

УДК 532.5:532.135; 621.822; 681.3.06

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ МНОГОСЛОЙНЫХ ПОДШИПНИКОВ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДИЗЕЛЕЙ**

© 2009 Е. А. Задорожная, А. С. Фишер

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

Разработаны три конструкции подшипника ротора турбокомпрессора системы наддува двигателя внутреннего сгорания. Представлены результаты сравнительных численных экспериментов, проведенных для этих конструкций с использованием метода расчета гидродинамических опор скольжения, реализованного для подшипников с несколькими смазочными слоями. Обосновано применение разработанных конструкций в условиях серийного производства.

*Гидродинамические подшипники скольжения; уравнение Рейнольдса. турбокомпрессор*

Работа турбомашин характеризуется повышенным уровнем вибраций, вызываемых склонностью быстровращающихся роторов к интенсивным колебаниям. Подшипники ротора являются одним из основных узлов, определяющих работоспособность и надежность всей роторной машины. Надежность, долговечность и качество изготовления подшипников и всей турбомашин обычно оценивается по уровню вибраций ротора путем натурных или численных экспериментальных исследований.

Большинство известных современных конструкций, применяющихся в качестве опор роторов турбокомпрессоров зарубежного и отечественного производства, можно условно подразделить на два типа: конструкции с неавтономными подшипниками – с плавающей моноштулкой, конструкции с автономными подшипниками – с плавающими вращающимися (ПВ) штулками.

Для снижения интенсивных вынужденных колебаний шипа связанных с неуравновешенностью ротора, а также автоколебаний, вызванных неустойчивостью шипа на масляном слое, применяют antivибрационные подшипники скольжения, имеющие дополнительные демпферы. В качестве элементов, улучшающих демпфирующие способности, используют дополнительный масляный слой между штулкой подшипника и корпусом роторной машины, профилирование поверхностей, ограничивающих масляный слой, гибкие рабочие поверхности у плавающих штулок.

Разработаны наиболее перспективные, по мнению авторов, варианты конструкций подшипников ротора для применения их на малоразмерных турбокомпрессорах.

Вариант 1. Конструкция с двумя смазочными слоями подшипников, разработан-

ная в ходе совместной работы авторов с ООО «ЧТЗ – Уралтрак» (рис. 1).

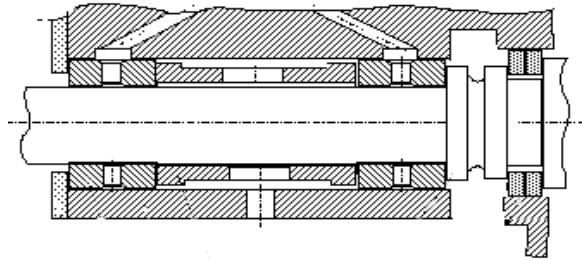


Рис. 1. Конструкция серийного подшипника турбокомпрессора ТКР-8,5 с ПВ штулками

К настоящему времени она положительно зарекомендовала себя на серийном турбокомпрессоре ТКР-8,5С.

Конструкция состоит из двух плавающих вращающихся штулок, осевые перемещений которых ограничены дистанционной штулкой. Такая конструкция является более технологичной по сравнению с конструкциями, в которых ограничение осевых перемещений осуществляется при помощи стопорных колец.

Вариант 2. Конструкция с плавающими невращающимися (ПН) штулками (рис. 2). Штулки зафиксированы от проворачивания при помощи штифтов. Левый и правый подшипники этой конструкции, в отличие от широко применяющейся в мире конструкции с моноштулкой, являются автономными. Смазка подается через два сверления в среднем корпусе турбокомпрессора в окружные канавки на наружной поверхности ПН штулок. Из окружной канавки смазка через одно радиальное отверстие поступает в сегментную канавку с угловой протяженностью в 75 град на внутренней поверхности ПН штулок. Таким образом, впервые сегментная канавка расположена в смазочном слое между ротором и ПН штулкой.

