

УДК 621.431.75

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ШАРИКОВОГО РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО ПОДШИПНИКА НА ЖЁСТКОСТЬ ОПОР РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2013 В. Б. Балякин, Е. П. Жильников, И. С. Барманов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Рассмотрено влияние радиального зазора, частоты вращения, радиальных и осевых нагрузок на перемещения и жёсткость шарикового подшипника. Проведена оценка влияния жёсткости подшипника на жёсткость опоры.

Шариковый подшипник качения, жёсткость, деформация.

Вибрационное состояние авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) зависит от характеристик жёсткости и демпфирования в опорах роторов. В настоящее время широко используются упругодемпферные опоры, характеристики которых определяются конструкцией их структурных элементов: корпуса, упругого элемента (УЭ), подшипника качения (ПК) и гидродинамического демпфера (ГДД) (рис. 1). В состав опор входят также уплотнения, но на динамические характеристики опоры их влияние незначительно.

В настоящее время на практике полагают, что коэффициент жёсткости опоры определяется только упругим элементом. Однако согласно [1] коэффициент жёсткости упругодемпферной опоры определяется выражением

$$c_o = \frac{c_K c_{ПК} (c_{ГДД} + c_{УЭ})}{c_K c_{ПК} + c_K (c_{ГДД} + c_{УЭ}) + c_{ПК} (c_{ГДД} + c_{УЭ})}, \quad (1)$$

где c_K – коэффициент жёсткости корпуса; $c_{ПК}$ – коэффициент жёсткости ПК; $c_{ГДД}$ – коэффициент жёсткости ГДД; $c_{УЭ}$ – коэффициент жёсткости УЭ.

Поэтому для определения коэффициента жёсткости опоры необходимо учитывать влияние всех структурных элементов опоры. Целью работы является то, что при определении коэффициента жёстко-

сти опоры ротора необходимо учитывать коэффициент жёсткости подшипника качения, который, в свою очередь, зависит от конструктивных и эксплуатационных параметров.

Опоры роторов авиационных ГТД могут включать не все перечисленные структурные элементы. Например, опора ротора компрессора высокого давления двигателя Д-36 не имеет демпфера. Тогда выражение (1) примет вид:

$$c_o = \frac{c_K c_{ПК} c_{УЭ}}{c_K c_{ПК} + c_K c_{УЭ} + c_{ПК} c_{УЭ}}.$$

Приняв коэффициент жёсткости корпуса $c_K = \infty$, получим

$$c_o = \frac{c_{ПК} c_{УЭ}}{c_{ПК} + c_{УЭ}}. \quad (2)$$

Для оценки влияния коэффициента жёсткости подшипника качения на коэффициент жёсткости опоры формулу (2) представим в виде

$$\bar{c}_o = \frac{1}{1 + c_{УЭ}/c_{ПК}},$$

где $\bar{c}_o = c_o/c_{УЭ}$ – относительный коэффициент жёсткости опоры ротора.

