

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ОПОРНЫХ УЗЛОВ РОТОРНЫХ МАШИН ЗА СЧЕТ СОВМЕЩЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ

Савин Л.А., Поляков Р.Н. (ОГУ им. И.С. Тургенева, г.Орел, Россия)
Тел./Факс: +7 (903) 8819381; E-mail: romanpolak@mail.ru

Abstract: *Reliability of rotating machinery is determined to a considerable degree by the bearing units. For several applications the requirements in rotation speed, bearing load and maximal vibration level are so extreme that neither rolling-element bearings nor fluid-film bearings could provide necessary performance characteristics during all regimes of operation. Hybrid bearings, which are a combination of rolling-element and fluid-film bearings, can improve performance characteristics and reliability of the rotor-bearing systems. The article presents the approach for to formation of the calculation and analysis methods of dynamic characteristics of the hybrid bearings, functioning by means of the speed division. This construction allows to improve reliability and supporting node resource of support by means of the division and combined applications of ball and fluid-film bearings at different work stages.*

Key words: *rolling-element bearing, fluid-film bearing, friction torque, viscosity, turbulence.*

Надежность функционирования роторных машин энергетического и транспортного машиностроения (насосы, компрессоры, детандеры, вентиляторы и др.) в определенной мере определяется работоспособностью опорных узлов. По данным фирмы Bently Nevada [1] опорные узлы также являются одним из главных объектов диагностики роторной машины, которые позволяют судить о работоспособности ее основных узлов. В большинстве случаев картина отказа роторной машины следующая: изменение дисбаланса приводит к существенному увеличению динамических нагрузок, постепенному или мгновенному разрушению подшипников и последующему разрушению всего агрегата. Изменение дисбаланса может происходить при отрыве лопатки турбины, кавитационном износе (рис.1) и др. факторов. Способность опорных узлов работать обеспечивать требуемую грузоподъемность, быстроходность, температурный режим, потери мощности на трение, работать в условиях возникающих перегрузок является одной из важнейшей характеристик для правильной работы роторной машины.

В настоящее время существует три принципиально различных вида подвесов роторов: подшипники качения, опоры жидкостного трения и электромагнитные подшипники. Каждому виду опорных узлов свойственны свои преимущества и недостатки, относительно которых и выбираются те или иные роторные машины. Применительно к подшипникам качения и скольжения можно выделить следующие достоинства и недостатки. Подшипники качения обладают малыми пусковыми моментами, большей несущей способностью на единицу площади подшипника, они стандартизированы в широком диапазоне размеров и предельных нагрузок и относительно дешевы. Основными недостатками подшипников качения являются их ограниченная предельная быстроходность из-за высоких контактных напряжений обусловленных центробежными нагрузками на наружное кольцо со стороны тел качения, а также малая демпфирующая способность. Подшипники скольжения неограниченны по предельной быстроходности, в режиме жидкостного трения их ресурс теоретически неограничен, обладают высокой демпфирующей способностью, малыми диаметральными размерами, могут выполняться разъемными и др. Основными недостатками подшипников скольжения является их износ на переходных режимах, неустойчивость движения роторов вследствие нелинейности гидродинамических сил

смазочного слоя, а также применение дорогостоящих цветных материалов. Подвес роторов в электромагнитном поле фактически исключает недостатки, присущие подшипникам качения и скольжения, но имеет сложную систему питания и управления, что обуславливает повышенную стоимость электромагнитных подшипников.



а) колесо до начала эксплуатации; б) изношенное колесо

Рис.1. Кавитационный износ крыльчатки центробежного насоса

Естественным путем решения появляющихся проблем является совершенствование элементов опор и повышение надежности путем применения более совершенных технологий изготовления, более совершенных материалов, более сложных и быстродействующих систем управления и т.п. Перспективным решением этой проблемы, с точки зрения повышения надежности, является применение комбинированных опор (КО), представляющих собой совмещенные подшипники качения и скольжения. Конструкции комбинированных опор и принципы их действия повышают надежность опорного узла за счет разделения и/или дублирования функций подшипников на различных режимах работы, что приводит к выполнению основных критериев работоспособности даже при существенном ужесточении эксплуатационных требований к опорным узлам. Варианты применения комбинированных опор возникают тогда, когда ни один из существующих видов подшипников не способен удовлетворить тем показателям работоспособности, которые должен выдерживать подшипник в составе той или иной роторной машины.

