

Интернет-журнал «Наукоедение» ISSN 2223-5167 <http://naukovedenie.ru/>

Том 9, №3 (2017) <http://naukovedenie.ru/vol9-3.php>

URL статьи: <http://naukovedenie.ru/PDF/22TVN317.pdf>

Статья опубликована 27.05.2017

Ссылка для цитирования этой статьи:

Лагунова Е.О. Разработка расчетной модели упорного подшипника с учетом зависимости вязкости смазочного материала от давления и температуры // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №3 (2017) <http://naukovedenie.ru/PDF/22TVN317.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

Публикация осуществлена в рамках реализации гранта ОАО «РЖД» 2210370/22.12.2016 на развитие научно-педагогических школ в области железнодорожного транспорта

УДК 621.891 + 06

Лагунова Елена Олеговна

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», Россия, Ростов-на-Дону¹
Доцент кафедры «Высшая математика»
Кандидат технических наук
E-mail: lagunova@rambler.ru

Разработка расчетной модели упорного подшипника с учетом зависимости вязкости смазочного материала от давления и температуры

Аннотация. В работе приводится методика и реализация точного автомодельного решения задачи об упорном подшипнике скольжения, работающем в гидродинамическом режиме на несжимаемом смазочном материале при учете зависимости вязкости одновременно от давления и температуры, а также с адаптированным профилем опорной поверхности.

На основе уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости для случая «тонкого слоя» и уравнения неразрывности найдено поле скоростей, давлений и получены аналитические выражения для несущей способности и силы трения.

Дана оценка влияния параметров, характеризующих зависимость вязкости смазочного материала от давления и температуры, а также адаптированного профиля на основные рабочие характеристики подшипника.

Полученные уточненные расчетные модели позволили установить влияние ряда дополнительных факторов, а также выполнить сравнительный анализ вновь полученных результатов и уже имеющихся, что подтверждает большую приближенность новой модели к реальной практике.

Ключевые слова: гидродинамика; адаптированный профиль опорной поверхности; зависимость вязкости жидкого смазочного материала от давления и температуры

Введение

Работа любых машин и механизмов, их надежность и долговечность, следовательно, и экономичность существенно зависит от конструкции и эксплуатации узлов трения.

¹ 344038, Россия, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2

Современные машиностроительные тенденции требуют значительного повышения нагрузочно-скоростных режимов работы подшипниковых узлов. Однако компенсация роста удельных статических и динамических нагрузок невозможна путем увеличения площади их опорных поверхностей.

Ключ к решению проблемы лежит в повышении несущей способности подшипников в результате применения адаптированного к условиям гидродинамики опорного профиля подшипниковых втулок и, кроме того, уточнения расчетных моделей подшипников на основе одновременного учета зависимости вязкости жидкого смазочного материала от давления и температуры. Последнее определяет новизну и актуальность полученного решения.

Научная новизна предлагаемого решения и уточнение расчетной модели заключается в формировании уточненной расчетной модели упорного подшипника скольжения, работающего в режиме гидродинамического смазывания, на основе введения в расчеты автотемпературной переменной и одновременности учета зависимости вязкости смазочного материала от давления и температуры.

Постановка задачи

Рассматривается установившееся движение вязкого несжимаемого жидкого смазочного материала в рабочем зазоре упорного подшипника при неполном заполнении. Расчетная модель представлена неподвижным ползуном с адаптированным профилем и направляющей, движущейся со скоростью u^* (рис. 1). Считаем, что вязкость смазочного материала одновременно зависит от давления и температуры.

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p' - \beta' T'} \quad (1)$$

где: μ_0 - характерная вязкость; p' - гидродинамическое давление; T' - температура; α' , β' - экспериментальные постоянные величины; μ' - динамический коэффициент вязкости.

