

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А.С. Фишер

GENERATION VARIABLE (CHANGEABLE) STRUCTURE AND DISTRICT PARTICULAR CONFIGURATIONS OF THE MECHANISM WITH CHINKS AND DEGENERATION OF THE KINEMATIC PAIRS

A.S. Fischer

Представлена математическая модель динамики и смазки многослойных гидродинамических подшипников с учетом потерь на трение в источниках смазки и в зоне кавитации, результаты параметрические исследования влияния конструктивных и режимных параметров на уровень вибраций цапф ротора турбокомпрессора и гидромеханические характеристики его подшипников. Представлены созданные на основе использования алгоритмов расчета и программного обеспечения расчеты многослойных подшипников скольжения быстровращающихся роторов конструкции подшипников для турбокомпрессора ТКР-8,5С.

Ключевые слова: подшипники скольжения, турбокомпрессор, математическая модель, вибрации.

The mathematical model of dynamics and lubricating of multilayered hydrodynamic bearings taking into account friction losses in oil sources and in a cavitations region, results parametrical researches of influence of constructive and operation parametres on turbocharger rotor vibrations level and hydromechanical characteristics of bearings are presented. The designs of rotor bearings for turbocharger TKR-8,5S created with using of developed algorithms and the software for calculation multilayered journal bearings are presented.

Keywords: journal bearings, turbocharger, mathematical model, vibrations.

Для снижения интенсивных вынужденных колебаний ротора, связанных с неуравновешенностью ротора, а также автоколебаний, вызванных неустойчивостью шипа на смазочном слое, применяют антивибрационные подшипники скольжения со специальными конструктивными элементами, которые выполняют функцию демпферов: профилированные поверхности трения, ограничивающие смазочный слой; повышение упругой податливости механической части подшипника путем применения гибких участков рабочей поверхности, лепестковых элементов, подпружиненных подвесов и др. Однако наиболее распространенным и экономически целесообразным способом снижения вибраций ротора ТК является применение промежуточных элементов (ПЭ) в виде плавающих вращающихся (ПВ) (рис. 1, а) или плавающих невращающихся (ПН) (рис. 1, б) втулок. Рабочие поверхности каждой втулки вместе с поверхностями корпуса и цапфы ротора образуют несколько смазочных слоев.

Перспективным также представляется использование подшипников, содержащих три смазочных слоя, в которых в качестве дополнительного демпфера выступает третий смазочный слой (рис. 2). Подшипник представляет собой так называемый пакет плавающих втулок (ППВ). Обычно внешняя втулка выполняется в виде ПН моновтулки, в качестве внутренних подвижных элементов используют как две автономные ПВ втулки, так и ПВ моновтулку.

Критерии, с помощью которых оценивают степень совершенства конструкции гидродинамических подшипников, формируются на основе анализа набора взаимосвязанных гидромеханических характеристик (ГМХ), определяющих теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность трибосопряжения. К числу наиболее важных характеристик ГМХ относят:

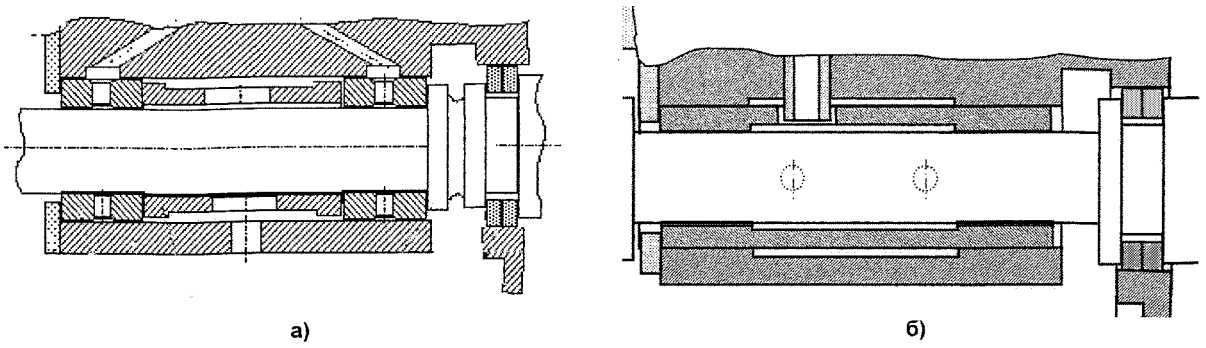


Рис. 1. Подшипники ротора турбокомпрессора с двумя смазочными слоями: а – с ПВ втулками; б – с ПН моноштулкой разработки ООО «ЧТЗ – УралТрак»

амплитуду вибраций цапф ротора, мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя и максимального гидродинамического давления, а также их экстремальные и средние величины; потери мощности на трение; расходы смазки, вытекающей в торцы подшипника, эффективную (расчетную) температуру смазочного слоя. Для многослойных подшипников значения ГМХ рассчитываются как для каждого смазочного слоя, так и для подшипника в целом.

Моделирование многослойных подшипников скольжения для улучшения их ГМХ сводится к совместному решению трех взаимосвязанных подзадач - расчету динамики каждого подвижного элемента подшипника, определению полей гидродинамических давлений в смазочных слоях, анализу теплонпряженности сопряжения.

