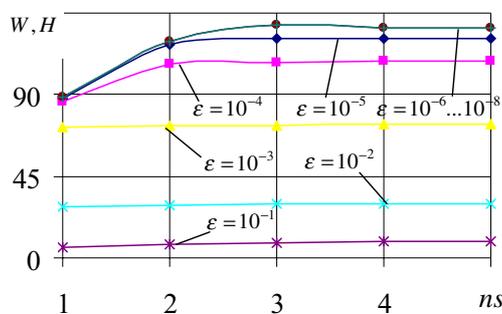


Рисунок 5. Определение оптимального значения точности сходимости и количества сеток при выполнении расчетов

дачи, определение полей давлений проводилось для одного сегмента УП. На основе интегрирования поля гидродинамических давлений в СС определяются: гидродинамическая (подъемная) сила R ; сила F_{mp} и момент M_{mp} сопротивления вращению пяты, обусловленные действием касательных напряжений τ в СС.

Проекция гидродинамической силы на оси неподвижной $Oxyz$ системы координат определяются соотношениями:

$$R_x=0; R_z=0; R_y = e \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L p(x,z) \cdot dx \cdot dz, \quad (13)$$

где e – число сегментов.

Элементарная сила сопротивления вращению цапфы зависит от касательного напряжения и при вязком сдвиге имеет вид:

$$dF_{mp} = \tau \cdot dx \cdot dz, \quad (14)$$

$$\text{где } \tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu U}{h}.$$

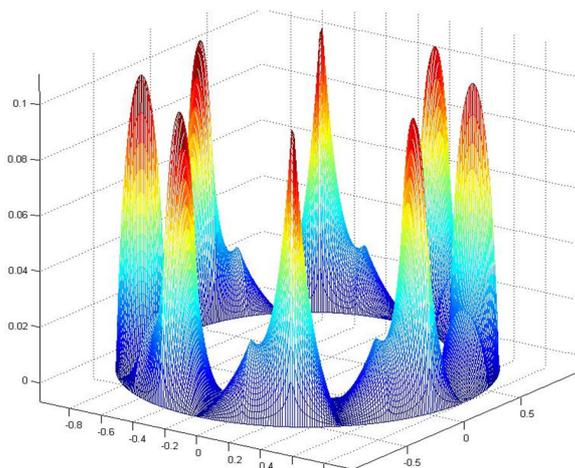


Рисунок 6. Эпюра гидродинамических давлений в смазочном слое УП

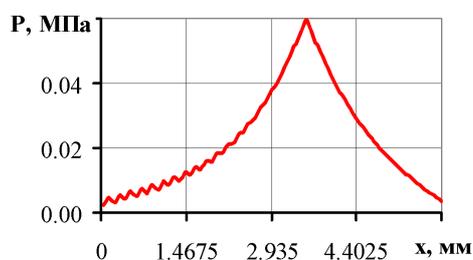


Рисунок 7. Распределение гидродинамических давлений, построенное на дуге среднего радиуса сегмента

Момент сопротивления вращению цапфы с учетом касательного напряжения τ (15) определяется как:

$$M_{mp} = e \cdot R_y, \quad (15)$$

НС определяется как произведение количества сегментов на рассчитанное поле давлений для одного сегмента, (H):

$$W = e \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L p(x,z) \cdot dx \cdot dz. \quad (16)$$

Потери мощности на трение, (Вт):

$$N_{mp} = M_{mp} U. \quad (17)$$

Коэффициент трения определяется из следующего соотношения:

$$f_{mp} = F_{mp} / W. \quad (18)$$

При численном интегрировании все интегралы вычислялись по методу Симпсона с использованием безразмерных значений параметров $\bar{p}, \bar{h}, \bar{U}$ в узлах сетки i, j .

На основе представленного алгоритма написан программный комплекс «Секторный подпятник» [18], который позволяет осуществлять анализ влияния различных рабочих и геометрических параметров УП на НС, потери мощности на трение и др. характеристик УП.

Сравнение результатов эксперимента и расчета

Для успешного применения предложенной математической модели и алгоритма расчета характеристик УП, приведенных в предыдущем пункте, основанной на гидродинамической теории смазки было проведено сравнение результатов расчета с результатами экспериментальных исследований.

Расчетные значения НС и коэффициента трения сравнивались с экспериментальными результатами, представленными в работе [19]. Схема УП, которая использовалась в испытаниях, аналогична представленной на рисунке 1, за одним исключением, количество сегментов УП – $e=6$.