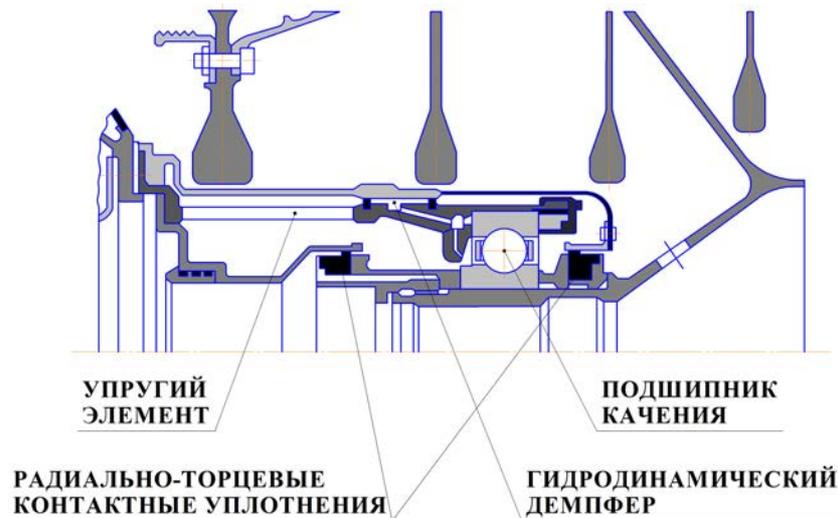


Рис. 1. Схема передней опоры ротора компрессора низкого давления двигателя Д-36

В опорах роторов ГТД коэффициент жёсткости упругого элемента, как правило, может превышать коэффициент жёсткости подшипника качения не более чем в три раза, поэтому график зависимости относительного коэффициента жёсткости опоры от $c_{вэ}/c_{ПК}$, представленный на рис. 2, ограничен интервалом $c_{вэ}/c_{ПК}=0...3$.

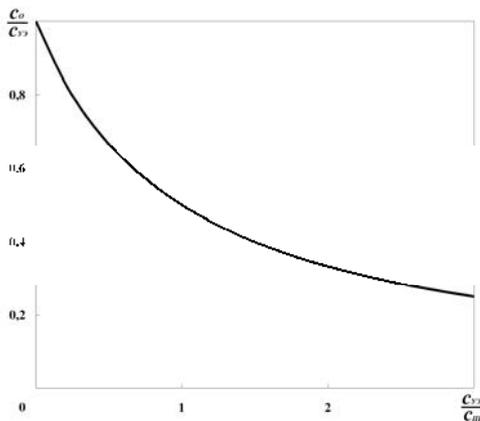


Рис. 2. График зависимости \bar{c}_0 от $c_{вэ}/c_{ПК}$

Анализируя рис. 2, можно сделать вывод, что если коэффициент жёсткости подшипника в десять и более раз больше коэффициента жёсткости упругого элемента, то жёсткость опоры в этом случае отличается от жёсткости упругого элемента менее чем на 10 %. В этом случае можно пренебречь коэффициентом жёсткости подшипника и принимать $c_0 \approx c_{вэ}$.

Если жёсткость подшипника соизмерима с жёсткостью упругого элемента ($c_{ПК} = c_{вэ}$), то погрешность при определении жёсткости опоры составит 50 %. Отсюда следует, что при определении жёсткости опоры необходимо учитывать жёсткость подшипника, когда $c_{вэ}/c_{ПК} > 0,1$.

В опорах авиационных ГТД для восприятия осевых и радиальных нагрузок нашли применение шариковые радиально-упорные ПК. В справочной литературе приводятся выражения для относительных перемещений колец под действием нагрузки. Данные формулы основаны на определении деформаций в контакте тел качения по теории Герца. В монографии [2] приведены формулы для расчёта жёсткости различных типов подшипников. Радиальная и осевая жёсткости для шарикового радиально-упорного ПК определяются выражениями:

$$C_r = 3,24 \cdot 10^7 \frac{\cos^2 a}{k} \sqrt[3]{\frac{d_w z^2 F_a}{\sin a}}; \quad (3)$$

$$C_a = 3,24 \cdot 10^7 \sin a \sqrt[3]{d_w z^2 F_a \sin a}, \quad (4)$$

где a – угол контакта; d_w – диаметр шариков; z – количество шариков; k – коэффициент, учитывающий неравномерность нагружения шариков; F_a – осевая нагрузка.

Анализируя зависимости (3) и (4), можно сделать вывод, что они не учитывают многие конструктивные и эксплуатационные факторы: радиальный зазор, частоту вращения, радиальную нагрузку, толщину слоя смазки и т.д. В связи с этим использование этих зависимостей может дать большую погрешность при определении коэффициента жёсткости опоры.

Для расчёта относительных перемещений колец подшипника можно использовать методику, изложенную в работе [3]. В методике учитываются перекосы наружного и внутреннего колец, толщина смазочного слоя, изменения радиальных зазоров от скорости вращения и температур колец подшипников с двух-, трёх- и

четырёхточечным контактом шариков при различных условиях нагружения.

Были проведены расчёты для авиационного подшипника № 126126. Величина начального радиального зазора составляла 150 мкм, перекосы наружного и внутреннего колец принимались равными нулю. При расчёте подшипника радиальная нагрузка находилась в диапазоне $F_r=0\dots1000$ Н, осевая – $F_a=0\dots900$ Н, частота вращения внутреннего кольца подшипника – $n=0\dots8000$ об/мин.

