

УДК 532.525.2 : 532.517:532 : 59

К.С. АХВЕРДИЕВ, М.А. МУКУТАДЗЕ, В.А. КОНСТАНТИНОВ

ГАЗОВЫЙ УПОРНЫЙ ПОДШИПНИК ПОВЫШЕННОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ С ПОДАТЛИВОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Теоретически исследованы основные рабочие характеристики деформируемых газодинамических упорных подшипников скольжения, обладающих повышенной несущей способностью. Показано, что характеристики стационарной работы такого подшипника отличаются от характеристик жесткого подшипника.

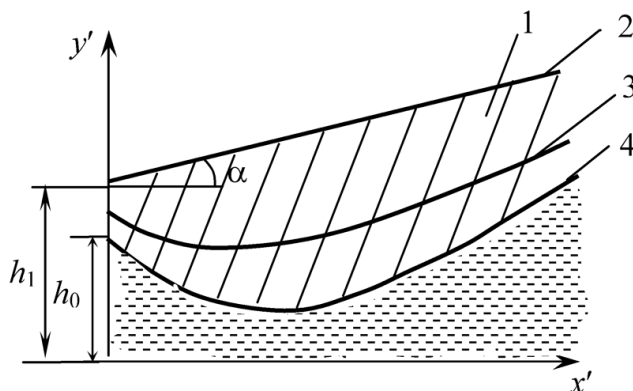
Ключевые слова: упорный подшипник, несущая способность, адаптированный профиль, газовая смазка.

Введение. Рост скорости и рабочей температуры в машинах вращательного движения делает почти неизбежным использование подшипников с газовой смазкой. Существенным недостатком самогенерирующихся газовых подшипников является их низкая несущая способность. Каждый раз, когда нагрузка оказывается высокой или даже средней, требуется внешний наддув, усложняющий конструкцию. Так как размеры подшипника обычно ограничены, то возникает необходимость исследования конструкции подшипников, которые выдерживают максимальную нагрузку при заданных размерах подшипника.

В области гидродинамических подшипников появилось новое направление – подшипники с нежесткой опорной поверхностью. Подшипники с нежесткой поверхностью имеют явные преимущества, по сравнению с подшипниками с нежесткой опорной поверхностью. Податливость эластомера под действием давления смазки приводит к появлению своего рода губы, ограничивающей утечку сдавливаемой смазки из подшипника [1]. Таким образом, в условиях уменьшенного питания смазкой подшипник с податливой поверхностью может сохранять гидродинамическую или гидростатическую сплошную пленку смазки.

Цель наших исследований – расчет упорного газодинамического подшипника повышенной несущей способности с учетом деформации упругого слоя переменной толщины на рабочей поверхности ползуна.

Постановка задачи. Рассмотрим установившееся движение газовой смазки в зазоре упорного подшипника (между ползуном и направляющей). Ползун с нелинейным профилем опорной поверхности предполагается неподвижным, а направляющая движется со скоростью u^* . Также предполагается наличие упругого слоя на рабочей поверхности ползуна (см. рисунок).



Схематическое изображение упорного подшипника с нелинейным податливым контуром опорной поверхности:
1 – упругий слой переменной толщины; 2 – контур упругого слоя, прилегающий к жесткой опорной поверхности;
3 – деформированный контур упругого слоя; 4 – недеформированный контур упругого слоя

Уравнения недеформированного внешнего контура упругого слоя, внутреннего деформированного контура упругого слоя, а также направляющей можно записать в виде:

$$y' = h_1 + x' \operatorname{tg} \alpha, \quad y' = h_0 + x' \operatorname{tg} \alpha - a \sin \omega' x' + \lambda f(x'), \quad y' = 0. \quad (1)$$

Здесь h_0 – толщина пленки в начальном сечении; α – угол наклона линейного профиля ползуна к оси Ox' ; a и ω' – соответственно амплитуда и частота контурного возмущения на поверхности ползуна, которые характеризуют степень отклонения профиля ползуна от линейного; l – длина подшипника.