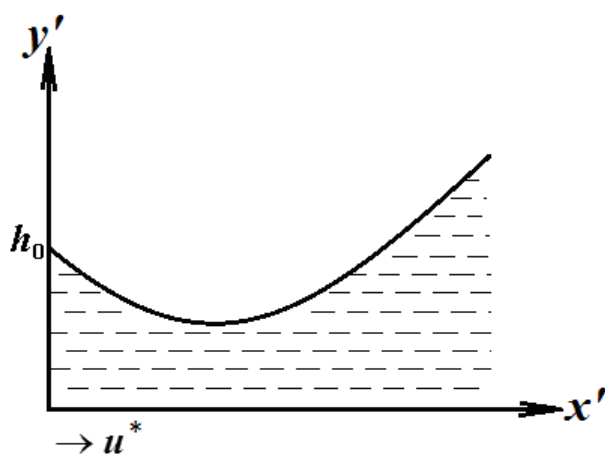


Рисунок 1. Схематическое изображение пары трения «ползун-направляющая» с адаптированным профилем ползуна (автор: Лагунова Е.О.)

Запишем уравнения контура направляющей и ползуна в декартовой системе координат $x'O'y'$ в виде:

$$y' = 0, \quad y' = h_0 + x' \operatorname{tg} \alpha^* - a \sin \omega' x' \quad (2)$$

где: a, ω' - параметры опорного профиля; α^* - угол наклона ползуна с линейным контуром к оси Ox' ; $\frac{tg\alpha}{h_0}$ и $\frac{a}{h_0}$ - величины одного порядка малости; $\omega = \omega' l$ - подлежит определению; l - длина ползуна; ω - параметр, характеризующий адаптированный профиль ползуна; h_0 - толщина смазочной пленки на входе в зону гидродинамического клина.

Основные уравнения и граничные условия

За исходные уравнения с учетом одновременной зависимости вязкости смазочного материала от давления и температуры примем безразмерные уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости для случая «тонкого слоя» совместно с уравнением неразрывности:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{1}{e^{\alpha p - \beta T}} \cdot \frac{dp}{dx}, \quad \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} = 0 \quad (3)$$

Размерные величины $x', y', v_{x'}, v_{y'}, p', \mu', T'$ связаны соотношениями с безразмерными x, y, v, u, p, μ, T вида:

$$\begin{aligned} x' &= lx; & y' &= h_0 y; & v_{x'} &= u^* v; & v_{y'} &= \frac{h_0}{l} u^* u; \\ p' &= p^* p; & \mu' &= \mu_0 \mu; & T' &= T^* T; & p^* &= \frac{\mu_0 u^* l}{h_0^2}; \\ \alpha &= p^* \alpha'; & \beta &= T^* \beta'; & \eta &= \frac{tg\alpha^*}{h_0}; & \eta_1 &= \frac{a}{h_0}. \end{aligned} \quad (4)$$

где: $v_{x'}, v_{y'}$ - компоненты вектора скорости; T^* - характерная температура; α - параметр, характеризующий зависимость вязкости от давления; β - параметр, характеризующий зависимость вязкости от температуры.

Система уравнений (3) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} u &= 0, & v &= 0, & \text{при } y &= 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x; \\ u &= 0, & v &= 1, & y &= 0, & \text{при } p(x_1) = p(x_2) = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

где: x_1, x_2 - соответственно координаты начала и конца свободной поверхности смазочного материала.

Точное автомодельное решение

Точное автомодельное решение задачи (3)-(5) выполним интегрированием, после

введения автомодельной переменной $\xi = \frac{y}{h(x)}$:

$$v = \frac{\partial \Psi}{\partial y} + V(x, y); \quad u = -\frac{\partial \Psi}{\partial x} + U(x, y);$$

$$\Psi(x, y) = \tilde{\Psi}(\xi); \quad V(x, y) = \tilde{v}(\xi); \quad U(x, y) = -\tilde{u}(\xi)h'(x); \quad (6)$$

$$\frac{1}{e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp}{dx} = \frac{\tilde{C}_1}{h^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(x)}; \quad \xi = \frac{y}{h(x)}; \quad h(x) = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x.$$