На рис. 3 приведены графики зависимости радиальных и осевых перемещений в подшипнике от нагрузок и частоты вращения.

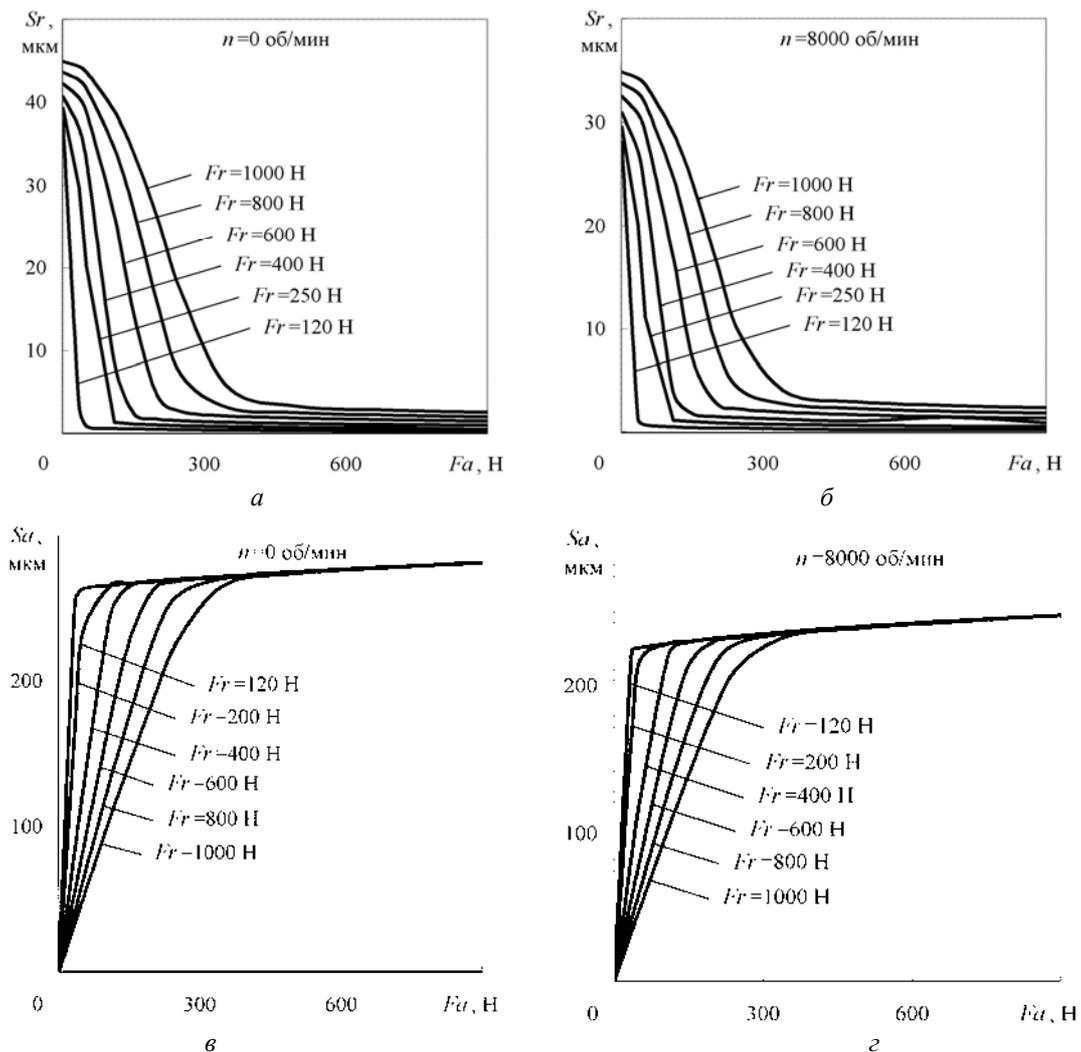


Рис. 3. Зависимость смещений в подшипнике от осевой нагрузки при различной радиальной нагрузке и частоте вращения: а – радиальных при $n=0$ об/мин; б – радиальных при $n=8000$ об/мин; в – осевых при $n=0$ об/мин; г – осевых при $n=8000$ об/мин

Согласно рис. 3, а, б можно отметить, что при постоянной радиальной нагрузке радиальные перемещения в подшипнике падают при увеличении осевой нагрузки. Причём зависимости имеют два характерных участка. Сначала значения резко снижаются, после чего увеличение осевой нагрузки практически не влияет на уменьшение радиальных перемещений. Переход происходит при отношении осевой силы к радиальной, равной $F_a/F_r \approx 0,3$.