Предполагается, что $l \operatorname{tg} \alpha$, a и λ одного порядка малости; $\omega = \omega' l$ в дальнейшем определяется из условия максимума несущей способности подшипника; $\lambda f(x')$ – характеризует деформацию упругого слоя; $f'(x')$ – безразмерная функция, подлежащая определению.

Основные уравнения и граничные условия. В качестве исходных уравнений берется безразмерная система уравнений движения вязкого газа для случая «тонкого слоя», уравнение неразрывности и уравнение состояния:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\Lambda} \frac{dp}{dx}, \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0, \quad p = \rho. \quad (2)$$

Здесь размерные величины $x', y', u', v', p', \rho'$ связаны с безразмерными x, y, u, v, p, ρ соотношениями:

$$x' = lx, \quad y' = h_0 y, \quad u' = u^* u, \quad v' = \varepsilon u^* v, \quad p' = p_a p, \\ \rho' = \rho^* \rho, \quad \rho^* = \frac{p^*}{RT}, \quad \Lambda = \frac{\mu l u^*}{p_a h_0^2}, \quad \varepsilon = \frac{h_0}{l}, \quad (3)$$

где u', v' – компоненты вектора скорости; p' – гидродинамическое давление; ρ' – плотность; μ – динамический коэффициент вязкости; p_a – атмосферное давление; Λ – параметр сжимаемости; T – температура; R – газовая постоянная.

Система уравнений (2) решается при следующих граничных условиях:

$$u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad y = h(x) = 1 + \eta_1 x - \eta_1 \sin \omega x + \eta_2 \varphi(x), \\ u = 1, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad y = 0; \quad p(0) = p(1), \quad \eta = \frac{l \operatorname{tg} \alpha}{h_0}, \quad \eta_1 = \frac{a}{h_0}, \quad \eta_2 = \frac{\lambda}{h_0}, \quad \varphi(x) = f(ex). \quad (4)$$

Здесь $\varphi(x)$ – ограниченная функция, подлежащая определению, $\max_{x \in [0,1]} |\varphi(x)| = 1$.

К системе уравнений (2) необходимо добавить следующую безразмерную систему уравнений Ламэ для «тонкого слоя»:

$$\frac{\partial^2 u_{y'}}{\partial y^{*2}} = 0, \quad \frac{\partial^2 u_{x'}}{\partial y^{*2}} = 0. \quad (5)$$

Здесь в упругом слое переход к безразмерным переменным осуществлен по формулам:

$$u'_{o'} = \tilde{u}^* u_{y^*}, \quad u'_{x'} = \tilde{u}^* u_{x^*}, \quad y' = h_0 + \delta^* y^*, \quad \delta^* = h_1 - h_0,$$

где $u'_{x'}, u'_{y'}$ – компоненты вектора перемещений; δ^* – толщина упругого слоя в начальном сечении; $\tilde{u}^*$ – характерная величина компоненты вектора перемещений. В переменных x, y и x, y^* – уравнение недеформированного контура упругого слоя, прилегающего к смазочному слою, соответственно запишем в виде:

$$y = H_1(x) = 1 + \eta_1 x - \eta_1 \sin \omega x, \quad y^* = H_2(x) = \eta_3 x - \eta_4 \sin \omega x, \quad \eta_3 = l \operatorname{tg} \alpha / \delta^*, \quad \eta_4 = \lambda / \delta^*. \quad (6)$$

Уравнение внешнего контура упругого слоя, прилегающего к жесткой опорной поверхности подшипника, запишем в виде $y^* = 1 + \eta_3 x$.

Систему уравнений (5) решаем при следующих граничных условиях:

$$N \frac{\partial u_{x'}}{\partial y^*} \Big|_{y^*=H_2(x)} = \frac{\partial v}{\partial y} \Big|_{y=H_2(x)}, \quad M \frac{\partial u_{y'}}{\partial y^*} \Big|_{y^*=H_2(x)} = -p, \quad u_{x'} \Big|_{y^*=1} = 0, \quad u_{y'} \Big|_{y^*=1} = 0. \quad (7)$$

$$\text{Здесь } M = \frac{1 + \alpha^* \tilde{G} \tilde{u}^*}{(1 - \alpha^*) \delta^* p_0}, \quad N = \frac{G \tilde{u}^* \delta}{\mu \tilde{u}^* \delta^*},$$

где G – модуль сдвига; α^* – постоянная Мухелишвили.