Подставляя (6) в (3) и (5), получим:

$$\tilde{\Psi}''' = \tilde{C}_2, \quad \tilde{v}'' = \tilde{C}_1, \quad \tilde{u}' + \xi \tilde{v}' = 0;$$

$$\tilde{\Psi}'(0) = \tilde{\Psi}'(1) = 0; \quad \tilde{u}(1) = \tilde{v}(1) = 0; \quad \tilde{u}(0) = 0; \quad \tilde{v}(0) = 1;$$

$$\int_0^1 \tilde{v}(\xi) d\xi = 0. \quad (7)$$

Непосредственным интегрированием найдем решение задачи (6)-(7). В результате имеем:

$$\tilde{\Psi}' = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1;$$

$$\tilde{C}_1 = 6; \quad \tilde{C}_2 = \frac{-\tilde{C}_1 \int_{x_1}^{x_2} \frac{\mu(x)}{h^2(x)} dx}{\int_{x_1}^{x_2} \frac{\mu(x)}{h^3(x)} dx} = -\frac{\tilde{C}_1 \tilde{I}_2(x)}{\tilde{I}_3(x)}; \quad (8)$$

где:

$$\tilde{I}_\kappa(x) = \int_{x_1}^{x_2} \frac{\mu(x)}{h^\kappa(x)} dx.$$

Определение гидродинамического давления

Безразмерное гидродинамическое давление в смазочном слое определим из уравнения:

$$\frac{1}{\mu(x)} \frac{dp}{dx} = \frac{\tilde{C}_1}{h^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(x)}. \quad (9)$$

Для решения уравнения (9) сначала определим μ как функцию, зависящую от x .

При определении $\mu(x)$ используем выражение, отражающее закономерность изменения скорости диссипации энергии смазочной среды:

$$\frac{dH'}{dx'} = \frac{2\mu_0 \mu^{*2} h(x)}{h_0} \int_0^1 \left[\frac{\tilde{\Psi}''(\xi)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h(x)} \right]^2 d\xi. \quad (10)$$

Тогда повышение температуры определяется выражением:

$$\frac{dT'}{dx'} = \frac{dH'}{dx'} \cdot \frac{1}{C_p Q} = \frac{2\mu_0 \mu u^* h(x)}{C_p Q h_0} \int_0^1 \left[\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h(x)} \right]^2 d\xi, \quad (11)$$

где: Q - расход смазочного материала в единицу времени; C_p - теплоемкость при постоянном давлении; h - толщина масляной пленки; u^* - скорость движения направляющей.

$$Q = u^* h_0 \int_0^1 \tilde{\psi}'(\xi) d\xi = -\frac{u^* h_0 \tilde{C}_2}{12}. \quad (12)$$

Продифференцируем по x выражение $\mu = e^{\alpha p - \beta T}$, получим:

$$\begin{aligned} \frac{d\mu}{dx} = \mu \left(\alpha \frac{dp}{dx} - \beta \frac{dT}{dx} \right) = \mu \alpha \frac{dp}{dx} - \frac{\mu \beta \cdot 2\mu_0 \mu u^* h(x) l}{T^* C_p h_0^2 \int_0^1 \tilde{\psi}'(\xi) d\xi} \times \\ \times \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h(x)} \right)^2 d\xi. \end{aligned} \quad (13)$$

С учетом уравнения (9), для определения $\mu(x)$ приходим к следующему дифференциальному уравнению:

$$\frac{1}{\mu^2(x)} \frac{d\mu}{dx} = \frac{\alpha \tilde{C}_1}{h^2(x)} + \frac{\alpha \tilde{C}_2}{h^3(x)} + \frac{24\mu_0 u^* l \beta h(x)}{T^* C_p h_0^2 \tilde{C}_2} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h(x)} \right)^2 d\xi. \quad (14)$$

Интегрируя это уравнение, будем иметь:

$$\frac{1}{\mu(x)} = 1 - \alpha \tilde{C}_1 I_2(x) - \alpha \tilde{C}_2 I_3(x) - \tilde{K} [\Delta_1 I_3(x) + \Delta_2 I_2(x) + \Delta_3 I_1(x)], \quad (15)$$