При решении уравнений движения для подвижных элементов двухслойных подшипников использовались два подхода. Первый основан на лианеризации реакций смазочных слоев и сведении нелинейной системы уравнений к ее линейному аналогу. Второй связан с прямым интегрированием системы нелинейных дифференциальных уравнений движения. В решении задачи нелинейной динамики ротора на двухслойных подшипниках скольжения обычно учитываются силы тяжести, силы, обусловленные неуравновешенностью ротора вследствие погрешности его балансировки, поддерживающие силы от гидродинамических давлений в смазочных слоях.

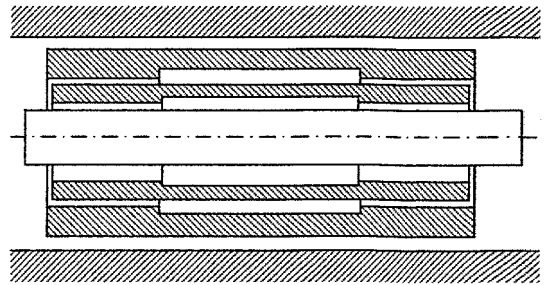


Рис. 2. Подшипник с ППВ

Основополагающий метод гидродинамического расчета, алгоритмы расчета динамики роторов на подшипниках с одним и двумя смазочными слоями, теоретические исследования влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на работоспособность двухслойных подшипников скольжения наиболее полно представлены в работах, выполненных в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ Бояршиновой А.К. [1], Задорожной Е.А. [2] под руководством Прокопьева В.Н. Однако в этих работах не учитываются гидродинамические процессы в источниках смазки.

В большинстве схем подачи смазочного материала, применяемых в малоразмерных турбокомпрессорах иностранных и отечественных производителей, используются окружные канавки. Впервые в работе Кео и Хонсари [3], основывавшейся на эмпирических результатах Вендта, показано, что в окружных источниках смазки однослойных подшипников может наблюдаться турбулентный режим течения смазки, характеризующийся заметными потерями энергии. Замечено, что учет характера течения смазочного материала в источнике в большей степени сказывается при высоких скоростях вращения шипа, которые характерны для быстроходных роторов турбокомпрессоров. Однако для многослойных подшипников скольжения с промежуточными элементами, вращающимися вследствие действия касательных сил в смазочных слоях, с разнообразными схемами подачи смазки, описанными ранее, подобные исследования не проводились.

Расчетная модель многослойного подшипника скольжения представлена цапфой ротора массой m_i и $N_{лэ}$ промежуточными элементами в виде плавающих вращающихся или невращающихся

Расчет и конструирование

щихся втулок с массами m_i , $i = 2, \dots, N_{ПЭ} + 1$ (рис. 3). Нумерация подвижных элементов начинается с цапфы. Параметры, относящиеся к i -му подвижному элементу, обозначены нижним индексом $i = 1, \dots, N_{ПЭ} + 1$. Каждый смазочный слой разделяет два элемента: внутренний – шип, наружный – подшипник. Номер смазочного слоя соответствует номеру внутреннего подвижного элемента (шипа). Параметры, относящиеся к i -му смазочному слою, обозначены верхним индексом в круглых скобках (i) (рис. 4).

Уравнения, описывающие движение центров масс подвижных элементов (цапф ротора и ПЭ), в инерциальной системе координат $Oxyz$ представлены в виде:

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = R_x^{(i)} - R_x^{(i-1)} + m_i(g + a_x) + m_i \varepsilon_i \omega_i^2 \cos(\omega_i t); \quad (1)$$

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = R_y^{(i)} - R_y^{(i-1)} + m_i a_y + m_i \varepsilon_i \omega_i^2 \sin(\omega_i t), \quad i = 1, \dots, N_{ПЭ} + 1. \quad (2)$$

Здесь x_i, y_i, ε_i – координаты центра масс и его смещение относительно оси вращения, характеризующее неуравновешенность i -го подвижного элемента (ротора и втулок); t – время; g – ускорение свободного падения. Слагаемые $m_i a_x, m_i a_y$ характеризуют силы инерции ротора (втулок), обусловленные движением с ускорением a_x, a_y в направлении соответствующих осей Ox', Oy' фундамента, на котором установлена роторная машина; $R_x^{(i)}, R_y^{(i)}$ – реакции i -го смазочного слоя; $R_x^{(0)} = R_y^{(0)} = 0$. Для i -го промежуточного элемента в виде ПН втулки $\omega_i = 0$.

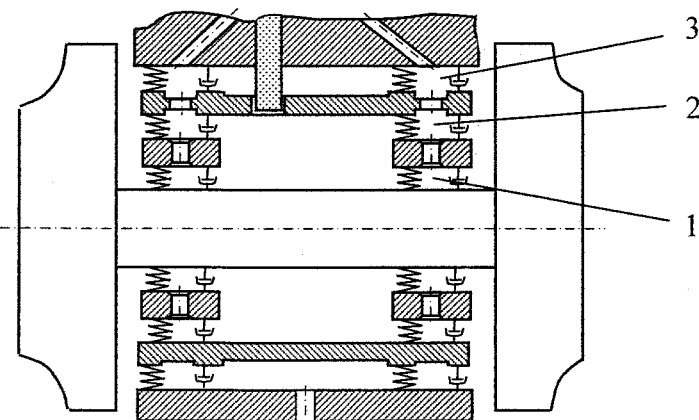


Рис. 3. Расчетная схема ротора на подшипниках с пакетом плавающих втулок: 1 – первый смазочный слой; 2 – второй смазочный слой; 3 – третий смазочный слой