Выделяют два принципиально различных способа построения комбинированных опор: разделение нагрузок или разделение скоростей [2, 3, 4] (рис. 2). Принцип работы комбинированной опоры, функционирующей по принципу разделения нагрузок (КОРН) (рис.2а), заключается в том, что на основном рабочем режиме ПК работает с меньшей нагрузкой по сравнению с его одиночной постановкой. Разгрузка ПК осуществляется за счет возникновения гидродинамических или гидростатических реакций ПС. Комбинированная опора с разделением скоростей (КОРС) обеспечивает вращение ротора в режиме пуска-останова в ПК, а по мере увеличения скорости вращения и роста реакции ПС, опора качения из работы выключается и передача нагрузки на корпус осуществляется через смазочный слой ПС (рис. 2 б). Выключение ПК из работы достигается при сочетании определенных геометрических и рабочих параметрах опорного узла [5].

Для высокоскоростных роторных машин наиболее перспективным вариантом является конструкция комбинированного опорного узла, функционирующего по принципу разделения скоростей (рис.2 б). Механизм работы КОРС предполагает улучшение рабочих характеристик всего опорного узла по следующим направлениям.

1. Повышение ресурса опорного узла за счет того, что уменьшаются повреждающие моменты, действующие на втулку подшипника скольжения, на

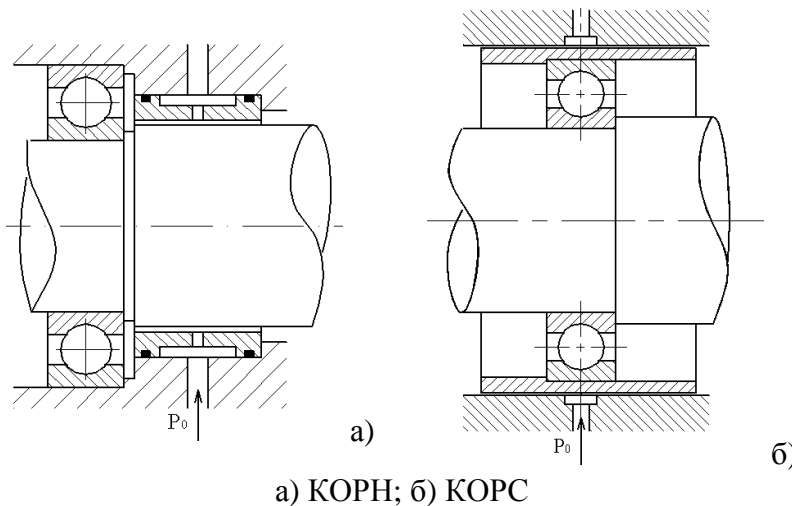


Рис. 2. Схемы комбинированных опор

изменяется сам механизм развития самовозбуждающихся колебаний, а именно: неуравновешенная часть реакции смазочного слоя, которая является причиной возникновения вихревых движений ротора в ПС, приложена к наружному кольцу ПК, которое, за счет возможности дополнительного поворота нейтрализует или снижает негативное воздействие реакции ПС на ротор.

3. Повышение возможностей обеспечения необходимых динамических характеристик опорного узла для обеспечения прохождения резонансных режимов с допустимыми амплитудами колебаний. Как показано в работе [6], за счет выбора соответствующих геометрических параметров ПК и ПС при заданных рабочих, можно добиться необходимых показателей жесткости и демпфирования для обеспечения приемлемых амплитудно-частотных характеристик всей роторно-опорной системы.

4. Повышение надежности опорного узла за счет повышенной работоспособности опорного узла в аварийных ситуациях и при неустойчивой работе за счет дублирования функций ПК и ПС. В случае возникновения аварийных ситуаций в роторной машине, что приводит к неспособности ПС обеспечить передачу нагрузки на корпус и вращение ротора, в работу включается ПК, который может кратковременно проработать на частотах вращения, превышающих его предельную быстроходность и, тем самым, исключить существенные повреждения для всего агрегата.

5. Повышение энергоэффективности опорного узла за счет уменьшения момента трения по сравнению с одиночной постановкой ПК или ПС. Это объясняется тем, что КОРС является саморегулируемой по параметру трения. А именно при вращении на высоких скоростях в смазочном слое ПС может возникать турбулентное течение, что приводит к псевдоповышению вязкости смазки и увеличению момента трения, что, в свою очередь, приводит к дополнительному повороту наружного кольца ПК. Снижается относительная скорость ПС, пока не произойдет переход к ламинарному течению и, соответственно, уменьшению момента трения опорного узла.