где:

$$\tilde{K} = \frac{24\mu_0 u^* l \beta}{T^* C_p h_0^2 \tilde{C}_2}, \quad \Delta_1 = \int_0^1 [\tilde{\psi}''(\xi)]^2 d\xi,$$

$$\Delta_2 = 2 \int_0^1 (\tilde{\psi}''(\xi) \cdot \tilde{v}'(\xi)) d\xi, \quad \Delta_3 = \int_0^1 [\tilde{v}'(\xi)]^2 d\xi; \quad I_k(x) = \int_{x_1}^x \frac{dx}{h^k(x)}.$$

Решая уравнения (15) относительно $\mu(x)$, получим:

$$\mu(x) = \frac{1}{1 - \tilde{K} [\Delta_1 I_3(x) + \Delta_2 I_2(x) + \Delta_3 I_1(x)] - \alpha \tilde{C}_1 I_2(x) - \alpha \tilde{C}_2 I_3(x)}. \quad (16)$$

В дальнейшем функцию $\mu(x)$ заменим ее усредненным интегральным значением:

$$\tilde{\mu} = \int_{x_1}^{x_2} \mu(x) dx = \int_{x_1}^{x_2} \left[\frac{1}{1 - \tilde{K} [\Delta_1 I_3(x) + \Delta_2 I_2(x) + \Delta_3 I_1(x)] - \alpha (\tilde{C}_1 I_2(x) + \tilde{C}_2 I_3(x))} \right] dx. \quad (17)$$

Решая полученные уравнения для $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \tilde{C}_2, I_3(x), I_2(x), I_1(x)$ с точностью до членов второго порядка малости $O(\eta^2), O(\eta_1^2), O(\eta\eta_1)$, получим следующие выражения:

$$\Delta_1 = 3 \left(1 + \eta(x_2 - x_1) + \frac{4\eta_1 \sin \omega \frac{x_2 + x_1}{2} \sin \omega \frac{x_2 - x_1}{2}}{\omega(x_2 - x_1)} \right);$$

$$\Delta_2 = -6 \left(1 + \frac{\eta}{2}(x_2 - x_1) + \frac{2\eta_1 \sin \omega \frac{x_2 + x_1}{2} \sin \omega \frac{x_2 - x_1}{2}}{\omega(x_2 - x_1)} \right); \quad \Delta_3 = 4;$$

$$\tilde{C}_2 = -6 \left[1 + \frac{\eta}{2}(x_2 - x_1) + \frac{2\eta_1 \sin \omega \frac{x_2 + x_1}{2} \sin \omega \frac{x_2 - x_1}{2}}{\omega(x_2 - x_1)} \right].$$

Тогда для усредненного интегрального значения $\tilde{\mu}$ получим следующее выражение:

$$\begin{aligned} \tilde{\mu} = 1 + K \left[-\frac{(x_2 - x_1)^2}{12} + \frac{\eta}{36}(x_2 - x_1)(x_2^2 + x_1 x_2 - 2x_1^2) + \frac{\eta_1}{6\omega} \left(\frac{2}{\omega} \cos \frac{\omega(x_2 + x_1)}{2} \sin \frac{\omega(x_2 - x_1)}{2} - \right. \right. \\ \left. \left. -(x_2 - x_1) \cos \omega x_1 \right) - \frac{\eta}{24}(x_2 - x_1)^3 + \frac{\eta_1(x_2 - x_1)}{6\omega} \sin \frac{\omega(x_2 + x_1)}{2} \sin \frac{\omega(x_2 - x_1)}{2} \right] + \\ + 6\alpha \left[-\frac{\eta(x_2 - x_1)(x_2^2 + x_1 x_2 - 2x_1^2)}{6} + \frac{\eta_1}{\omega} \left(\frac{2}{\omega} \cos \frac{\omega(x_2 + x_1)}{2} \sin \frac{\omega(x_2 - x_1)}{2} - (x_2 - x_1) \cos \omega x_1 \right) - \right. \\ \left. - \frac{\eta}{4}(x_2 - x_1)^3 - \frac{\eta_1(x_2 - x_1)}{\omega} \sin \frac{\omega(x_2 + x_1)}{2} \sin \frac{\omega(x_2 - x_1)}{2} \right], \end{aligned} \quad (18)$$

$$K = \frac{\mu_0 u^* l \beta}{T^* C_p h_0^2}.$$

где:

С учетом (9) и (18) безразмерное гидродинамическое давление определяется выражением

$$p = \tilde{\mu}\tilde{C}_1 I_2(x) + \tilde{\mu}\tilde{C}_2 I_3(x) = 6\tilde{\mu} \left[\frac{\eta}{2}(x^2 - x_1^2) - \frac{2\eta_1}{\omega} \sin \frac{\omega(x+x_1)}{2} \sin \frac{\omega(x-x_1)}{2} - \frac{\eta}{2}(x_2-x_1)(x-x_1) + \frac{2\eta_1}{\omega} \frac{(x-x_1)}{(x_2-x_1)} \sin \frac{\omega(x_2+x_1)}{2} \sin \frac{\omega(x_2-x_1)}{2} \right]. \quad (19)$$

Результаты исследований и их обсуждение

Перейдем к определению основных рабочих характеристик подшипника.

Для несущей способности и силы трения $L_{тр}$ получим следующие выражения:

$$W = p^* l \left(\tilde{\mu}\tilde{C}_1 \int_{x_1}^{x_2} I_2(x) dx + \tilde{\mu}\tilde{C}_2 \int_{x_1}^{x_2} I_3(x) dx \right) = \frac{6\tilde{\mu}\mu_0 u^* l^2}{\omega h_0^2} \left[(x_2-x_1)(x_2^2 + x_1 x_2 - 2x_1^2) + \frac{\eta_1}{\omega} \left(\frac{2}{\omega} \cos \frac{\omega(x_2+x_1)}{2} \sin \frac{\omega(x_2-x_1)}{2} - (x_2-x_1) \cos \omega x_1 \right) - \frac{\eta}{4}(x_2-x_1)^3 + \eta_1(x_2-x_1) 2 \sin \frac{\omega(x_2+x_1)}{2} \sin \frac{\omega(x_2-x_1)}{2} \right]. \quad (20)$$

$$L_{тр} = \frac{\tilde{\mu}\mu_0 u^* l^2}{h_0} \int_{x_1}^{x_2} \left(\frac{\tilde{\psi}''(0)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{v}'(0)}{h(x)} \right) dx = \frac{\tilde{\mu}\mu_0 u^* l^2}{h_0} \left(-(x_2-x_1) + \eta(x_2^2 - x_1^2) + \frac{10\eta_1}{\omega} \sin \frac{\omega(x_2+x_1)}{2} \sin \frac{\omega(x_2-x_1)}{2} + \frac{3\eta}{2}(x_2-x_1)^2 \right). \quad (21)$$

Диапазон параметров, входящих во все выражения, приведен ниже.

$$\eta = \eta_1 = 0,3 \div 1; \quad \omega = 0 \div 21\pi; \quad K = 0,1 \div 10; \quad \alpha = 0,01 \div 3; \quad \beta = 0 \div 1;$$

$$l = 0,1256 \div 0,1884 \text{ м}; \quad u^* = 1 \div 3 \text{ м/с}; \quad h_0 = 10^{-7} \div 2 \cdot 10^{-7} \text{ м}; \quad \mu_0 = 0,0595 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2};$$

$$T = 30 \div 100 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \mu = 0,0608 \div 0,0078 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}; \quad P_a = 0,08 \div 0,101325 \text{ МПа}.$$

По результатам численных расчетов построены графики, приведенные на рисунках 2-6.

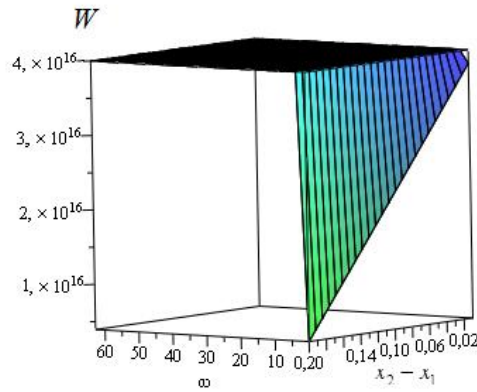


Рисунок 2. Зависимость несущей способности от параметра ω , характеризующего адаптивный профиль опорной поверхности, и от параметра $x_2 - x_1$, характеризующего протяженность свободной поверхности смазочного материала (автор: Лагунова Е.О.)