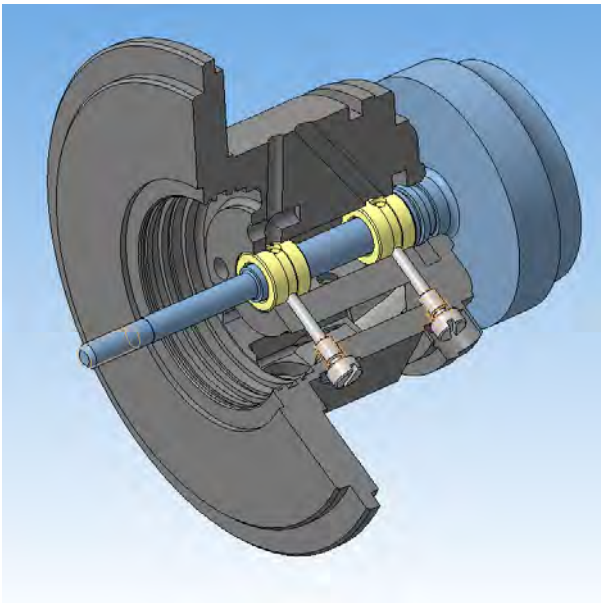


Рис. 2. Конструкция подшипника с автономными ПН втулками

Вариант 3. Особенно важное значение приобретают повышенные антивибрационные свойства подшипника в области высоких скоростей вращения ротора, которыми характеризуется конструкция подшипников с тремя смазочными слоями, разработанная авторами в соавторстве в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ [2].

У трехслойного подшипника (рис. 3) первый смазочный слой ограничен цапфой ротора (шипом) и внутренней поверхностью ПВ втулки (подшипником); второй слой – наружной поверхностью ПВ втулки (шипом) и внутренней поверхностью плавающей невращающейся втулки (ПН) (подшипником); третий слой – наружной поверхностью ПН втулки (шипом) и поверхностью корпуса турбокомпрессора (подшипником). Такие подшипники принято называть подшипники с пакетом ПВ и ПН втулок.

В лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ авторами под руководством проф. Прокопьева В.Н. разработана конструкция с пакетами ПВ и ПН втулок, в которой левый и правый подшипники выполнены автономными, что приносит дополнительные положительные эффекты.

Схема подачи смазки подобна варианту 1 с некоторыми особенностями, связанными с наличием третьего смазочного слоя.

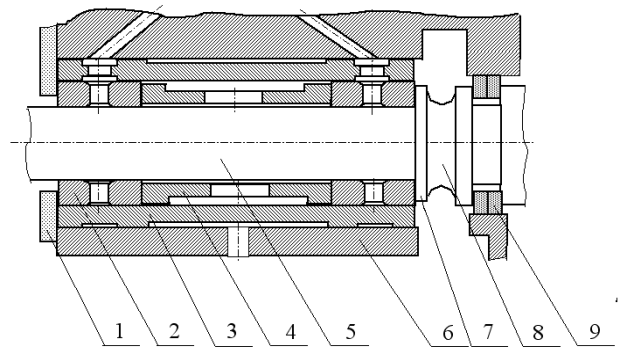


Рис. 3. Конструкция подшипника с автономными пакетами ПВ и ПН втулок:

1 – упорная шайба; 2 – ПВ втулка с шестью отверстиями; 3 – ПН моноштулка; 4 – дистанционная втулка; 5 – ротор; 6 – средний корпус турбокомпрессора; 7 – маслоотражательный буртик ротора; 8 – канавка; 9 – уплотнительные кольца

Для качественного и количественного сравнения конструкций используются гидромеханические характеристики (ГМХ), получаемые расчетным путем по методике [1] с использованием программного обеспечения, разработанных в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ и зарегистрированного в РОСАПО.

Конструкции подшипников роторов оценивают сравнением параметров расчетных траекторий (орбит), по которым под действием приложенных нагрузок движутся центры цапф ротора, а при наличии в подшипниковом узле плавающих втулок – центры этих втулок.