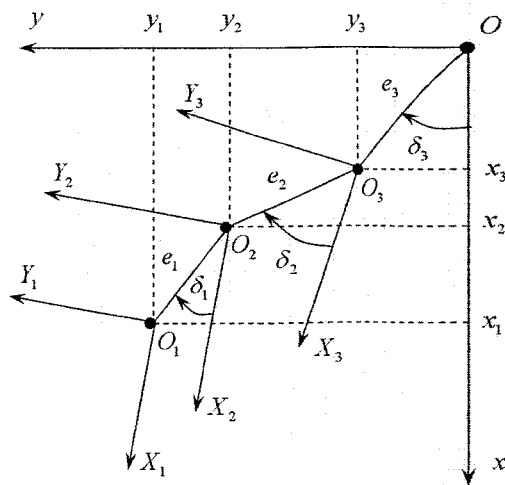


Рис. 4. Системы координат

Для ПЭ в виде ПВ втулки система уравнений дополняется уравнением

$$J_i \frac{d\omega_i}{dt} = M^{(i-1)} + M_g^{(i-1)} + M^{(i)} - M_g^{(i)}, \quad (3)$$

где J_i – осевой момент инерции ПВ втулки; $M^{(i)}$ – результирующие моменты, возникающие в области, не занятой источниками смазки; $M_g^{(i)}$ – результирующие моменты, возникающие в области источников смазки.

Реакции смазочных слоев $R_x^{(i)}, R_y^{(i)}, M^{(i)}, M_g^{(i)}$ определяются полями гидродинамических давлений $p^{(i)}(\varphi, z)$, для расчета которых использовано обобщенное уравнение Рейнольдса при граничных условиях Свифта–Штибера

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h^{(i)3}}{12\mu_{\Sigma}^{(i)}} \frac{\partial p^{(i)}}{\partial \varphi} \right) + r_{i2}^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^{(i)3}}{12\mu_{\Sigma}^{(i)}} \frac{\partial p^{(i)}}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} r_{i2}^2 \left(\omega_i^- \frac{\partial h^{(i)}}{\partial \varphi} + 2 \frac{\partial h^{(i)}}{\partial t} \right); \quad (4)$$

$$p^{(i)}(\varphi, z) = p^{(i)}(\varphi + 2\pi, z); p_i = p_a, \text{ при } z_i = \pm B/2; \quad (5)$$

$$p^{(i)}(\varphi, z) \geq p_a, \text{ на } \Omega^{(i)} \in \left(0 \leq \varphi \leq 2\pi, -B^{(i)}/2 \leq z \leq B^{(i)}/2 \right),$$

где $-B^{(i)}/2 \leq z \leq B^{(i)}/2$; $\omega_i^- = (\omega_i - \omega_{i+1})$; $h^{(i)}(\varphi, t) = c^{(i)} - e^{(i)} \cos(\varphi - \delta^{(i)})$, $\partial h^{(i)}/\partial \varphi = e^{(i)} \sin(\varphi - \delta^{(i)})$; $i = 1, \dots, N_{\Pi\Omega} + 1$, $\omega_{N_{\Pi\Omega}+2} = 0$, $c^{(i)} = (r_{i+1} - r_{i2})$ – радиальные зазоры; r_{ik} – радиус внутренней $k=1$ и внешней $k=2$ поверхностей трения i -го промежуточного элемента; $\mu_{\Sigma}^{(i)}$ – вязкость, соответствующая некоторой эквивалентной температуре смазочного слоя; p_a – атмосферное давление.

Тогда реакции смазочных слоев:

$$R_y^{(i)} = R_X^{(i)} \sin \omega_i t - R_Y^{(i)} \cos \omega_i t; R_x^{(i)} = R_X^{(i)} \cos \omega_i t - R_Y^{(i)} \sin \omega_i t; \quad (6)$$

$$M^{(i)} = (-1)^{j+1} \mu_{\Sigma}^{(i)} \omega_i^- r_{ik}^{(i)3} \iint_{\Omega_A^-} \frac{d\varphi}{h_j} dz + \frac{r_{ik}}{2} \iint_{\Omega_A} h^{(i)} \frac{\partial p^{(i)}}{\partial \varphi} d\varphi dz,$$

где $R_X^{(i)} = -r_i \iint_{\Omega_A} p^{(i)} \cos \varphi d\varphi dz$; $R_Y^{(i)} = -r_i \iint_{\Omega_A} p^{(i)} \sin \varphi d\varphi dz$; Ω_A – активная область смазочного слоя.