Граничные условия (4) означают прилипание смазки к поверхности ползуна и направляющей, и то, что давление равно атмосферному давлению в начальном и конечном сечениях. Граничные условия (7) означают равенство касательных и нормальных напряжений на недеформированной поверхности подшипника, прилегающей к смазочному слою и равенство нулю компонентов вектора перемещений на внешней поверхности упругого слоя, прилегающей к жесткой опорной поверхности ползуна. Перейдем к решению задачи (2)-(4).

Интегрируя систему уравнений (2), с учетом (4), получаем:

$$u = \frac{1}{\Lambda} \frac{dp}{dx} \frac{y^2}{2} - \left(\frac{1}{\Lambda} \frac{dp}{dx} \frac{h}{2} + \frac{1}{h} \right) y + 1. \quad (8)$$

Интегрируя уравнение неразрывности от 0 до h , с учетом (5), получаем:

$$\frac{d}{dx} \left(p h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6 \Lambda \frac{d(ph)}{dx}. \quad (9)$$

Это уравнение однократным интегрированием приведем к виду:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\Lambda}{ph^3} (ph - c_1), \quad (10)$$

где c_1 – постоянная интегрирования.

При очень высоких скоростях, как $u^* \rightarrow \infty (\Lambda \rightarrow \infty)$, dp/dx может оставаться ограниченным, если только $ph \rightarrow c_1$. Это дает асимптоту, соответствующую высокой скорости для подшипника бесконечной длины с газовой смазкой

$$p = \frac{c_1}{h}. \quad (11)$$

При очень низкой скорости уравнение (9) преобразуется к виду [2]:

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6 \Lambda \frac{dh}{dx}, \quad h(x) = 1 + \eta_1 x - \eta_1 \sin \omega x + \eta_2 \varphi(x). \quad (12)$$

В случае, когда $u^* \not\rightarrow \infty$, $u^* \not\rightarrow 0$, точное автомодельное решение системы (2), удовлетворяющее граничным условиям (4), будем искать в виде [3, 4]:

$$\begin{aligned} \rho u &= \frac{\partial \psi}{\partial y} + U(x, y) \rho, \quad v = -\frac{\partial \psi}{\partial x} + V(x, y), \quad \psi = \tilde{\psi}(\xi), \quad U(x, y) = \tilde{u}(\xi, x), \\ V(x, y) &= -\tilde{v}(\xi, x) \frac{dh(x)}{dx}, \quad \xi = \frac{y}{h(x)}, \quad \frac{p}{\Lambda} \frac{dp}{dx} = \frac{\tilde{c}_1(x)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{c}_2(x)}{h^3(x)}, \quad \tilde{c}_2 = \text{const.} \end{aligned} \quad (13)$$

Подставляя (13) в (2) и в граничные условия (4), получаем:

$$\frac{d^3 \tilde{\psi}}{d\xi^3} = \tilde{c}_2, \quad \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \xi^2} = \tilde{c}_1(x), \quad \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \xi} - \frac{h(x)}{h'(x)} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial x} + \xi \frac{\partial \tilde{u}}{\partial x} = 0, \quad \left(h'(x) = \frac{dh}{dx} \right), \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\tilde{\psi}(0)}{d\xi} = 0, \quad \frac{\partial\tilde{\psi}(1)}{\partial\xi} = 0, \quad \tilde{u}(1,x) = 0, \quad \tilde{v}(1,x) = 0, \quad \tilde{u}(0,x) = -1, \quad \tilde{v}(0,x) = 0, \\ p(0) = p(1) = 1, \quad \int_0^1 \tilde{u}(\xi, x) d\xi = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Интегрируя систему уравнений (14), с учетом (15), получаем:

$$\frac{d\tilde{\psi}}{d\xi} = \frac{\tilde{c}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{u} = \tilde{c}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{c}_1}{2} + p \right) \xi, \quad \tilde{c}_1 = 6p.$$

Для определения безразмерного гидродинамического давления в смазочном слое имеем уравнение:

$$p \frac{dp}{dx} = \Lambda \left(\frac{6p}{h^2(x)} + \frac{\tilde{c}_2}{h^3(x)} \right) \quad (16)$$

с граничными условиями $p(0) = p(1) = 1$.