Коротко рассмотрим методические подходы к расчету динамики подшипников, содержащего один, два или три смазочных слоя (рис. 4).

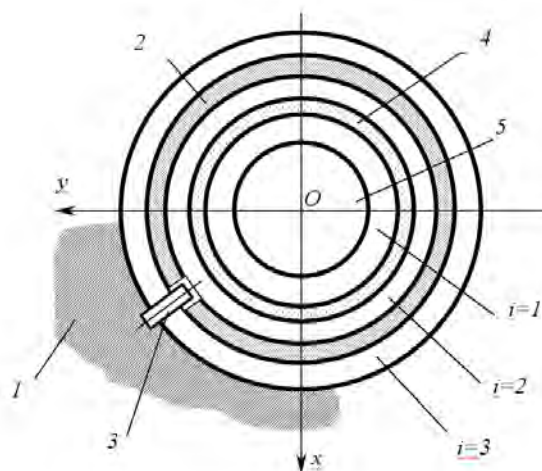


Рис. 4. Схема трехслойного подшипника: 1 – корпус; 2 – ПН моноштулка; 3 – ограничительный штифт; 4 – ПВ втулка; 5 – ротор

Ротор считается жестким и симметричным, подшипники – полностью автономными. Расчет ведется по наиболее нагруженному подшипнику со стороны турбинного колеса.

Поле гидродинамических давлений  $p(\varphi, z)$  в смазочном слое находится интегрированием уравнения Рейнольдса [1].

Уравнения, описывающие движения подвижных элементов  $i$ -ого смазочного слоя, представим в виде.

Движение цапфы ротора ( $i = 1$ ):

$$m_2^{(i)} \left( \frac{d^2 u_2'}{dt^2} \right)^{(i)} = R_{u'}^{(i)} + m_2^{(i)} (g - j) + F_{u'}^{(i)}, \quad (1)$$

где  $F_{x'}^{(i)} = m_2^{(i)} \varepsilon_2^{(i)} (\omega_2^{(i)})^2 \cos \omega_2^{(i)} t$ ;

$$F_{y'}^{(i)} = m_2^{(i)} \varepsilon_2^{(i)} (\omega_2^{(i)})^2 \sin \omega_2^{(i)} t.$$

Движение ПВ втулки ( $i = 2$ ):

$$m_2^{(i)} \left( \frac{d^2 u_2'}{dt^2} \right)^{(i)} = R_{u'}^{(i)} + m_2^{(i)} (g - j) - R_{u'}^{(i-1)},$$

$$J_2^{(i)} \left( \frac{d\omega_2}{dt} \right)^{(i)} = M_2^{(i-1)} + M_2^{(i)}. \quad (2)$$

Движение ПН втулки ( $i = 3$ ):

$$m_2^{(i)} \left( \frac{d^2 u_2'}{dt^2} \right)^{(i)} = R_{u'}^{(i)} + m_2^{(i)} (g - j) - R_{u'}^{(i-1)} \quad (3)$$

Здесь  $u_k = (x'_k, y'_k)$  - вектор координат центров подвижных элементов,  $m_k^{(i)}$  - масса,  $J_2^{(2)}$  - осевой момент инерции ПВ втулки;  $g$  - ускорение свободного падения;  $\varepsilon_2^{(i)}$  - смещение центра масс шипа, характеризующее неуравновешенность ротора,  $R_{u'}^{(i)}$  - реакции смазочных слоев,  $\omega_2^{(i)}$  - частота вращения подвижного элемента, рад/с.

В уравнениях 2-го порядка (1 - 3) слагаемые  $m_2^{(i)} j$  характеризуют силы инерции цапфы (втулок), обусловленные движением с ускорением  $j$  в направлении оси  $O'x'$  фундамента на котором установлена роторная машина.

Уравнение Рейнольдса [1] записывалось в конечных разностях и интегрировалось методом Гаусса-Зейделя с использованием последовательности трех сеточных уровней. В процессе итераций в точках разностной сетки, где не выполняется условие  $p > 0$ , давление обнуляется.