Согласно рис. 3, в, г видно, что осевые перемещения при нулевой частоте вращения и постоянной радиальной нагрузке с увеличением осевой нагрузки растут. При соотношении $F_a/F_r < 0,3$ перемещения резко возрастают. Далее градиент линий уменьшается и, независимо от величины радиальной нагрузки, осевые перемещения принимают одни и те же значения.

На рис. 4 приведены графики зависимости радиальной и осевой жёсткости от нагрузок и частоты вращения.

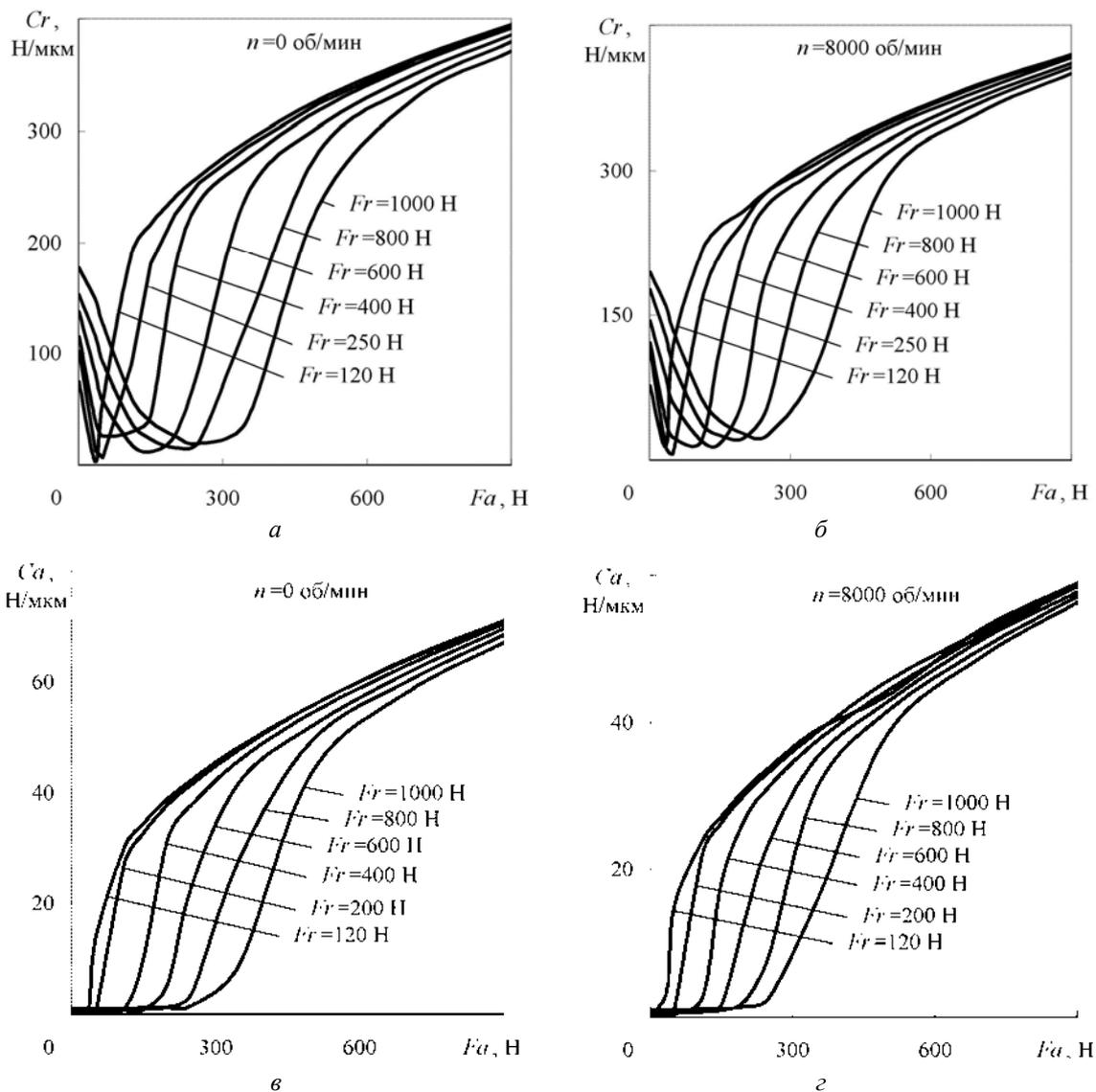


Рис. 4. Зависимость коэффициентов жёсткости от осевой нагрузки на подшипник при различной радиальной нагрузке и частоте вращения:
 а – радиальных при $n=0$ об/мин; б – радиальных при $n=8000$ об/мин;
 в – осевых при $n=0$ об/мин; г – осевых при $n=8000$ об/мин

В связи с тем, что зависимость перемещений от нагрузки имеет нелинейный характер, коэффициенты радиальной и осевой жёсткости определялись в виде производных

$$C_r = \partial F_r / \partial S_r, \quad C_a = \partial F_a / \partial S_a.$$

Заменяя производные отношением приращений, получим:

$$C_r = \frac{F_r(S_r, S_a) - F_r(S_r + \Delta S_r, S_a)}{\Delta S_r};$$

$$C_a = \frac{F_a(S_r, S_a) - F_a(S_r, S_a + \Delta S_a)}{\Delta S_a}.$$

Из рис. 4, а, б видно, что коэффициент радиальной жёсткости с ростом осевой нагрузки снижается, достигая минимума, а потом начинает возрастать. Минимальное значение на порядок меньше, чем значение при нулевой осевой нагрузке и соответствует соотношению сил $F_a/F_r \approx 0,25 \dots 0,3$. Имеет место ярко выраженный «провал» характеристики, причём ширина его прямо зависит от величины радиальной нагрузки – чем больше радиальная нагрузка, тем шире область низких значений коэффициента жёсткости подшипника. При этом минимальное значение коэффициента жёсткости соизмеримо с жёсткостью УЭ, которое обычно составляет $10 \dots 25$ Н/мм. Как было показано выше, при этом погрешность в определении коэффициента жёсткости опоры может составлять 50 %. Следовательно, необходимо учитывать коэффициент жёсткости подшипника, если $0,1 < F_a/F_r < 0,4$.