Из уравнений (11), (12) и (16) следует, что для определения гидродинамического давления предварительно необходимо найти функцию $\eta\varphi(x)$, обусловленную деформацией упругого слоя на поверхности ползуна.

Для определения этой функции воспользуемся системой уравнений (5). Интегрируя эту систему, будем иметь:

$$u_{y'} = e_1(x)y^* + e_2(x), \quad u_{x'} = e_3(x)y^* + e_4(x).$$

Используя граничные условия (7) для $u_{y'}$, в принятом нами приближении, получаем следующее выражение:

$$u_{y'} = -\frac{p}{M}y^* + \frac{p}{M}(1 + \eta x). \quad (17)$$

Воспользовавшись приближенной формулой, получим:

$$|y_d - y_n| = u_{y'} \Big|_{y^* = H_2(x)}, \quad (18)$$

где $y_d = h(x)$ – безразмерное уравнение деформированного контура упругого слоя; $y_n = H_1(x)$ – безразмерное уравнение недеформированного контура, прилегающего к смазочному слою.

С учетом (6) и (8) для $\eta_2\varphi(x)$, в принятом нами приближении, получим выражение:

$$\eta_2\varphi(x) = \frac{p}{M} + \frac{p}{M}\eta_4 \sin \omega x. \quad (19)$$

В экстремальном случае (при $\Lambda \rightarrow \infty$) для определения p , приходим к уравнению

$$\frac{p^2}{M}(1 + \eta_4 \sin \omega x) + p(1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x) - 1 - \frac{1}{M} = 0. \quad (20)$$

Решение уравнения (20) будем искать в виде:

$$p = p_0 + \frac{1}{M}p_1 + \frac{1}{M^2}p_2 + \dots \quad (21)$$

Подставляя (21) в (20) для определения коэффициентов разложения (21) с точностью до членов $O\left(\frac{1}{M^2}\right)$, будем иметь:

$$p_0(1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x) = 1, \quad (22)$$

$$p_1(1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x) + p_0^2(1 + \eta_4 \sin \omega x) = 1. \quad (23)$$

Решая (22) и (23) с точностью до членов $0(\eta^2), 0(\eta_1^2), 0(\eta_4^2)$, получаем:

$$p_0 = 1 - \eta x + \eta_1 \sin \omega x, \quad (24)$$

$$p_1 = 2\eta x - 2\eta_1 \sin \omega x - \eta_4 \sin \omega x. \quad (25)$$

Во втором экстремальном случае (т.е. при малых скоростях скольжения направляющей), а также при промежуточных значениях скоростей скольжения направляющей, решение уравнений (12) и (16), с учетом (19), находится в виде ряда Тейлора в окрестности точки $x=0$:

$$p = p(0) + p'(0)x + p''(0)\frac{x^2}{2} + \dots \quad (26)$$

При решении уравнения (12) будем исходить из следующих выражений:

$$p(0) = 1, \quad h(0) = 1 + \frac{1}{M}, \quad h'(0) = \eta - \eta_1 \omega + \frac{p'(0)}{M} + \frac{p(0)}{M} \eta_4 \omega,$$

$$p''(0) = -\frac{3h'(0)p'(0)}{h(0)} + \frac{6\Lambda h'(0)}{h^3(0)},$$

где $p'(0)$ определяется из условия $p(1)=1$. При решении уравнения (16) исходными выражениями являются:

$$p(0) = 1, \quad h(0) = 1 + \frac{1}{M}, \quad h'(0) = \eta - \eta_1 \omega + \frac{p'(0)}{M} + \frac{p(0)}{M} \eta_4 \omega,$$

$$p'(0) = \frac{\Lambda}{p(0)} \left(\frac{6}{h^2(0)} + \frac{\tilde{c}_2}{h^3(0)} \right),$$

$$p''(0) = -\Lambda \frac{p'(0)}{p^2(0)} \left(\frac{6}{h^2(0)} + \frac{\tilde{c}_2}{h^3(0)} \right) + \frac{\Lambda}{p(0)} \left(\frac{6p'(0)h^2(0) - 2h(0)h'(0)6p(0) - 3h'(0)\tilde{c}_2}{h^4(0)} \right).$$

Здесь в принятом нами приближении $\tilde{c}_2$ является корнем уравнения $p'(0) + p''(0)\frac{1}{2!} = 0$.

Перейдем к определению основных рабочих характеристик подшипника в первом экстремальном случае, т.е. при $\Lambda \rightarrow \infty$.

При значениях $x \in \left[0, \frac{1}{3}\right]$ смазочный слой имеет форму сужающегося клина, а при $x \in \left[\frac{1}{3}, 1\right]$ – форму расширяющегося клина. Нагрузка, вносимая сужающимся клином единичной длины для подшипника с жесткой опорной поверхностью, определяется выражением:

$$w_c = \int_0^{\frac{1}{3}} (p-1)dx = \int_0^{\frac{1}{3}} \left(-\eta x + \eta_1 \sin \frac{3\pi}{2} x \right) dx = -\frac{\eta}{18} + \frac{2\eta_1}{3\pi}. \quad (27)$$

Воспользуемся основными результатами работы [5], где показано, что оптимальное значение ω (по несущей способности) составляет $\omega = 3\pi/2$.

Нагрузка, определяемая расширяющимся клином

$$w_p = \int_{\frac{1}{3}}^1 \left(p\left(\frac{1}{3}\right) - p(x) \right) dx = \left(1 - \frac{1}{3}\eta + \eta_1 \right) \frac{2}{3} - \frac{2}{3} + \frac{\eta}{2} - \frac{\eta}{18} = \frac{2}{9}\eta + \frac{2}{3}\eta_1. \quad (28)$$

Таким образом, нагрузка вносимая одновременно сужающимся и расширяющимся клином, определяется следующей суммой:

$$w = w_c + w_p = -\frac{\eta}{18} + \frac{2\eta_1}{3\pi} + \frac{2}{9}\eta + \frac{2}{3}\eta_1 = \frac{\eta}{6} + \frac{2}{3}\eta_1 + \frac{2\eta_1}{3\pi}. \quad (29)$$

При $\omega = 0$, т.е. в случае ползуна с линейным контуром опорной поверхности, будем иметь:

$$w_0 = \int_0^1 (1 - p(x)) dx = \frac{\eta}{2}. \quad (30)$$

Из полученных выражений (29) и (30) следует, что $w \approx 2w_0$, т.е. предлагаемая конструкция подшипника с жесткой опорной поверхностью обладает свойством подшипника двойного действия. С учетом (8) для безразмерной силы трения получим выражение:

$$L_{тр} = - \int_0^1 \frac{dx}{1 + \eta x - \eta_1 \sin \frac{3}{2} \pi x} = -1 + \frac{\eta}{2} - \frac{2\eta_1}{3\pi}. \quad (31)$$

Перейдем к определению добавочной безразмерной составляющей поддерживающей силы и силы трения при $\omega = \frac{3}{2} \pi$.