В разработанной модели момент трения M_g , обусловленный наличием сдвиговых напряжений в канавке, представлен в виде

$$M_g^{(i)} = \frac{(2\pi r_2^{(i)} b_g^{(i)}) \rho r_2^{(i)2} \omega^{-2}}{2} f_g^{(i)}, \quad (7)$$

где $f_g^{(i)}$ – коэффициент трения в канавке, который зависит от режима течения смазки,

$$f_g^{(i)} = \begin{cases} \frac{2}{\text{Re}^{(i)}} \text{ при } \text{Re}^{(i)} < 41, 1 \left(\frac{r_k^{(i)}}{c^{(i)} + h_g^{(i)}} \right)^{1/2} \\ 0,46 \left(\frac{(c^{(i)} + h_g^{(i)}) (r_k^{(i)} + (c^{(i)} + h_g^{(i)}))}{(r_k^{(i)})^2} \right)^{1/4} \frac{1}{\text{Re}^{(i)0,5}}, & 80 \left(\frac{r_2}{(c^{(i)} + h_k^{(i)})} \right)^{1/2} < \text{Re}^{(i)} < 10^4 \\ 0,073 \left(\frac{(c^{(i)} + h_g^{(i)}) (r_k^{(i)} + (c^{(i)} + h_g^{(i)}))}{(r_k^{(i)})^2} \right)^{1/4} \frac{1}{\text{Re}^{(i)0,3}}, & 10^4 < \text{Re}^{(i)} < 10^5. \end{cases} \quad (8)$$

Здесь $\text{Re}^{(i)} = \rho r_k^{(i)} \omega^- (c^{(i)} + h_g^{(i)}) / \mu^{(i)}$ – число Рейнольдса, $h_g^{(i)}$ – глубина канавки.

В (8) первое выражение соответствует ламинарному режиму течения смазки в канавке, второе и третье – турбулентному.

При расчете потерь на трение в смазочных слоях использована наиболее точная методика, основанная на использовании диссипативной функции рассеивания энергии:

$$N^{(i)} = \iint_{\Omega_A^-} \left(\int_0^h D^{(i)} dy \right) r_{ik} d\varphi dz, \quad (9)$$

где $\Omega_A^- = \Omega_A - \Omega_S$, Ω_S – область, занятая источниками смазки.

Расчет и конструирование

Так как в области кавитации наблюдается течение смазки в виде струй, то формула (9) уточнена введением функции $\theta(\varphi)$, учитывающей долю жидкости в контрольном объеме смазочного слоя:

$$N = \iint_{\Omega^-} \theta D^* r_k d\varphi dz. \quad (10)$$

Функция $\theta^{(i)}(\varphi)$ в активной области смазочного слоя приравняется единице. Полагая, что объем смазочного материала, поступающего в единицу времени в область кавитации, равняется объему смазочного материала, проходящему за тот же промежуток времени через радиальное сечение смазочного слоя с минимальной толщиной, предлагается определять долю смазки $\theta^{(i)}(\varphi)$ в контрольном объеме в области кавитации отношением минимальной толщины слоя $h_{\min}^{(i)}$ к его толщине в текущем сечении $h^{(i)}(\varphi)$:

$$\theta^{(i)}(\varphi) = \frac{h_{\min}^{(i)}}{h^{(i)}(\varphi)}. \quad (11)$$

Методика расчета одного многослойного подшипника скольжения состоит из нескольких этапов. При заданных на старте или рассчитанных на предыдущем цикле значениях координат и скоростей центров подвижных элементов подшипника, а также температуры смазочных слоев решается система уравнений движения (1)-(3) и определяются новые значения координат и скоростей. Внутри этого цикла выполняется многократное интегрирование обобщенного уравнения Рейнольдса (4)-(5) для определения распределения гидродинамических давлений и поддерживающих сил трибосопряжения (6)-(8). После определения положения центров ПЭ вычисляются мгновенные значения ГМХ: минимальной толщины смазочного слоя, максимальных гидродинамических давлений, расходов смазки через торцы и потерь мощности на трение с учетом процессов в канавках и области кавитации (9)-(11). Если длительность цикла нагружения, необходимого для вычисления среднеинтегрального значения температуры смазочного слоя, не исчерпана, то выполняется расчет новых положения и скоростей подвижных элементов многослойного подшипника, а в уравнении Рейнольдса используются прежние значения вязкости каждого смазочного слоя. Иначе выполняется расчет приращения температуры за цикл и корректировка температур и вязкостей каждого смазочного слоя, в дальнейшем используемых при расчете гидродинамических давлений в слоях. Процесс расчета во времени продолжается до получения сошедшихся траекторий ПЭ или достижения ограничения по количеству временных шагов. После достижения сходимости траекторий движения центров подвижных элементов многослойного подшипника выполняется дополнительный расчет 10 циклов нагружения для вычисления средних значений ГМХ: средних значений минимальной толщины и максимального гидродинамического давления в смазочных слоях, потерь мощности на трение, расходов смазки через торцы подшипника, среднеинтегральных температур каждого смазочного слоя и на сливе, а также амплитуд вибраций центров подвижных элементов многослойного подшипника.

Представленная методика реализована в виде пакета прикладных программ, зарегистрированного в реестре программ для ЭВМ (№ 2002611823).

Тестовыми расчетами показано, что расчет потерь на трение интегрированием только по активной области смазочного слоя Ω_A^- приводит к получению заниженных значений гидромеханических характеристик. В частности, потери на трение N ниже на 20-30 %, амплитуды вибраций шипа $\max A$ - на 20-40 %, температура первого смазочного слоя $T_3^{(1)}$ - на 3-7 %, чем при использовании методики расчета с учетом потерь на трение в зоне кавитации.