Согласно рис. 4, в, г видно, что коэффициент осевой жёсткости увеличивается с ростом осевой нагрузки. При малых значениях осевой нагрузки коэффициенты осевой жёсткости растут линейно и незначительно, величина близка к нулю. При соотношении сил $F_a/F_r \approx 0,25$ коэффициент осевой жёсткости начинает резко увеличиваться, и при соотношении сил $F_a/F_r \approx 0,5$ зависимости принимают более пологий вид.

Можно утверждать, что радиальные и осевые перемещения и жёсткости существенно изменяются при изменении нагрузок. Характер зависимостей одинаков при одинаковом соотношении сил. Такое изменение необходимо учитывать при проектировании опор роторов, так как осевые и радиальные нагрузки на подшипники зависят от режима работы двигателя.

На рис. 5 приведены зависимости коэффициента радиальной жёсткости, определённые по методике [3] (сплошные линии) и по формуле (3) (пунктирные линии). Как видно из графиков, значения коэффициента радиальной жёсткости для радиально-упорного подшипника получаются завышенными по сравнению со значениями, полученными по методике [3]. Значения коэффициентов жёсткости существенно отличаются. Например для радиальной нагрузки $F_r = 1000$ Н имеем: при осевой нагрузке $F_a = 900$ Н, коэффициенты радиальной жёсткости отличаются в 1,7 раза, а при осевой нагрузке $F_a = 300$ Н – в 25 раз. Следовательно, не рекомендуется определять коэффициент жёсткости подшипника по формуле (3) из-за больших погрешностей вычисления, особенно при соотношении нагрузок $0,1 < F_a/F_r < 0,4$.