Образцы пяты и УП, используемые в эксперименте, были выполнены из карбида кремния (SiC), толщина их 10 мм, наружный диаметр 85 мм, внутренний диаметр 40 мм. Средняя шероховатость опытных образцов $R_a = 0,04$ мкм. Параметры лазерного текстурирования УП опре-

делялись на электронном микроскопе: $\alpha=0,73$; $S_p=0,6$; $h_p=6,5$ мкм; $r_p=30$ мкм; $L=30,28$ мм.

Условия проведенного эксперимента следующие: нагрузка (F, H) изменялась от 160 до 460, Н; скорость вращения пяты 1500, 3000 мин⁻¹; СМ – вода; температура воды – 28, С°. Использование лазерного текстурирования несущей поверхности позволяет увеличить НС подшипника на 55–60% при скорости вращения пяты 1500 мин⁻¹ и на 44–56% при скорости вращения пяты 3000 мин⁻¹ (рисунок 8, а), потери на трение снижаются на 35–50% при скорости вращения пяты 1500, 3000 мин⁻¹ (рисунок 8, б).

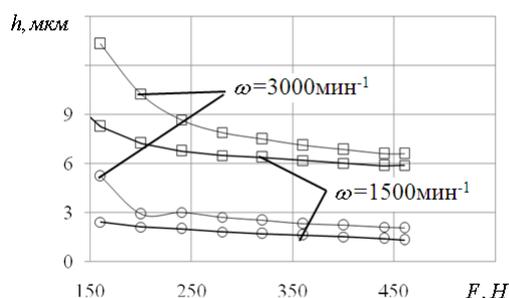
На рисунок 9 представлены результаты экспериментальных и расчетных исследований зависимости НС и коэффициента трения от толщины СС. Из графиков видно качественное и количественное совпадение результатов. Максимальное расхождение данных наблюдается

при скорости вращения пяты 3000 мин⁻¹ и не превышает в процентном соотношении: для толщины СС – 11% при $F=300$ Н, а для коэффициента трения – 15% при $F=450$ Н.

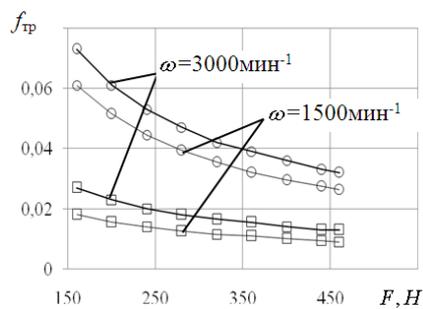
Выводы

Для расчета НС и потерь на трение рассматриваемой модели УП с нанесением на его несущей поверхности лазерного текстурирования был разработан программный комплекс «Секторный подпятник». Влияние лазерного текстурирования на работу УП представлено на примере расчета гидродинамических давлений, НС и потерь на трение. В основе расчета реакций СС и гидродинамических давлений лежит интегрирование уравнения Рейнольдса с использованием многосеточного метода. На основе полученных данных сделаны следующие выводы:

1. Выполненный обзор современных работ по исследованию УП с лазерным текстуриро-

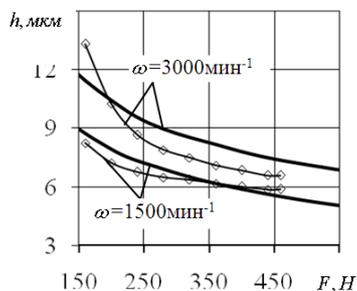


а)

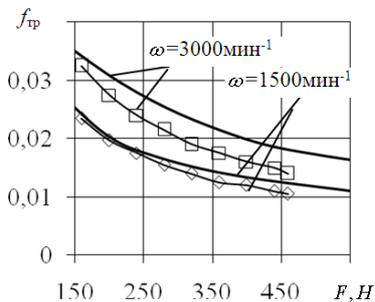


б)

Рисунок 8. Зависимость толщины СС (а) и коэффициента трения (б) от нагрузки (квадратные точки – УП с лазерным текстурированием поверхности; круглые точки – УП с гладкой поверхностью)



а)



б)

Рисунок 9. Зависимость толщины СС (а) и коэффициента трения (б) от нагрузки (расчет – сплошная линия; эксперимент – точки)

ванием, а также результаты экспериментальных данных, полученных в работе [19], подтверждают целесообразность использования технологии лазерного текстурирования поверхности для улучшения таких характеристик как: НС, потери на трение и др.

2. Адекватность разработанной математической модели и алгоритма расчета гидро-

механических характеристик упорного сегментного подшипника скольжения с текстурированием несущей поверхности была подтверждена удовлетворительной согласованностью результатов численного и натурального эксперимента на примере сравнения по таким параметрам как толщина СС и коэффициент трения.