С учетом (25), будем иметь:

$$w_{сдоб} = \frac{1}{M} \int_0^{\frac{1}{3}} p_1 dx = \left(\frac{2\eta}{18} - \frac{4\eta_1}{3\pi} - \frac{2\eta_4}{3\pi} \right) \frac{1}{M}, \quad (32)$$

$$w_{рдоб} = \frac{1}{M} \int_{\frac{1}{3}}^1 \left[p_1 \left(\frac{1}{3} \right) - p(x) \right] dx = \left(-\frac{4}{9} \eta - \frac{4}{3} \eta_1 - \frac{2\eta_1}{\pi} - \frac{2}{3} \eta_4 \right) \frac{1}{M}, \quad (33)$$

$$w_{сдоб} + w_{рдоб} = \left(-\frac{5}{3} \eta - \frac{4}{3} \eta_1 - \frac{10}{3\pi} - \frac{2}{3} \eta_4 \right) \frac{1}{M}. \quad (34)$$

Таким образом, с учетом (29) и (34):

$$w_n = \frac{\eta}{6} + \frac{2}{3} \eta_1 + \frac{2\eta_1}{3\pi} - \frac{1}{M} \left(\frac{1}{3} \eta + \frac{4}{3} \eta_1 + \frac{10}{3\pi} + \frac{2}{3} \eta_4 \right), \quad (35)$$

$$L_{тр.п} = -1 + \frac{\eta}{2} - \frac{2\eta_1}{3\pi} + \frac{1}{M} \left(1 - \frac{\eta}{2} + \frac{2\eta_1}{3\pi} + \frac{\eta_4}{3\pi} \right). \quad (36)$$

Численный анализ полученных зависимостей (35) и (36) для основных рабочих характеристик позволяет сделать следующие выводы.

1. При больших значениях скорости скольжения направляющей, таких, как $\Lambda \rightarrow \infty$ при $\omega = \frac{3}{2} \pi$ и при $M \rightarrow \infty$, подшипник с жесткой опорной поверхностью обладает свойством подшипника двойного действия.

2. С увеличением значения упругогидродинамического параметра M значения безразмерной несущей способности и безразмерной силы трения увеличиваются, оставаясь меньше, чем соответствующие значения для подшипника с жесткой опорной поверхностью.

3. Как и предполагалось, при $M \rightarrow \infty$ найденные выражения для основных рабочих характеристик подшипника с деформируемой опорной поверхностью стремятся к соответствующим выражениям для подшипника с жесткой опорной поверхностью.

4. Найденные закономерности влияния параметра осцилляции ω , параметра сжимаемости Λ , а также упругогидродинамического параметра M на основные рабочие характеристики остаются такими же и при малых и промежуточных значениях скоростей скольжения направляющей.

Заключение. По результатам теоретических исследований разработан метод расчета упорного газодинамического подшипника с повышенной несущей способностью с учетом деформации его опорной поверхности. Дана оценка влияния параметра осцилляции ω , параметра сжимаемости Λ ,

а также упругогидродинамического параметра M на основные рабочие характеристики подшипника. Установлено, что с увеличением значения параметра M несущая способность и сила трения возрастают, оставаясь по своему значению меньше, чем соответствующие значения для подшипников с жесткой опорной поверхностью.

Библиографический список

1. Heuer D.F. Dynamic and Environmental Evaluation of Compliant Foil Gas Lubricated Bearings / D.F. Heuer, R.A. Collins // Tech. Rep. AFAPL-TR-73-56. Air Force Aero Propulsion Lab. – June, 1973.
2. Bisson and Anderson. Advanced Bearing Technology // NASA SP-38, 1965. – Ch.5. – Gas Lubricated Bearings by J.S. Ausman. – P.109-138.
3. Математическая модель гидродинамической смазки бесконечно широких опор, работающих в турбулентном режиме на микрополярной смазке / К.С. Ахвердиев [и др.] // Трение и смазка. – 2007. – №6. – С.278-284.
4. Математическая модель гидродинамической смазки бесконечно широких опор, работающих в нестационарном турбулентном режиме на микрополярной смазке / К.С. Ахвердиев [и др.] // Вестн. Рост. гос. ун-та путей сообщения. – 2007. – №4. – С.18-24.
5. Ахвердиев К.С. Газовый упорный подшипник с повышенной несущей способностью / К.С. Ахвердиев, В.А. Константинов, С.А. Солоп // Новые материалы и технологии в машиностроении: сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-техн. конф. – Брянск, 2009. – С.3-8.