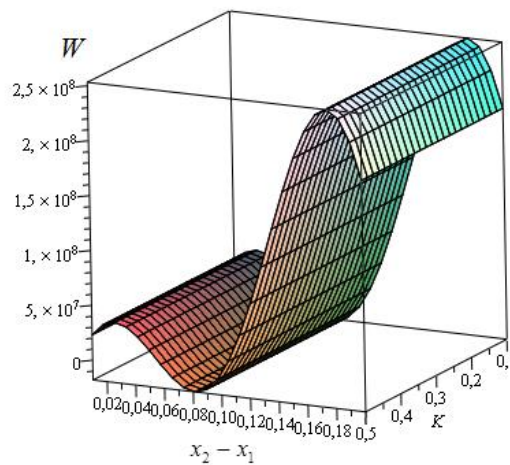


Рисунок 3. Зависимость несущей способности от параметра $x_2 - x_1$, характеризующего протяженность свободной поверхности смазочного материала, и теплового параметра K (автор: Лагунова Е.О.)

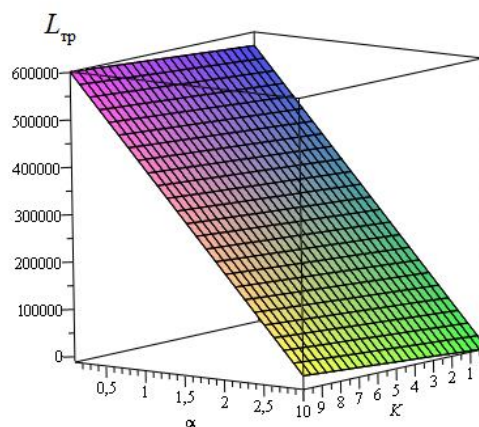


Рисунок 4. Зависимость силы трения от параметра α , характеризующего зависимость вязкости смазочного материала от давления, и теплового параметра K (автор: Лагунова Е.О.)

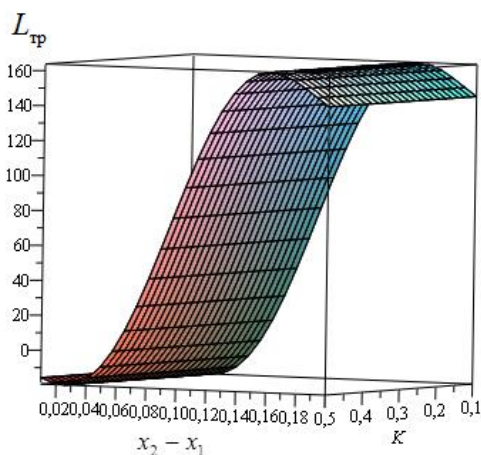


Рисунок 5. Зависимость силы трения от параметра $x_2 - x_1$, характеризующего протяженность свободной поверхности смазочного материала, и теплового параметра K (автор: Лагунова Е.О.)

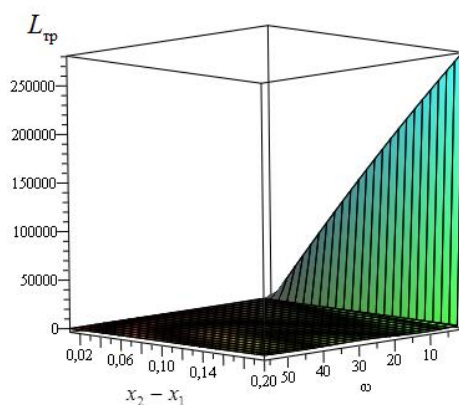


Рисунок 6. Зависимость несущей способности от параметра ω , характеризующего адаптивный профиль опорной поверхности, и от параметра $x_2 - x_1$, характеризующего протяженность свободной поверхности смазочного материала (автор: Лагунова Е.О.)

