

УДК 621.454.2.043+621.822.7

**О.П. БАДУН, Я.Н. ИВАНОВ***ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск, Украина***СПЕЦИАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ**

*Рассмотрены результаты испытаний и дефектации состояния шарикоподшипников, прошедших испытания на специальной установке для КВИ подшипников и в составе ТНА ЖРД. Выделена имеющаяся основная проблема эксплуатации шарикоподшипниковой опоры в составе быстроходного роторного агрегата, заключающаяся в повышенном износе ее элементов. Рассмотрено распределение нагрузок в высокоскоростных шарикоподшипниках. Выделена их особенность, заключающаяся в том, что даже небольшой эксцентриситет при радиальном смещении обойм подшипника может вызвать радиальную нагрузку, по величине, превышающую нагрузку от дисбаланса ротора. Предложена версия причины повышенного износа шарикоподшипника и показан механизм его работы на режиме радиальным зазором.*

**Ключевые слова:** ЖРД, ТНА, насос, подшипник, осевые и радиальные силы, износ.

**Введение**

Наиболее распространенным и применяемым классом опор в машиностроении являются подшипники качения. Широкая применяемость этих подшипников объясняется удобством монтажа, смазки и обслуживания, отсутствием износа опорных поверхностей ротора, незначительными осевыми размерами, малым коэффициентом трения и его постоянством при изменении скоростей и нагрузок.

Недостатком подшипников качения является то, что при высоких скоростях вращения и значительных нагрузках они подвержены большим контактным напряжениям, что существенно сокращает ресурс работы не только подшипника, но и, как следствие, всего агрегата в целом.

В данной статье речь будет идти о шарикоподшипниках, работающих при высоких скоростях вращения, а именно об опорах, применяемых в турбонасосных агрегатах жидкостных ракетных двигателей.

Статистика отработки турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей показывает, что вопрос обеспечения требуемого ресурса работы шарикоподшипниковой опоры стоит очень остро. В первую очередь это связано с тяжелыми условиями их работы, к которым, кроме высоких скоростей вращения, следует отнести большие температурные деформации конструкции, осевые и радиальные нагрузки, «пушечные» запуски, смазка и охлаждение подшипников компонентами ракетного топлива, которые зачастую имеют плохие смазывающие качества.

Все эти факторы приводят к тому, что вопросу обеспечения требуемого ресурса работы шарикоподшипниковых опор уделяется очень много времени и средств. Рассчитываются и

проектируются разные варианты конструктивных схем агрегатов, вводятся специальные узлы в турбоагрегаты с целью улучшения условий работы опор, а сами опоры проходят специальные испытания, имитирующие их работу в составе агрегата.

Приведенные здесь результаты базируются на экспериментальных данных, полученных в процессе испытаний подшипников 213 на специальных установках для контрольно-выборочных испытаний (КВИ) подшипников.

Целью статьи является анализ имеющихся экспериментальных данных для оценки факторов, влияющих на ресурс шарикоподшипника.

**1. Постановка вопроса**

Вновь поступившая партия подшипников перед началом ее установки в насосы окислителя ТНА РД120 проходит контрольно-выборочные испытания. Из партии подшипников выбираются два экземпляра и проводят их испытания для подтверждения их работоспособности. Подшипники испытываются в специальной установке, позволяющей имитировать условия работы подшипника в составе ТНА, по программе испытаний подшипников.

Программа испытаний предусматривает работу при повышенных нагрузках по сравнению с нагрузками, испытываемыми в составе ТНА.

Подшипников в насосе окислителя ТНА РД120 два: радиально-упорный, воспринимающий осевые и радиальные нагрузки, зафиксированный в осевом направлении, далее «упорный», и радиально-упорный, воспринимающий только радиальные нагрузки, имеющий свободу осевых перемещений, далее «плавающий» (рис. 1).