Для обоснования последнего положения предлагается следующее математическое описание. Основой анализа подшипников скольжения является уравнение Рейнольдса, обобщенное на случай стационарного двумерного течения вязкого сжимаемого смазочного материала с учетом возможного турбулентного течения смазки [6]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h^3 \cdot \rho}{\mu \cdot K_x} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3 \cdot \rho}{\mu \cdot K_z} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot U \cdot h) - 12 \rho V + 12 h \frac{\partial \rho}{\partial t}, \quad (1)$$

режимах пуска и останова, а подшипник качения работает на гораздо меньших

скоростях и его ресурс фактически неограничен [6].

2. Повышение устойчивости движения за счет отстройки от режимов

самовозбуждающихся колебаний, характерных движению роторов в подшипниках

скольжения, так как

где первое слагаемое правой части характеризует возникновение гидродинамического клина; второе отвечает за сдавливаемость смазочной плёнки; третьим слагаемым учитывается возможность сжимаемости смазочной плёнки.

Данный подход предполагает нахождение в каждой точке развертки подшипника локальных чисел Рейнольдса Re_h и сравнении их с критическими значениями Re_H .

Для анализа подшипников скольжения существует три теории турбулентности [7]: теория Константинеску (1959), теория Хирша (1973) и теория Нгуена и Пэна (1965). Теория Константинеску, основанная на расчете длины перемешивания, и теория Хирша, основанная на объемном потоке – это строго эмпирические методики, базирующиеся на экспериментальных данных. Наиболее полной на настоящей день является теория Нгуена и Пэна, основанная на вычислении пристеночной турбулентной вязкости, согласно которой коэффициенты турбулентности, которые характеризуют добавочное напряжение в потоке могут быть определены:

$$\frac{1}{K_x} = \begin{cases} 1, & \text{если } Re_h < Re_H = 100; \\ 12 \sum_{n=1}^n a_n (\log Re_h)^{n-1}, & \text{если } Re_L \leq Re_h \leq Re_H; \\ 12[0.014 - 0.0114(\log Re_h - 4)], & \text{если } Re_h > Re_H = 10000, \end{cases} \quad (2)$$

$$\frac{1}{K_z} = \begin{cases} 1, & \text{если } Re_h < Re_H = 100; \\ 12 \sum_{n=1}^n b_n (\log Re_h)^{n-1}, & \text{если } Re_L \leq Re_h \leq Re_H; \\ 12[0.023 - 0.0182(\log Re_h - 4)], & \text{если } Re_h > Re_H = 10000. \end{cases} \quad (3)$$

Здесь $Re_h = \frac{\rho \omega R h}{\mu}$, где ρ , μ – плотность и динамическая вязкость смазочного материала; ω – угловая скорость ротора; R , h – радиус и радиальный зазор подшипника скольжения.

Коэффициенты в уравнениях (2) и (3):

$$\begin{cases} a_1 = -0.4489, a_2 = 0.6703, a_3 = -0.2904, a_4 = -0.0502, a_5 = -0.00306; \\ b_1 = -0.3340, b_2 = 0.4772, b_3 = -0.1822, b_4 = 0.02628, b_5 = -0.001242. \end{cases} \quad (4)$$

Знание поля давления позволяет определить касательные напряжения и момент трения в подшипнике скольжения

Касательное напряжение на цапфе (при $y=h$) согласно [8]

$$\tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu \omega R}{h}. \quad (5)$$

Тогда момент силы трения, приложенного к поверхности цапфы ротора

$$M_{mp}^{ПК} = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{\pi D} \tau \cdot \sin \alpha dx dz. \quad (6)$$

Момент трения в ПК определялся по полуэмпирической зависимости [9]

$$M_{mp}^{ПК} = 0.9 \cdot 10^{-6} \left(\frac{F_{\Sigma}}{C_0} \right)^{0.55} (3F_a - 0.1F_r) D_0 + 2 \cdot 10^{-10} (v m)^{2/3} D_0^3. \quad (7)$$

здесь F_{Σ} – эквивалентная нагрузка на подшипник качения, C_0 – статическая грузоподъемность ПК, F_a – осевая нагрузка, F_r – осевая нагрузка, D_0 – диаметр линии

центров шариков; V – кинематическая вязкость смазочного материала; n – частота вращения подшипника.