Анализ полученных расчетных моделей и графиков позволяет сделать ряд следующих **ВЫВОДОВ**:

Выводы

1. В результате проведенных теоретических исследований выявлены основные закономерности взаимовлияния на вязкостные характеристики жидких смазочных материалов температуры и давления в смазочном слое.
2. Установлено, что вязкостные характеристики смазочного материала в условиях гидродинамического смазывания интенсивно повышаются при снижении теплового параметра K и в меньшей степени при уменьшении параметра α , обусловленного зависимостью вязкости от давления, что аналогично влияет на несущую способность подшипника.
3. Установлено, что с увеличением параметра $x_2 - x_1$, характеризующего протяженность свободной поверхности смазочного материала, несущая

способность, сила трения и температура увеличиваются, а вязкость смазочного материала уменьшается, что приводит к снижению нагрузочно-скоростных режимов подшипниковых узлов, которое компенсируется за счет применения адаптированного профиля опорной поверхности рассматриваемой расчетной модели трибосистемы необходимое для применения реальной практики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чернец, М.В. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения по кумулятивной модели изнашивания с учетом огранки контура вала // Трение и износ. - 2015 (36), №2, 213-221.
2. Албагачиев, А.Ю. Распределение температуры по поверхности трения скольжения при граничной смазке / А.Ю. Албагачиев, И.А. Меделяев // Вестник Московского государственного университета приборостроения и информатики. - 2007. - № 7. - С. 8.
3. Албагачиев, А.Ю. Фрикционно-износные и температурные характеристики материалов при высокоскоростном скольжении в машинах и аппаратах / А.Ю. Албагачиев, В.Д. Кожемякина, А.В. Чичинадзе // Трение и смазка в машинах и механизмах. - 2010. - № 3. - С. 19-29.
4. Ахвердиев, К.С. Гидродинамический расчет радиального подшипника скольжения, работающего в турбулентном режиме трения при неполном заполнении зазора вязкоупругой смазкой / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, В.А. Замшин, И.С. Семенко // Вестник машиностроения. - 2009. - № 7. - С. 11-17.
5. Liquids Viscosity: Theory, Estimation, Experiment and Data / D.S. Viswanath, T.K. Ghosh, D.H.L. Prasad, N.V.K. Dutt, K.Y. Rani. - N.Y., 2010.
6. Ахвердиев, К.С. Гидродинамический расчет упорного подшипника скольжения, работающего на вязкоупругой смазке в турбулентном режиме трения / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, И.С. Семенко // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2011. - № 4. - С. 69-77.
7. Задорожная, Е.А. Оценка теплового состояния сложнагруженного подшипника с учетом реологических свойств смазочного материала / Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-исследовательский журнал. - Харьков: Изд-во «Харьковский Политехнический Институт», 2012. - № 2. - С. 66-73.
8. Akhverdiev, K.S. Radial bearing with porous barrel / K.S. Akhverdiev, M.A. Mukutadze, A.M. Mukutadze // Proceedings of Academic World: International Conference, 28th of March, 2016, San Francisco, USA. - IRAG Research Forum: Institute of Research and Journals, 2016. - P. 28-31.
9. Задорожная, Е.А. Решение термогидродинамической задачи смазки сложнагруженных подшипников скольжения с учетом реологических свойств смазывающей жидкости // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2014, №4, 70-81.
10. Матвеев, В.А. Определение динамической вязкости вещества в зависимости от давления и температуры / В.А. Матвеев, О.Ф. Орлов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Естественные науки». - 2009, №3, 116-118.
11. Разработка расчетной модели радиального подшипника с учетом зависимости проницаемости, электропроводности и вязкости жидкого смазочного материала от давления / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, И.А. Колобов, А.Н. Гармонина // Интернет-журнал «Науковедение». - 2016. - Т. 8, № 6. - Режим доступа: <http://naukovedenie.ru/PDF/74TVN616.pdf>.

Lagunova Elena Olegovna

Rostov state transport university, Russia, Rostov-on-Don
E-mail: lagunova@rambler.ru

Development of settlement model of the persistent bearing taking into account dependence of viscosity of lubricant on pressure and temperature

Abstract. The technique and implementation of the exact automodel solution of a task on the persistent bearing of sliding working in the hydrodynamic mode on incompressible lubricant at the accounting of dependence of viscosity at the same time from pressure and temperature and also with the adapted profile of a basic surface is given in work.