Уравнения (1 - 3) интегрировались методом Рунге-Кутты с поправкой Мерсона. Температуры смазочных слоев вычислялись из уравнений тепловых балансов, отражающих равенства за некоторый промежуток времени средних количеств тепла, выделившегося в  $i$ -ом смазочном слое и отведенного смазкой, вытекающей в торцы подшипника. Теплообмен между слоями не учитывался. Вязкость смазки рассчитывалась по формуле Фогеля, все интегралы по правилу Симпсона.

Для исключения влияния начальных условий предусмотрен промежуток времени  $t_n = 3t_u$ , где  $t_u$  - время цикла, равное десяти оборотам ротора. На этом промежутке информация не запоминается. На последующем промежутке  $t^* \leq 30t_u$  в точках  $t_m = mt_u, m = 1, 2, \dots, 30$  выполняется анализ траекторий с целью установления факта существования предельных орбит или отсутствия таковых. Если границы двух прямоугольных областей  $\Omega_{m-1}$  и  $\Omega_m$ , в которых располагаются все рассчитанные за промежутки  $t_{m-1}$  и  $t_m$  точки с координатами  $x', y'$ , совпадают с точностью  $2 \cdot 10^{-6}$  мкм констатируется наличие предельной орбиты. Интегрирование уравнений движения на промежутках  $t_i$  и  $t^*$  выполняется при вязкости смазки, соответствующей некоторым расчетным (эффективным) значениям температур смазочных слоев  $T_s^{(i)}$ , например, равными температуре  $T_s$ .

После того, как установлен факт существования предельной орбиты, интегрирование продолжается на промежутке  $t^{**} \leq 5t_u$ , причем во временных точках  $t = t_u/10$  рассчитываются и запоминаются гидромеханические характеристики (мощности трения  $N^{(i)}(t)$ , расходы смазки  $Q^{(i)}(t)$ , эксцентриситеты  $e_{21}^{(i)}(t)$ , минимальные толщины смазочных слоев  $h^{(i)}(t)$ , скорости ПВ втулки  $\omega_1^{(1)}$  и т.д.).

В точках  $t_n = nt_u, n = 1, 2, \dots, 5$  рассчитываются средние за промежуток  $t_u$  значения гидромеханических характеристик, в частности,  $N^{*(i)}$  и  $Q^{*(i)}$ , а затем решением уравнений тепловых балансов для каждого сма-

зочного слоя корректируются температуры  $T_3^{*(i)}$ . Процедура корректировки заканчивается, если при  $t_{i-1}$  и  $t_i$  значения температур  $T_3^{*(i)}$  совпадут с точностью в  $0,5^\circ\text{C}$ . После этого определяются максимальные размеры орбиты цапфы и плавающих втулок, значения которых приравниваются максимальным значениям относительных эксцентриситетов:  $\max \chi_{21}^{(1)}$  и  $\max \chi_{21}^{(2)}$ .

Численные сравнительные эксперименты были проведены для всех трех вариантов конструкций подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5.

Одной из важнейших ГМХ является расчетная амплитуда вибраций ротора  $A_2^{(1)}$  (рис. 5).