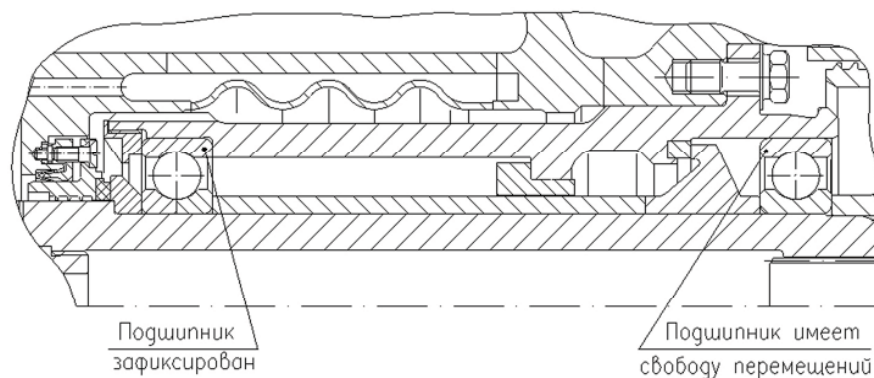


Рис. 1. Фиксирование подшипников

Шарикоподшипник, воспринимающий осевые нагрузки, конструктивно отличается тем, что имеет разрезную внутреннюю обойму. Это позволяет увеличить количество шариков (с 8 до 10), а значит более равномерно распределить и уменьшить удельную нагрузку на шарики, и таким образом повысить ресурс.

Условия работы подшипников в насосе ТНА различные, поэтому и программы их испытаний отличаются. В связи с этим на контрольно-выборочных испытаниях подшипники испытываются при различных нагрузках.

Особенностью работы испытываемых подшипников в установке являлось то, что они оба воспринимали радиальные и осевые нагрузки, т.е. были «упорными», а технологические подшипники воспринимали только радиальные нагрузки, т.е. «плавающими».

Анализ результатов КВИ подшипников практически при всех испытаниях показал, что износ одного из испытываемых подшипников

насоса окислителя ТНА РД120 был близок к предельному. Анализ состояния этого же подшипника после КВИ двигателей и специальных поверочных испытаний двигателей, показал, что замечаний к их работоспособности нет. Продолжительность работы подшипников при этих видах испытаний схожа.

Исходя из вышеописанного, необходимо ответить на вопрос, какие силы повлияли на повышенный износ подшипника и почему они отразились только на одном подшипнике насоса? А также как улучшить конструкцию установки для контрольно-выборочных испытаний (КВИ) подшипников для более полного соответствия условий работы шарикоподшипника в установке и в двигателе?

## 2. Условия испытаний

Для проведения контрольно-выборочных испытаний была разработана специальная установка (рис. 2).

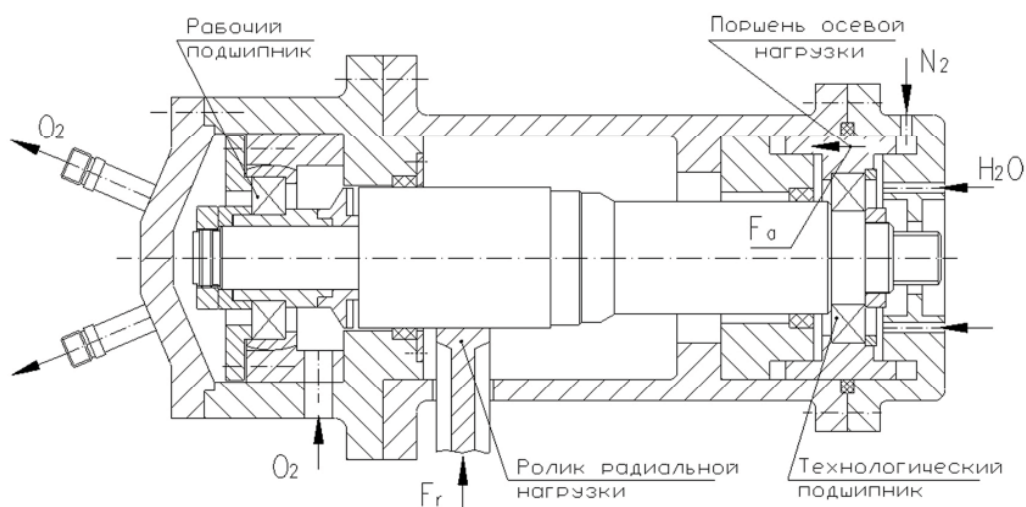


Рис. 2. Конструкция специальной установки для КВИ подшипников

Как видно из рисунка, ротор установки для КВИ подшипников установлен в корпусе на двух одинаковых шарикоподшипниках. Испытываемый подшипник, для соблюдения подобия рабочих условий, смазывается и охлаждается жидким кислородом. Технологический подшипник смазывается и охлаждается водой.

Для испытаний использовался ротор массой 22 кг. Частота вращения  $n = 23200$  об/мин.

На подшипники при работе ТНА действуют две составляющие силы - осевая (А) и радиальная (R). Поэтому в конструкции установки предусмотрены технологические решения, позволяющие создавать осевые и радиальные нагрузки.

Требуемая величина осевой силы создавалась путем подачи воздуха (азота) под давлением в полости поршня установки, усилие от поршня передавалось через наружное кольцо технологического подшипника.