Как показали расчеты, в источниках смазки первого смазочного слоя подшипника ротора турбокомпрессора наблюдается в основном турбулентный режим течения смазки, во втором - ламинарный, что приводит к заметной разнице расчетных моментов трения в канавках, которые, в свою очередь, влияют на скорость вращения промежуточной втулки и, следовательно, на динамику всего подшипника.

При непосредственном участии автора настоящей работы разработано несколько конструкций подшипников ротора турбокомпрессора, большинство из которых изготовлено в виде еди-

ничных опытных образцов или экспериментальной партии. Одна из конструкций внедрена в серийное производство и выпускается в течение нескольких лет на ООО «ЧТЗ - Уралтрак».

Для исследования выбраны три наиболее удачных и перспективных из разработанных вариантов конструкций подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С, полностью адаптированных для предсерийного и серийного выпуска в условиях промышленного производства, и исходный вариант конструкции подшипника с ГШ моноштулкой (см. рис. 2) ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С производства ООО «ЧТЗ - Урал Трак»:

Вариант 1. Подшипник с ПВ втулкой (см. рис. 1, а).

Вариант 2. Подшипник с ПН моноштулкой новой конструкции (см. рис. 1, б, 5).

Вариант 3. Подшипник с пакетом плавающих втулок (рис. 6).

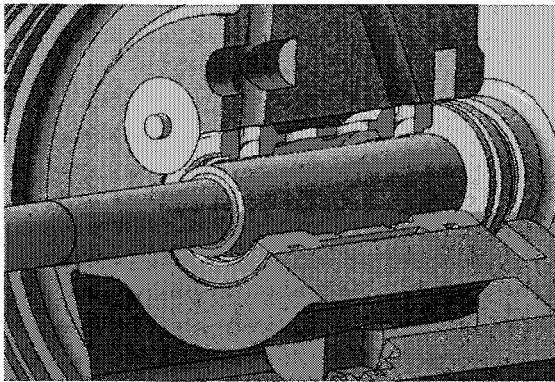


Рис. 5. Подшипник с ПН моноштулкой новой конструкции

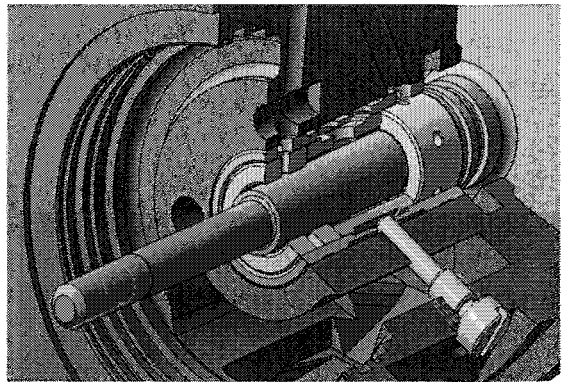


Рис. 6. Подшипник с ППВ

Выполнено сравнение трех вариантов конструкций в широком диапазоне скоростей вращения ротора (1000... 15000 рад/с, рабочая скорость - 7000 рад/с). Эффективность использования конструкции подшипников роторов оценивалась сравнением параметров расчетных траекторий (орбит), по которым под действием приложенных нагрузок движутся центры цапф ротора, а при наличии в подшипниковом узле промежуточных элементов - их центры. Как видно из расчетных траекторий движения центра цапфы ротора (рис. 7), даже при высоких скоростях вращения ротора подшипник с пакетом втулок характеризуется минимальными размерами траектории, а амплитуда вибраций цапф ротора сохраняется на минимально возможном уровне на протяжении всего диапазона рабочих скоростей вращения (рис. 8). Наибольшее снижение вибраций цапф ротора достигается применением принципиально новой конструкции подшипника с пакетом плавающих втулок. Для этой конструкции характерно также второе положительное качество - способность сохранять минимально возможные относительные эксцентриситеты во всем диапазоне скоростей вращения ротора, как это видно из таблицы. Это свидетельствует о значительном запасе по нагрузочной способности такого подшипника.

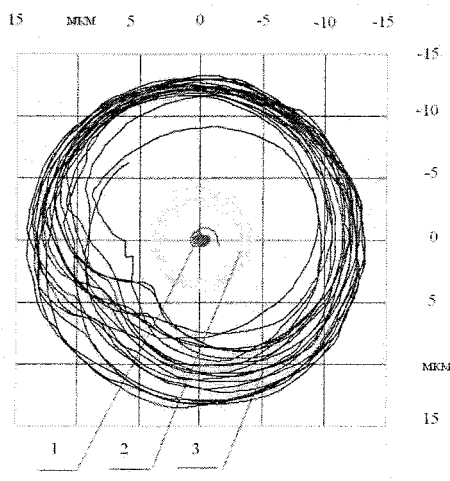


Рис. 7. Расчетные траектории центра цапфы ротора

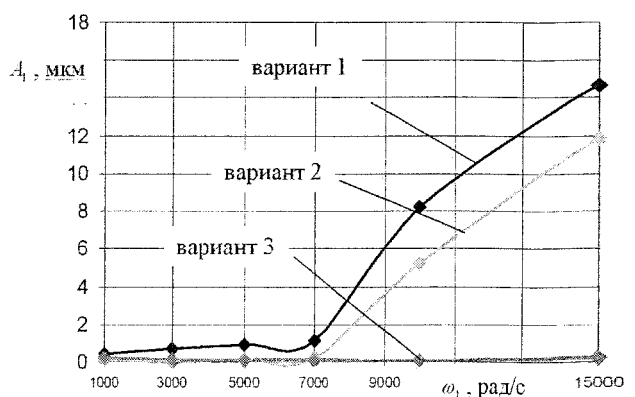


Рис. 8. Амплитуда вибраций цапфы ротора

Значения относительного эксцентриситета цапф ротора e_1

Вариант конструкции подшипников	Скорость вращения ротора ω_1 , рад/с					
	1000	3000	5000	7000	10000	15000
Подшипник с ПВ втулками	0,169	0,149	0,140	0,449	0,590	0,682
Подшипник с ПН моновтулкой	0,027	0,039	0,027	0,131	0,423	0,620
Подшипник с пакетом втулок	0,082	0,02	0,095	0,042	0,041	0,025