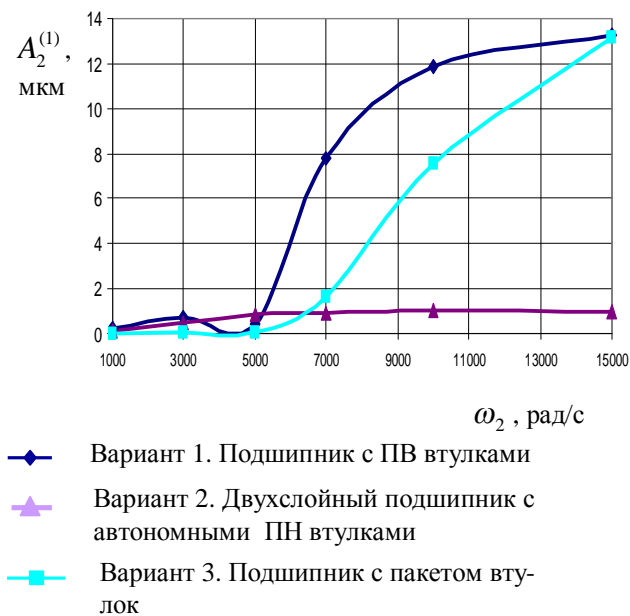


Рис. 5. Амплитуда вибраций ротора при различных частотах вращения

Вариант 2 подшипника с автономными ПН втулками в рабочем диапазоне частот характеризуется меньшей склонностью к вибрации, чем конструкция с ПВ втулками. Вариант 3 (конструкция с пакетами втулок) обладает наилучшими показателями виброустойчивости, в том числе, что особенно важно, при сверхвысоких скоростях вращения ротора.

От величины минимальной толщины смазочного слоя между ротором и втулкой  $h_{\min}^{(1)}$  зависят абразивное изнашивание рабочих поверхностей подшипников, склонность к задирам. У конструкции подшипников с

пакетом втулок (вариант 3) эта величина сохраняется на максимально возможном уровне во всем диапазоне частот вращения ротора, вариант с ПН втулками по этому показателю тоже превосходит конструкцию с ПВ втулками (рис. 6). По остальным гидромеханическим характеристикам, таких как температура первого смазочного слоя  $T^{(1)}$  (рис. 7), расход смазки  $Q^*$  варианты конструкций 2 и 3 находятся либо на одном уровне с вариантом 1, либо превосходят его.

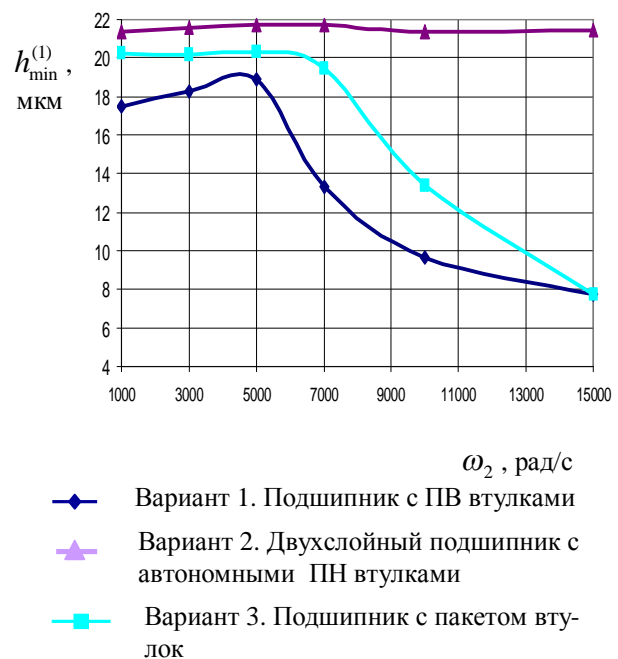


Рис. 6. Толщина смазочного слоя между ротором и втулкой при различных частотах вращения

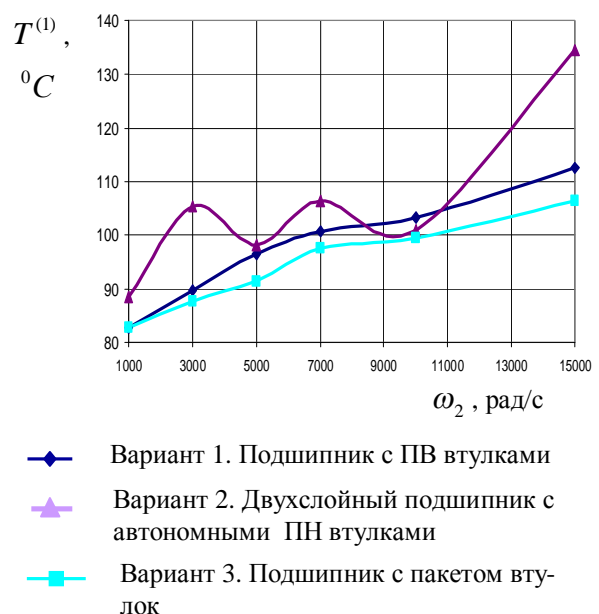


Рис. 7. Температура смазочного слоя между ротором и втулкой при различных частотах вращения