Динамическую модель КОРС (рис. 3) можно представить в виде двухмассового шестистепенного осциллятора: плоские перемещения и вращение ротора и плоские перемещения и вращение наружного или внутреннего кольца подшипника качения.

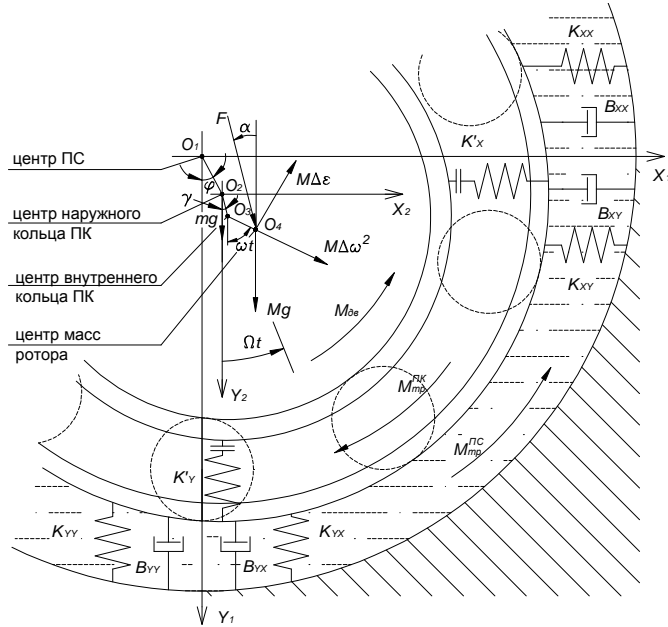


Рис.3. Динамическая модель КОРС

На основании базовых соотношений механики твердого тела получены уравнения вращательного движения для ротора и наружного кольца ПК (подразумевается, что с наружным кольцом ПК жестко соединена втулка, являющаяся цапфой для ПС)

$$\left. \begin{aligned} I\ddot{\varphi} &= M_{\text{об}} - M_{\text{тр}}^{\text{ПК}}; \\ i\ddot{\Omega} &= M_{\text{тр}}^{\text{ПК}} - M_{\text{тр}}^{\text{ПС}} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где I, i – соответственно, приведенные полярные моменты инерции ротора и наружного кольца ПК со втулкой; $\dot{\varphi}, \dot{\Omega}$ – угловая скорость ротора и наружного кольца ПК;

$M_{\text{об}}, M_{\text{тр}}^{\text{ПК}}, M_{\text{тр}}^{\text{ПС}}$ –

соответственно моменты движущих сил, сил трения подшипника качения и скольжения.

Моделирование крутящего момента, в случае ТНА при достаточном запасе мощности на двигателе осуществляется выражением [10]:

$$M_{\text{об}} = M_0(2 - \omega/\omega_0 - \omega^2/\omega_0^2), \quad (9)$$

где ω_0, M_0 – номинальные угловая скорость и крутящий момент.

Для удобства численного решения уравнения (8) приводятся к безразмерному виду. Набор безразмерных параметров

$$\begin{aligned} \bar{t} &= \frac{t}{t_0}; t_0 = \frac{2\pi}{\omega}; \bar{\varphi} = \frac{\varphi}{2\pi}; \bar{\Omega} = \frac{\Omega}{2\pi}; \\ \bar{M}_{\text{об}} &= \frac{M_{\text{об}}}{M_0}; \bar{M}_{\text{тр}}^{\text{ПС}} = \frac{M_{\text{тр}}^{\text{ПС}}}{\rho_0 D^2 L}; \bar{M}_{\text{тр}}^{\text{ПК}} = \frac{2M_{\text{тр}}^{\text{ПК}}}{K \cdot \text{def}^{3/2} \cdot d}. \end{aligned} \quad (10)$$

где t – время движения [с]; t_0 – время одного оборота [с]; def – предельная деформация тела качения, $\text{def} = 0.0001d_w$ [11].