Были проведены параметрические исследования, позволившие выработать ряд рекомендаций для проектирования турбокомпрессоров ТКР-8,5С. В частности установлено, что чрезмерное уменьшение зазоров в подшипнике, несмотря на наблюдающееся при этом снижение вибраций цапф ротора, ведет к повышению температур смазочных слоев (рис. 9), потерь на трение, снижению толщин смазочных слоев. Рекомендовано для первого смазочного слоя не использовать радиальные зазоры менее 20 мкм.

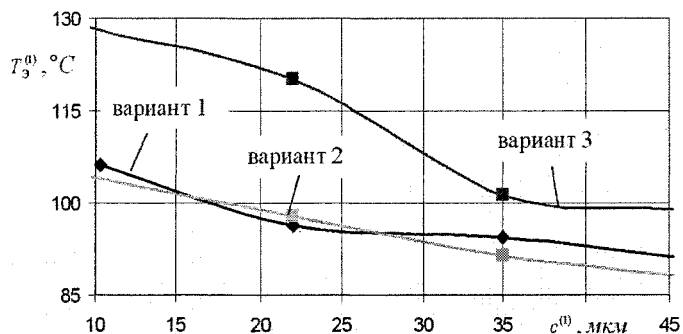


Рис. 9. Зависимость температуры первого смазочного слоя от величины радиального зазора

раций цапф ротора и потери на трение. С увеличением ширины смазочного слоя его несущая способность увеличивается и, как следствие, снижаются амплитуды вибраций цапф ротора и относительные эксцентриситеты промежуточных элементов. Потери на трение из-за увеличившегося объема смазки, в котором возникают сдвиговые напряжения, заметно растут, особенно при увеличении ширины первого смазочного слоя. Конструкция подшипника с пакетом плавающих втулок наименее чувствительна к изменению этого параметра. При использовании подшипников с ППВ для любых значений ширины смазочного слоя амплитуда вибраций цапф ротора сохраняется на достаточно низком уровне.

Исследованиями влияния массы промежуточных элементов показано, что практически все ГМХ подшипников рассмотренных конструкций ухудшаются с ростом массы ПВ и ПН втулок. В частности, во всем диапазоне варьирования массы втулок амплитуды вибраций цапф ротора и температуры смазочных слоев у всех исследованных конструкций растут. При проектировании подшипников рекомендовано минимизировать массу втулок. Для варианта 2 конструкции предложена облегченная ПН моновтулка минимально возможной массы (рис. 10): толщина ее стенок ограничена только технологическими возможностями выполнения источников смазки на рабочих поверхностях. Это принципиально отличает предложенную конструкцию от всех известных конструкций с ПН моновтулками отечественного и зарубежного производства, проектируемых обычно достаточно массивными.

На основании исследований различных схем подачи смазочного материала в слой многослойного подшипника установлено, что применение вместо торцевого способа подачи радиального с использованием сегментной канавки в наружном смазочном слое позволяет на 50...70 % снизить амплитуды вибраций цапф ротора на подшипниках с ПН моновтулкой, на 30 % - для ротора на подшипниках с ПВ втулкой. Результаты расчетов подшипника с тремя смазочными слоями (вариант 3) также свидетельствуют о целесообразности применения сегментной канавки и радиального спо-

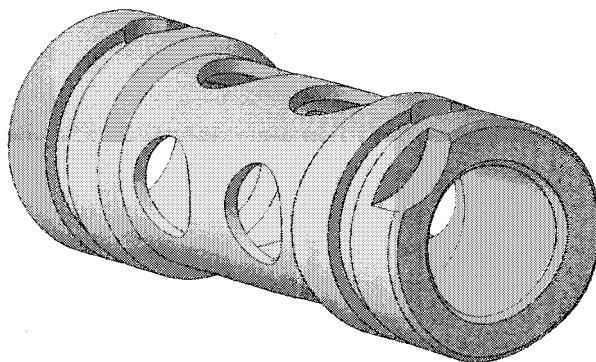


Рис. 10. Облегченная ПН моновтулка новой конструкции

соба подачи смазки. Существенного влияния вида источников смазки во втором смазочном слое всех вариантов конструкции на ГМХ выявлено не было.

Оценивалась работоспособность конструкций при различных режимах работы, в частности варьировались давление и температура подачи смазки, величина ускорения ударной нагрузки на корпусе компрессора. Все три разработанные конструкции подшипников при этом сохраняли работоспособность, а трехслойная конструкция с ППВ на всех режимах характеризовалась самой низкой амплитудой вибраций цапф ротора.