27.08.2014

Представленная работа выполнена при поддержке РФФИ (проект НК-13-08-00875\14).

Список литературы:

- Sharma, R. Experimental studies of pressure distributions in finite slider bearing with single continuous surface profiles on the pads / R. Sharma, K. Pandey // Tribology International. – 2009. – V.42. – P. 1040–1045
- Berger, S. Influence of a levelness defect in a thrust bearing on the dynamic behavior of an elastic shaft / S. Berger, O. Bonneau, J. Frene // Journal of Sound and Vibration. – 2002. – V. 249. – №1. – P. 41–53
- Hoppermann, A. Tribological Optimisation Using Laser-Structured Contact Surfaces / A. Hoppermann, M. Kordt // Oelhydraulik und Pneumatik. – 2002. – V. 46. – №4. – P. 560–564.
- Tsuboi, R. Research on causes of cavitation generation on textured surface under hydrodynamic lubrication / R. Tsuboi, A. Nakano, S. Sasaki // 40th Leeds–Lyon Symposium on Tribology and Tribochemistry Forum 2013. – 4–6 sep. 2013. – Lyon: 2013.
- Дадаев, С.Г. Нестационарные модели газодинамических подшипников со спиральными канавками: монография / С.Г. Дадаев // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2012. – Ч.3. – 430 с.
- Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water / X. Wang [etc.] // Trib. Int. – 2003. – V. 36. – №3. – P. 189–197
- Lo, S.W. Lubricant permeation from micro oil pits under intimate contact condition / S.W. Lo, T.C. Horng // Trans ASME, Journal of Tribology. – 1999. – V. 121. – №10. – P. 633–638.
- Brizmer, V. A. Laser Surface Textured Parallel Thrust Bearing / V.A. Brizmer, Y. Kligerman, I. Etsion // Trib. Trans. – 2003. – V. 46. – №3. – P. 397–403.
- Etsion, I. Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces / I. Etsion, Y. Kligerman, G. Halperin // Trib. Trans. – 1999. – V. 42. – №3. – P. 511–516.
- Etsion, I. State of the Art in Laser Surface Texturing / I. Etsion // ASME J. Tribol. – 2005. – V. 127. – №1. – P. 248–253.
- The effect of laser texturing of SiC surface on the critical load for the transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed / X. Wang [etc.] // Tribology International. – 2001. – V. 34. – №10. – P. 703–711.
- Wang, X. The lubrication effect of micro-pits on parallel sliding faces of SiC in water / X. Wang, K. Kato, K. Adachi // Trib. Trans. – 2002. – V. 45. – №3. – P. 294–301.
- Ефимов, А.В. Математический анализ / А.В. Ефимов, Ю.Г. Золотарев, В.М. Терпигорова. – М.: Высшая школа. – 1980. – Т.2. – 350 с.
- Прокопьев, В.Н. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнонагруженных подшипников скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – № 5. – С. 16–21.
- Роуч, П. Вычислительная гидродинамика / П. Роуч. – М.: Мир. – 1980. – 616 с.
- Лямцев, Б.Ф. Основные направления развития автомобильных турбокомпрессоров / Б.Ф. Лямцев, Э.В. Аболтин // Автомобильная промышленность. – 1982. – №10. – С. 3–11.
- Дулан, Э. Равномерные численные методы решения задач с пограничным слоем / Э. Дулан, Дж. Миллер, У. Шилдерс. – М.: Мир. – 1983. – 200 с.
- Бояршинова, А.К. Программный комплекс для расчета гидромеханических характеристик секторного упорного гидродинамического подшипника с различной обработкой поверхности «Секторный подпятник» / А.К. Бояршинова, С.В. Чернейко // Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. – №2013617906 от 27.08.2013.
- Чернейко, С.В. Экспериментальная оценка характеристик упорного гидродинамического подшипника с параллельными поверхностями / С.В. Чернейко, А.М. Ципенюк // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2014. – Т.14. – №2. – С. 66–73.

Сведения об авторах:

Рожественский Юрий Владимирович, заведующий кафедрой автомобильный транспорт и сервис автомобилей Южно-Уральского государственного университета, доктор технических наук, профессор, e-mail: ruv@susu.ac.ru

Бояршинова Алла Константиновна, кандидат технических наук

Задорожная Елена Анатольевна, доцент кафедры автомобильный транспорт и сервис автомобилей Южно-Уральского государственного университета, доктор технических наук, e-mail: gavri-lovkv1@rambler.ru

Чернейко Сергей Викторович, аспирант кафедры автомобильный транспорт и сервис автомобилей Южно-Уральского государственного университета, e-mail: sergeycherneiko@mail.ru