Тогда уравнения движения в безразмерном виде

$$\left. \begin{aligned} \bar{\varphi}'' &= \Pi_1 \bar{M}_{\text{об}} - \Pi_2 \bar{M}_{\text{тр}}^{\text{ПК}}; \\ \bar{\Omega}'' &= \Pi_2 \bar{M}_{\text{тр}}^{\text{ПК}} - \Pi_3 \bar{M}_{\text{тр}}^{\text{ПС}} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\text{где } \Pi_1 = \frac{M_0}{I} \cdot \frac{t_0^2}{h_0}; \Pi_2 = \frac{K \cdot def^{3/2} \cdot d}{I} \cdot \frac{t_0^2}{4\pi}; \Pi_3 = \frac{p_0 D^2 L}{I} \cdot \frac{t_0^2}{2\pi}.$$

Аналитическое интегрирование полученных уравнений вращательного движения ротора не представляется возможным ввиду отсутствия аналитических зависимостей для момента трения ПС. Поэтому решение осуществлялось численным интегрированием по 4-х шаговому методу Адамса-Башфорта [12]. Выбор метода обосновывается его применением в изучении динамики роторов на подшипниках скольжения. Основным его недостатком является невозможность самостартования, поэтому для расчета первых трех (после начальной) точек траектории используется метод Эйлера.

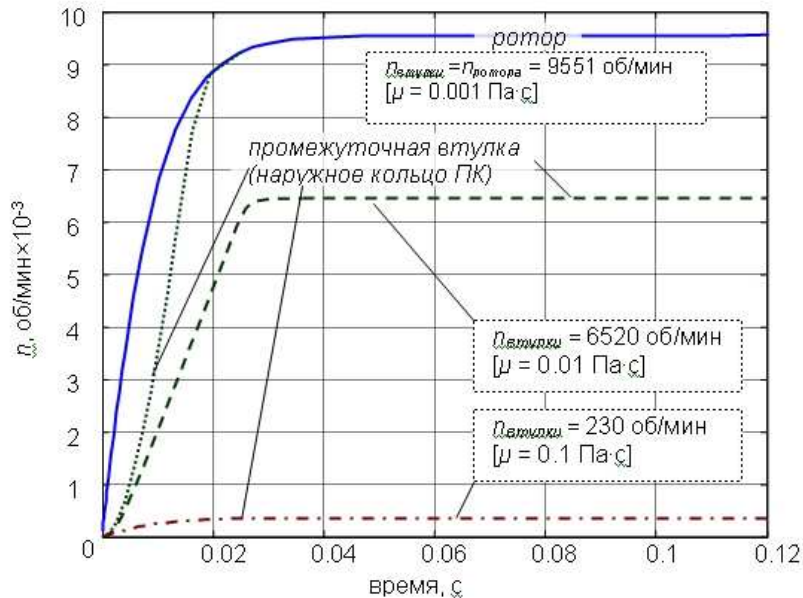


Рис. 4. Разделение скоростей в КОРС

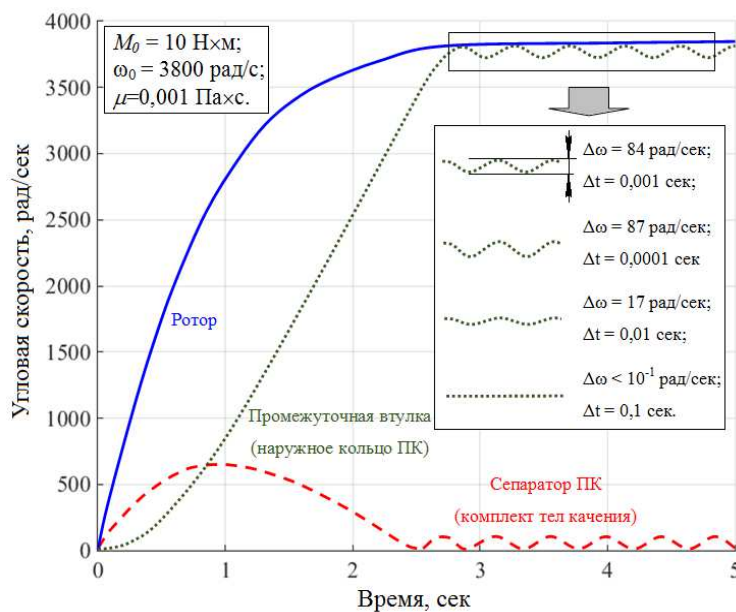


Рис. 5. Режим полного разделения скоростей и флуктуации скоростей в КОРС

разделения скоростей, демонстрирующие именно этот эффект. При увеличении точности расчетов (уменьшения шага интегрирования) можно увидеть эффект флуктуации относительных скоростей ПК и ПС, это связано с ранее заявленным

его применением в изучении динамики роторов на подшипниках скольжения. Основным его недостатком является невозможность самостартования, поэтому для расчета первых трех (после начальной) точек траектории используется метод Эйлера.