Вывод. Наиболее перспективной для дальнейшего развития и применения в производстве является конструкция с пакетом ПВ и ПН втулок (вариант 3), так как она имеет наилучшие значения по большинству основных гидромеханических характеристик и является самой виброустойчивой из представленных. Конструкция с ПН втулками (вариант 2) является технологически более простой, чем конструкция с пакетом втулок и превосходит по расчетным характеристикам наиболее распространенный тип конструкции с ПВ втулками.

#### Библиографический список

1. Прокопьев, В.Н. Нелинейная динамика подвижных элементов опор ротора турбокомпрессора систем наддува двигателей транспортных машин / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Труды Ме-

ждународного форума по проблемам науки, техники и образования. Академия наук о земле. 3-7 декабря, М.: - 2001 г. – С. 10-14.

2. Прокопьев, В.Н. Турбокомпрессор/В.Н. Прокопьев [и др.] // Патент на полезную модель № 57848

#### References

1. Prokopyev V.N., Boyarshinova A.K., Zadorozhnaya E.A. Non-linear dynamic of turbocharger journal bearing elements. Papers of International Forum of science, technique and education problems. Academy of science about Earth. 3-7 dec., 2001, Moscow, Russia, pp. 10-14.

2. Prokopyev V.N., Zadorozhnaya E.A., Boyarshinova A.K., Fischer A.S., Akhmetjanov M.Sh., Perzev E.I., Shakeman I.H. "Turbocharger". Useful model patent №57848

## DESIGN IMPROVEMENT OF MULTI-FILM ROTOR JOURNAL BEARINGS OF DIESEL ENGINE TURBOCHARGERS

© 2009 E. A. Zadorojnaya, A. S. Fischer

South Ural State University

Three developed models of diesel engine turbocharger rotor journal bearings are presented. Numerical comparative experiments for these models designed for turbocharger TKR-8.5S are made by application of the hydrodynamic prediction methodic for multi-film journal bearing. Prospects of application of the developed designs are proved.

*Hydrodynamic journal bearing; Reynolds equation; turbocharger*

#### Информация об авторах

**Задорожная Елена Анатольевна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел. (8-351) 267-92-13. E-mail: [elena-nea@rambler.ru](mailto:elena-nea@rambler.ru). Область научных интересов: динамика роторов на опорах скольжения с плавающими втулками, гидродинамическая теория смазки.

**Фишер Алексей Сергеевич**, ассистент кафедры автотранспорта Южно-Уральского государственного университета. Тел. (8-351) 267-92-13. E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Область научных интересов: динамика роторов на опорах скольжения с плавающими втулками, гидродинамическая теория смазки, конструкции подшипников ротора турбокомпрессора, разработка гаражного оборудования.

**Zadorozhnaya Elena Anatolievna**, candidate of engineering science, Associate Professor of «Motor Transport» Department of the South Ural State University, Chelyabinsk. Phone. (8-351) 267-92-13. E-mail: [elena-nea@rambler.ru](mailto:elena-nea@rambler.ru). Area of research: dynamics of rotors on floating bushed journal bearings, hydrodynamic lubrication theory.

**Fischer Alexey Sergeevich**, assistant of «Motor Transport» Department of the South Ural State University, Chelyabinsk. Phone. (8-351) 267-92-13. E-mail: [zea@susu.ac.ru](mailto:zea@susu.ac.ru). Area of research: dynamics of rotors on floating journal bearings, hydrodynamic lubrication theory, turbocharger rotor journal bearing design, auto service equipment development.