Основным видом экспериментальных исследований применительно к подшипникам ротора турбокомпрессора и многим другим подшипникам роторных машин является оценка вибраций ротора. Ввиду того, что без вмешательства в конструкцию турбокомпрессора колебания ротора и втулок регистрировать затруднительно, а также вследствие малости величин их виброперемещений, оценку вибраций ротора турбокомпрессора принято выполнять косвенным путем - измерением виброускорения на среднем корпусе турбокомпрессора. Согласно экспериментальным исследованиям, проведенным в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ, увеличение вибраций среднего корпуса турбокомпрессоров главным образом обосновано повышением вибраций ротора. Поэтому такая оценка представляется наиболее значимой и достоверной при решении задач сравнительных испытаний различных конструкций подшипников, а также их режимных испытаний.

Экспериментальные исследования проводили на безмоторном стенде со смешанным контуром (рис. 11). Конструктивно стенд состоит (рис. 12) из платформы-основания, на которой крепятся собственно турбокомпрессор, камера сгорания (одна секция турбореактивного двигателя малоразмерного самолета), топливный насос (ТНВД Д-160) с приводом от электродвигателя типа 4А80А мощностью 1,1 кВт с частотой вращения вала 1000 об/мин, маслостанция. Стенд имеет возможность работы в различных режимах: без внешней подпитки воздухом камеры сгорания — турбокомпрессор работает сам на себя; с внешней подпиткой воздухом от воздуходувки; полностью на внешнем питании воздухом камеры сгорания.

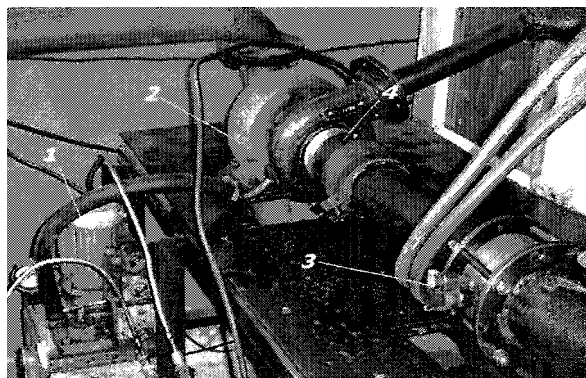
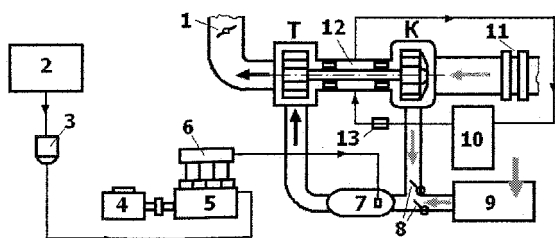


Рис. 11. Схема стенда для испытаний турбокомпрессоров: 1 - газовая заслонка; 2 - топливный бак; 3 - фильтр; 4 - электродвигатель; 5 - топливный насос; 6 - накопитель давления топлива; 7 - камера сгорания; 8 - воздушные заслонки; 9 - шестеренный компрессор; 10 - маслостанция; 11 - измеритель расхода воздуха; 12 - турбокомпрессор; 13 - измеритель расхода масла

Рис. 12. Общий вид стенда для испытаний турбокомпрессоров: 1 - маслостанция; 2 - турбокомпрессор; 3 - измеритель расхода воздуха; 4 - датчик частоты вращения вала ротора

Для измерения вибраций корпуса подшипников турбокомпрессора использовали измерительную аппаратуру, позволяющую записывать вибросигнал на магнитную ленту измерительного магнитофона или на жесткий диск компьютерам дальнейшей обработкой сохраненного вибросигнала с помощью ЭВМ.

Система записи вибросигнала состояла из трех каналов измерения (датчик виброускорения, пьезоэлектрический акселерометр, усилитель заряда) и измерительного магнитофона. Система обработки - из аналого-цифрового преобразователя (АЦП) и ЭВМ. Записанный сигнал подавался на вход АЦП, преобразовывался и передавался на вход ЭВМ, где программно обрабатывался.

Расчет и конструирование

Для контроля правильности оцифровки и предварительной обработки возможно применение аналоговых приборов: виброметра, узкополосного анализатора, анализатора спектра.

При экспериментальном изучении вибраций роторной системы использовался трехкомпонентный акселерометр модели «4321» фирмы Брюль и Кьер. Его конструкция гарантировала линейность и долговременную стабильность параметров, малую чувствительность к изменениям температуры и деформации основания и высокую стойкость в отношении влияний внешней среды.

Турбокомпрессоры со всеми вариантами рассматриваемых в настоящей работе конструкций подшипниковых узлов были обкатаны и испытаны после их изготовления по техническим условиям завода изготовителя. В качестве оценочного параметра виброактивности турбокомпрессора, согласно ТУ производителя, выбрано среднее квадратическое значение (СКЗ) виброускорения в октавной полосе 1000 Гц его корпуса на режимах холодной и горячей прокрутки турбины, измеряемое штатной аппаратурой ООО «ЧТЗ - Уралтрак».