On the basis of the equation of the movement of viscous incompressible liquid for a case of "a thin layer" and the equation of continuity the field of speeds, pressure is found and analytical expressions for the bearing ability and friction force are received.

An assessment of influence of the parameters characterizing dependence of viscosity of lubricant on pressure and temperature, and also the adapted profile on the main performance data of the bearing is given.

The received specified settlement models have allowed to establish influence of a number of additional factors, and also to make the comparative analysis of again received results and which are already available that confirms big nearness of new model to real practice.

Keywords: hydrodynamics; the adapted profile of a basic surface; dependence of viscosity of liquid lubricant on pressure and temperature

REFERENCES

1. Chernets, M.V. Forecasting of durability of bearings of sliding on cumulative model of wear taking into account a shaft contour facet // Friction and wear. - 2015 (36), No. 2, 213-221.
2. Albagachiyev, A.Yu. Distribution of temperature on a sliding friction surface at boundary lubricant / A.Yu. Albagachiyev, I.A. Medelyaev // Messenger of Moscow State University of instrument making and informatics. - 2007. - No. 7. - Page 8.
3. Albagachiyev, A.Yu. Friktionno-iznosny and temperature characteristics of materials at high-speed sliding in cars and devices / A.Yu. Albagachiyev, V.D. Kozhemyakina, A.V. Chichinadze // Friction and lubricant in machines and mechanisms. - 2010. - No. 3. - Page 19-29.
4. Akhverdiyev, K.S. Hydrodynamic calculation of the radial bearing of the sliding working in the turbulent mode of friction at incomplete filling of a gap with viscoelastic lubricant / K.S. Akhverdiyev, M.A. Mukutadze, V.A. Zamshin, I.S. Semenko // Messenger of mechanical engineering. - 2009. - No. 7. - Page 11-17.
5. Liquids Viscosity: Theory, Estimation, Experiment and Data / D.S. Viswanath, T.K. Ghosh, D.H.L. Prasad, N.V.K. Dutt, K.Y. Rani. - N.Y., 2010.
6. Akhverdiyev, K.S. Hydrodynamic calculation of the persistent bearing of the sliding working on viscoelastic lubricant in the friction / K.S turbulent mode. Akhverdiyev,

- M.A. Mukutadze, I.S. Semenko // Problems of mechanical engineering and reliability of cars. - 2011. - No. 4. - Page 69-77.
7. Zadorozhny, E.A. Mark of a thermal condition of the slozhnonagruzheny bearing taking into account the lubricants / E.A rheological properties. Zadorozhny, V.G. Karavayev // Internal combustion engines. All-Ukrainian research magazine. - Kharkiv: Kharkiv Polytechnical Institute publishing house, 2012. - No. 2. - Page 66-73.
 8. Akhverdiev, K.S. Radial bearing with porous barrel / K.S. Akhverdiev, M.A. Mukutadze, A.M. Mukutadze // Proceedings of Academic World: International Conference, 28th of March, 2016, San Francisco, USA. - IRAG Research Forum: Institute of Research and Journals, 2016. - P. 28-31.
 9. Zadorozhny, E.A. The solution of a thermohydrodynamic problem of lubricant the slozhnonagruzhenykh of bearings of sliding taking into account rheological properties of the greasing liquid // Problems of mechanical engineering and reliability of cars. - 2014, No. 4, 70-81.
 10. Matveev, V.A. Definition of dynamic viscosity of substance depending on pressure and temperature / V.A. Matveev, O.F. Orlov // Messenger of MSTU of N.E. Bauman. It is gray. "Natural sciences". - 2009, No. 3, 116-118.
 11. Development of design models of the radial bearing is based on the dependence of the permeability, conductivity and viscosity of liquid lubricant from the pressure / K.S. Akhverdiev, M.A. Mukutadze, I.A. Kolobov, A.N. Harmonina // Internet-journal "Naukovedenie". - 2016. - Vol. 8, No. 6. - Mode of access: <http://naukovedenie.ru/PDF/74TVN616.pdf>.