Как известно, от величины радиального зазора зависит распределение нагрузки между шариками. В зависимости от этого распределения будут меняться деформации в контактах шариков и колец, радиальные перемещения в подшипнике и соответственно жёсткость. В опорах некоторых современных авиадвигателей подшипники качения работают с небольшим натягом, причём продолжительное время. Зазоры в подшипнике могут меняться и под воздействием тепловых потоков из проточной части двигателя и из самого подшипника. Поэтому важно знать, как изменение величины радиального зазора будет влиять на изменение коэффициента жёсткости подшипника.

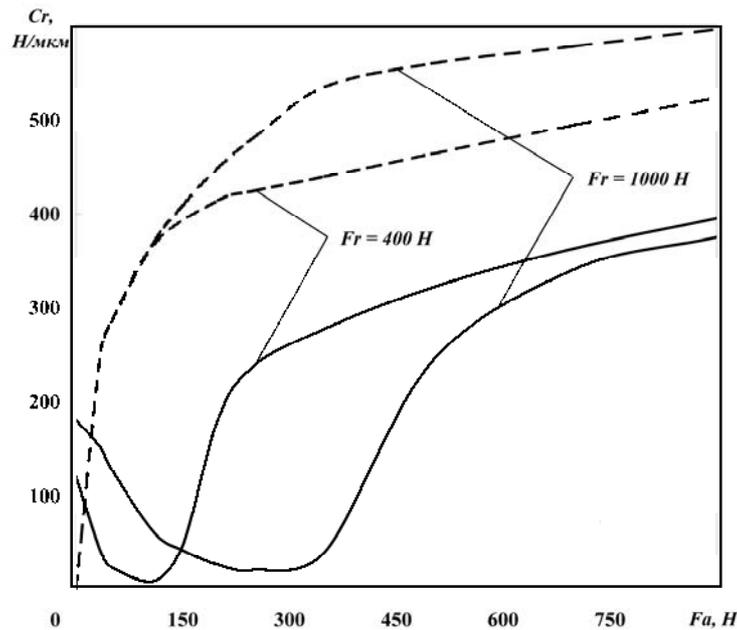


Рис. 5. Сравнение результатов расчёта коэффициентов радиальной жёсткости

Проведены расчёты для подшипника № 126126, сорт смазочного материала МК-8. Величина радиальной нагрузки составляла $F_r=2000$ Н, осевой – $F_a=5000$ Н, частота вращения принималась $n=10000$ об/мин.

На рис. 6 представлена зависимость радиальной жёсткости от величины радиального зазора.

Видно, что эта зависимость нелинейная. Жёсткость подшипника при радиальных зазорах в подшипнике, равных 0 и 500 мкм, отличается в 3 раза. Такая разница может существенно изменить частоту собственных колебаний ротора.

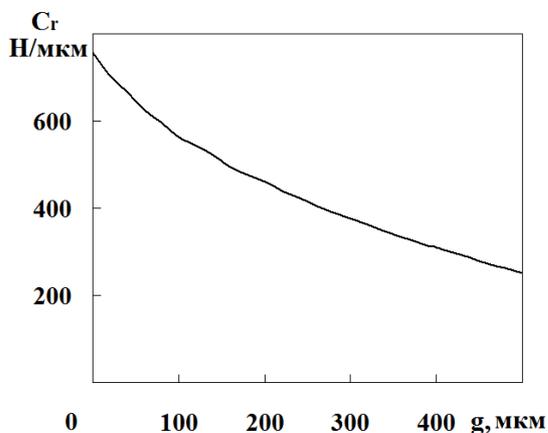


Рис. 6. Зависимость радиальной жёсткости подшипника от радиального зазора

Рассмотрено влияние частоты вращения на коэффициент радиальной жёсткости шарикового подшипника. Проведены расчёты для подшипника № 126126, сорт смазочного материала МК-8. Величина радиальной нагрузки F_r составляла 1250, 2500, 3750, 5000 и 7500 Н, осевой F_a – 5000 Н. Диапазон частот вращения принимался $n=0...20000$ об/мин.