Значения СКЗ виброускорений корпуса у образцов с подшипниками с ППВ и с ПН втулкой значительно ниже, чем у конструкции с ПВ втулками (рис. 13), что подтверждает теоретические расчеты. Уже первые эксперименты показали, что значения СКЗ виброускорений турбокомпрессоров с исходной конструкцией подшипника (см. рис. 2) составили от 10 до 16 м/с, т. е. в среднем вдвое выше, чем у предлагаемых вариантов конструкций.

Такие экспериментальные и теоретические результаты явились основанием для запуска в серийное производство наиболее технологически удобной для ООО «ЧТЗ - Урал Трак» конструкции с ПВ втулками, выпускающейся по настоящее время.

Проведенный спектральный анализ показывает, что минимальной виброактивностью обладает конструкция турбокомпрессора с трехслойным подшипником с ППВ (рис. 14). В полученных спектрах обнаружена так называемая «подшипниковая гармоника» в диапазоне 0,3...0,6 от частоты вращения ротора. Для конструкции с ПВ втулкой при частоте вращения ротора $f_r = 362$ Гц подшипниковая гармоника имеет частоту $f_r = 232,8$ Гц и амплитуду $0,937$ м/с². Конструкция с подшипником в виде моновтулки имеет $f_r = 511,8$ Гц и $f_r = 172$ Гц с амплитудой $0,04$ м/с². Подшипник с ППВ в подшипниковом диапазоне при $f_r = 513,15$ Гц имеет несколько гармоник, максимальная из них $f_r = 170$ Гц с амплитудой $0,16$ м/с². Указанные значения амплитуд подшипниковых гармоник во много раз меньше для вновь разработанных конструкций по сравнению с серийным вариантом практически во всем диапазоне исследованных частот вращения. Это говорит о значительном снижении виброактивности корпусов турбокомпрессора с новыми конструкциями подшипниковых узлов, в особенности с пакетом плавающих втулок.

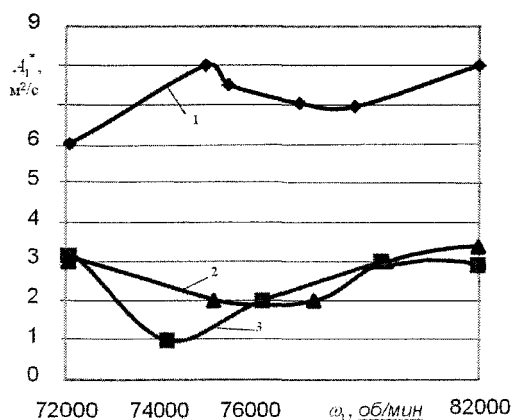


Рис. 13. Уровень СКЗ виброускорения корпуса турбокомпрессора: 1 - турбокомпрессор с ПВ втулками, 2 - турбокомпрессор с ПН моновтулкой, 3 - турбокомпрессор с пакетом втулок

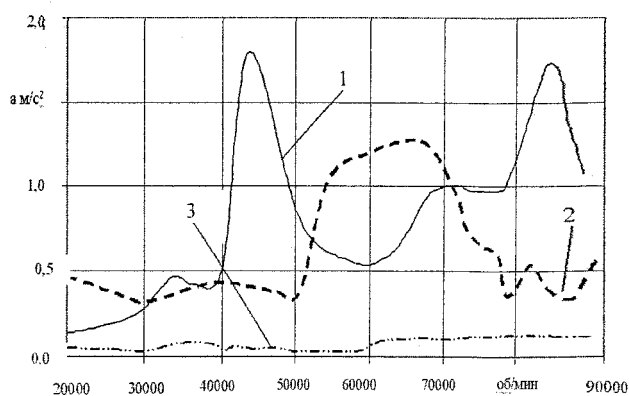


Рис. 14. Зависимость амплитуды гармоники виброускорения на частоте 0,3-0,6 f_r в вертикальном направлении от частоты вращения ротора для ПВ втулки — 1, ПН втулки - 2, пакета втулок - 3

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (номер проекта 10-08-00424).

Литература

1. Бояришинова, А.К. Разработка метода гидродинамического и теплового расчета опор с плавающими невращающимися втулками: дис. ... канд. техн. наук / А.К. Бояришинова. - Челябинск, 1993. - 225 с.
2. Задорожная, Е.А. Совершенствование и расширение области применения метода расчета динамики и гидромеханических характеристик опор скольжения с плавающими втулками: дис. ... канд. техн. наук / Е.А. Задорожная. - Челябинск, ЮУрГУ, 2002. - 766 с.
3. Keogh, P.S. Influence of inlet conditions on the thermodynamic state of fully circumferentially grooved journal bearing / P.S. Keogh, M.M. Khonsari // Transaction of ASME. - Vol. 123. — July 2001. - С 525-532.

Поступила в редакцию 16 июня 2010 г.

Фишер Алексей Сергеевич. Ассистент кафедры «Автотранспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов: динамика роторов на опорах скольжения с плавающими втулками, гидродинамическая теория смазки, конструкции подшипников ротора турбокомпрессора, разработка гаражного оборудования. Тел.: (351)267-92-13, e-mail: zea@susu.ac.ru.

Alexey S. Fischer. The assistant of chair «Autotransport and automobile service» of South Ural State University. The area of scientific interests - dynamic of rotor journal bearing floating rings, the hydrodynamical theory of greasing, turbocharger journal bearing design, development of equipment for automobile service. Tel: (351) 267-92-13, e-mail: zea@susu.ac.ru.