Материал поступил в редакцию 17.11.10.

References

1. Heuer D.F. Dynamic and Environmental Evaluation of Compliant Foil Gas Lubricated Bearings / D.F. Heuer, R.A. Collins // Tech. Rep. AFAPL-TR-73-56. Air Force Aero Propulsion Lab. – June, 1973.
2. Bisson and Anderson. Advanced Bearing Technology // NASA SP-38, 1965. – Ch.5. – Gas Lubricated Bearings by J.S. Ausman. – P.109-138.
3. Matematicheskaya model' gidrodinamicheskoi smazki beskonечно shirokikh opor, rabotayushih v turbulentnom rejime na mikropolyarnoi smazke / K.S. Ahverdiev [i dr.] // Trenie i smazka. – 2007. – №6. – S.278-284. – In Russian.
4. Matematicheskaya model' gidrodinamicheskoi smazki beskonечно shirokikh opor, rabotayushih v nestacionarnom turbulentnom rejime na mikropolyarnoi smazke / K.S. Ahverdiev [i dr.] // Vestn. Rost. gos. un-ta putei soobscheniya. – 2007. – №4. – S.18-24. – In Russian.
5. Ahverdiev K.S. Gazovyi uporny podshipnik s povyshennoi nesuschei sposobnost'yu / K.S. Ahverdiev, V.A. Konstantinov, S.A. Solop // Novye materialy i tehnologii v mashinostroenii: sb. nauch. tr. po itogam mejdunar. nauch.-tehn. konf. – Bryansk, 2009. – S.3-8. – In Russian.

K.S. AKHVERDIYEV, M.A. MUKUTADZE, V.A. KONSTANTINOV

GAS THRUST BEARING OF INCREASED BEARING CAPACITY WITH YIELDING BEARING SURFACE

Basic operation factors of the deformed gas-lubricated thrust bearing with increased bearing capacity are theoretically analysed. It is shown that steady-state operation characteristics of this bearing differ from those of the rigid bearing.

Key words: thrust bearing, bearing capacity, adapted profile, gas lubrication.

АХВЕРДИЕВ Камил Самедович (р. 1938), заведующий кафедрой «Высшая математика-2» Ростовского государственного университета путей сообщения, доктор технических наук (1984), профессор (1984). Окончил Азербайджанский государственный университет (1962).

Область научных интересов: трение и износ в машинах.

Автор 460 научных публикаций.

vm_2@kaf.rgups.ru

МУКУТАДЗЕ Мурман Александрович (р. 1963), доцент кафедры «Высшая математика-2» Ростовского государственного университета путей сообщения, кандидат технических наук (1995), доцент (2001). Окончил Ростовский государственный университет путей сообщения (1986).

Область научных интересов: трение и износ в машинах.

Автор 41 научной публикации.

vm_2@kaf.rgups.ru

КОНСТАНТИНОВ Владимир Артёмович (р. 1986), аспирант кафедры «Высшая математика-2» Ростовского государственного университета путей сообщения. Окончил Ростовский государственный университет путей сообщения (2008).

Область научных интересов: трение и износ в машинах.

Автор 6 научных публикаций.

vm_2@kaf.rgups.ru

Kamil S. AKHVERDIYEV (1938), Head of the Higher Mathematics-2 Department, Rostov State Transport University. PhD in Science (1984), Professor (1984). He graduated from Azerbaijan State University (1962).

Research interests: friction and machine wear.

Author of 460 publications.

Murman A. MUKUTADZE (1963), Associate Professor of the Higher Mathematics-2 Department, Rostov State Transport University. Candidate of Science in Engineering (1995), Associate Professor (2001). He graduated from Rostov State Transport University (1986).

Research interests: friction and machine wear.

Author of 41 publications.

Vladimir A. KONSTANTINOV (1986), Postgraduate student of the Higher Mathematics-2 Department, Rostov State Transport University. He graduated from Rostov State Transport University (2008).

Research interests: friction and machine wear.

Author of 6 publications.