Оценим влияние частоты вращения по относительной жёсткости подшипника C_n , равной отношению жёсткостей при заданной и нулевой частоте вращения. Зависимости относительной жёсткости подшипника от частоты вращения приведены на рис. 7.

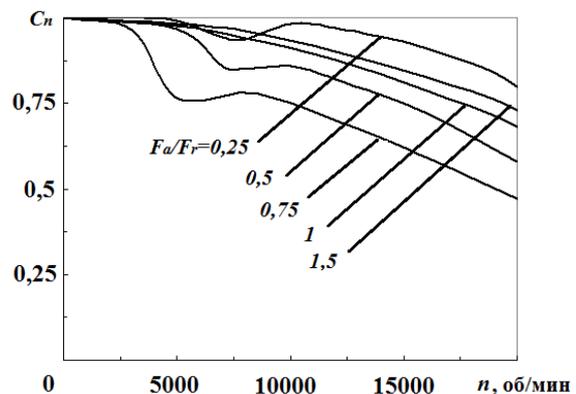


Рис. 7. Зависимости относительной жёсткости подшипника от частоты вращения при различных соотношениях нагрузок

Анализируя рис. 7, можно сделать вывод, что центробежные силы практически не влияют на коэффициент жёсткости подшипника при частотах вращения меньше 3000 об/мин. При больших частотах вращения и $0,25 \geq F_a/F_r \geq 1$ погрешность в определении жёсткости подшипника может достигать 30 %. При умеренных осевых нагрузках на подшипник ($F_a/F_r = 0,5 \dots 0,75$) влияние центробежных сил наиболее существенное – жёсткость отличается в 2 раза. Учитывая, что подшипник имеет максимальную долговечность именно при $F_a/F_r = 0,5 \dots 0,75$ и частоты вращения роторов современных двигателей могут быть больше 20000 об/мин, влияние центробежных сил шариков будет ещё более существенным.

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что такие конструктивные и эксплуатационные факторы, как радиальный зазор, частота вращения, осевые и радиальные нагрузки, оказывают существенное влияние как на

жёсткость самого подшипника, так и на жёсткость всей опоры ротора ГТД, и должны учитываться при проектировании двигателей.

Библиографический список

1. Балякин, В.Б. Обобщённая методика расчёта и проектирования упруго-демпферных опор роторов авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / В.Б. Балякин, И.С. Барманов // Изв. Самар. науч. центра РАН – Самара, 2012. – Т. 14, № 4 – С. 282-287.
2. Белоусов, А.И. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов [Текст] / А.И. Белоусов, В.Б. Балякин, Д.К. Новиков; под ред. А.И. Белоусова – Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002. – 335 с.
3. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД [Текст] / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов [и др.] – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 254 с.

THE INFLUENCE OF DESIGN AND PERFORMANCE PARAMETERS OF AN ANGULAR BALL BEARING ON THE STIFFNESS OF GAS TURBINE ENGINE ROTOR SUPPORTS

© 2013 V. B. Balyakin, E. P. Zhilnikov, I. S. Barmanov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The paper deals with the influence of a radial bearing clearance, frequency rotation, as well as radial and axial forces on the displacement and stiffness of a ball bearing. The influence of the bearing stiffness on that of the support is assessed.

Ball roller bearing, deformation, stiffness.

Информация об авторах

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: 029-029@mail.ru. Область научных интересов: проектирование опор роторов ГТД.

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: расчёт подшипников качения.

Барманов Илдар Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: isbarmanov@mail.ru. Область научных интересов: конструкция и расчёт опор роторов.

Balyakin Valery Borisovich, doctor of technical science, professor, head of the department of elements of mechanical design, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: 029-029@mail.ru. Area of research: design of gas turbine engine rotor supports.

Zhilnikov Evgeny Petrovich, candidate of technical science, professor of the department of elements of mechanical design, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University) Area of research: calculation of roller bearings.

Barmanov Ildar Sergeyevich, candidate of technical science, associate professor of the department of elements of mechanical design, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: isbarmanov@mail.ru. Area of research: design and calculation of rotor supports.