На рис. 4 представлены характерные кривые изменения скоростей в КОРС. Частота вращения наружного кольца ПК зависит от момента трения ПС, который является определяющим для КОРС на основном режиме работы.

В случае, когда вязкость смазочного материала мала (например, при $\mu_0 = 0.001 \text{ Па}\cdot\text{с}$), можно достичь, так называемого, режима полного разделения скоростей, когда, при достижении рабочей частоты вращения скорость комплекта тел качения становится близкой или равной нулю. На рис.5 представлены графики

явлением когда при возрастании относительной скорости ПС происходит турбулизация потока жидкости, что, в свою очередь приводит к увеличению момента трения ПС. Затем увеличивается относительная скорость ПК, а относительная скорость ПС уменьшается – происходит переход к ламинарному режиму течения, то есть момент трения ПС и всей опоры уменьшается. Процесс продолжается циклически, то есть КОРС является автоматически регулируемой опорой по параметру трения.

В заключении отметим наиболее интересные особенности работы КОРС, приведенные ниже.

1. С точки зрения работоспособности ПС турбулентность потока смазки приводит к двойственной ситуации: псевдоповышение вязкости смазочного слоя ведет к повышению грузоподъемности, но при этом повышается момент трения, что отрицательно сказывается на энергоэффективности опорного узла в целом.

2. Циклический процесс изменения параметров трения приводит к ситуации, в которой для того чтобы произошло переключение с ПК на ПС необходимо чтобы момент трения ПК был меньше момента трения ПС, что достигается только в режиме жидкостного трения. Данная закономерность работы КОРС приводит к тому, что в качестве комбинируемого ПС нельзя использовать гидродинамический подшипник, а только гидростатический.

Работа выполняется в рамках проекта РНФ №16-19-00186 «Планирование оптимальных по расходу энергии траекторий движения роторов мехатронных модулей в средах сложной реологии».

Список литературы: 1. Bently Nevada [Электронный ресурс] / - Электрон. дан. – Режим доступа <https://www.gemeasurement.com/>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. англ. 2. Понькин В.Н. Совмещенные опоры быстроходных турбомашин, принципы конструирования и экспериментальное исследование / В.Н. Понькин, Л.В. Горюнов, В.В. Такмовцев // Казань, 2003. 62 с. (Препринт / Изд-во Казан. гос. техн. ун-та; Казань, ПЗ05). 3. Ханович М.Г. Опоры жидкостного трения и комбинированные / М.Г. Ханович. – Л.: Машгиз. 1960 г. 272 с. 4. Butner M. F. Space shuttle main engine long-life bearings. Final report / M. F. Butner, B. T. Murphy // NASA–CR–179455, Rockwell International Corp., 1986. – 163 p. 5. Hannum N.P. The performance and Application of High Speed Long Life LH2 Hybrid Bearing for Reusable Rocket Engine Turbomachinery / N.P. Hannum, C.E. Nielson // (NASA TM-83417) AIAA №83-1389, 1983. – 26 p. 6. Поляков Р.Н. Повышение динамических качеств и ресурса опорных узлов роторов совмещением подшипников качения и скольжения. Диссертация на соиск. уч. степени канд. тех. наук – Орел, 2005 – 159 с. 7. A.Szeri, Fluid Film Lubrication Theory and Design, Cambridge University Press, New York, 2005. 8. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М.В. Коровчинский. – М.: Машгиз, 1959. – 404 с. 9. Черменский О.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.; ил. 10. Рудис М.А. Анализ динамических характеристик роторов ТНА / М.А. Рудис, А.В. Сафонов // Авиакосмические технологии: Сборник трудов 3-ей международной НТК. – Воронеж: ВГТУ. – 2002. – С. 147-152. 11. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник / Л.Я. Перель, А.А. Филатов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 608 с.; ил. 12. Самарский А.А. Численные методы / А.А. Самарский, А.В. Гулин. М.: Наука, 1989.– 432 с.