Радиальная сила создавалась за счет прижатия специального вращающегося ролика к ротору. Сила прижатия создавалась пневмопоршнем.

Методика создания осевого усилия учитывала гидравлические усилия, действующие на ротор и испытываемый подшипник.

Согласно программе испытаний «упорный» подшипник испытывался при радиальной нагрузке  $R = 500$  кгс и осевой  $A = 1300...2000$  кгс, «плавающий»  $R = 500$  кгс и  $A = 0...450$  кгс, соответственно.

Проверка работоспособности подшипников при работе их с указанными нагрузками проводилась в течение 1860 с.

### 3. Результаты испытаний

Испытания «плавающего» подшипника при КВИ (нагруженного осевой силой  $A = 0...450$  кгс) сопровождались высоким уровнем вибрации корпуса в зоне расположения рабочего подшипника (рис. 3).

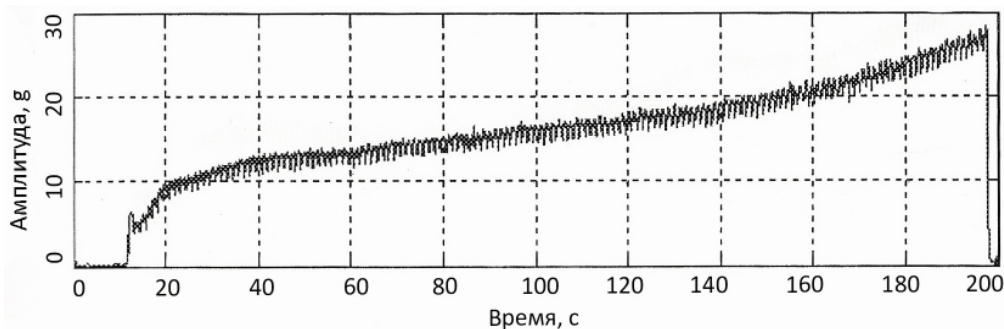


Рис. 3. Радиальная вибрация корпуса в зоне расположения рабочего подшипника 213 при КВИ

Дефектация подшипников показала, что они сильно изнашивались с увеличением осевого и радиального зазоров. Осевой люфт увеличивался практически в два раза и достигал по величине 1,5 мм.

На поверхности желоба наружной обоймы образуются следы равномерного износа матового оттенка, расположенные почти по всей ширине желоба по обе стороны от плоскости симметрии. На поверхности желоба внутренней обоймы происходит износ и выкрашивание металла (рис. 4).

Было несколько случаев аварийного прекращения испытания (АПИ) по причине высокого уровня виброперегрузок, а также 3 случая, когда испытания закончилось возгоранием установки и взрывом стэнда.

Следует отметить, что перед испытанием одного из подшипников было выполнено дополнительное крепление корпуса установки к станине швеллером №14, исходя из версии

возбуждения колебаний ротора из-за резонансных колебаний корпуса. Версия не подтвердилась, подшипник имел такой же износ, как и предыдущие.



Рис. 4. Следы износа на внутренней обойме

При работе в составе ТНА двигателя РД120 данный подшипник замечаний по работоспособности не имел.

Основное отличие заключается в том, что в ТНА этот подшипник «плавающий», а в установке – «упорный».

Испытания «упорного» подшипника, нагруженного осевой силой значительной величины ( $A = 1300...2000$  кгс), проходили практически без замечаний. Износ подшипника был незначительным после суммарной наработки  $\tau_{\Sigma} = 1860$  с.

#### 4. Анализ условий работы подшипников

Сравнение условий работы подшипников в составе двигателя и в установке показало, что основным отличием в нагружении является следующее: в двигателе радиальная нагрузка на подшипник возникает за счет центробежных сил, определяемых статическим и динамическим дисбалансом ротора, а в установке радиальное усилие действует на подшипник статически, вдоль постоянного направления. Кроме того, за счет дисбаланса ротора, к постоянному усилию добавляется неучтенное методикой испытаний центробежное усилие.

Без учета радиальных зазоров из-за упругости подшипников центробежная сила, возникающая за счет допустимого дисбаланса, не превышала бы 18 кгс.

Под воздействием внешних радиальных нагрузок подшипник деформируется со сме-

щением осей внутреннего и наружного колец подшипника. Создается некоторый радиальный зазор, из-за которого ось ротора имеет эксцентриситет. При низких оборотах величина радиальной силы, создаваемая этим эксцентриситетом, мала, и ею можно пренебречь. С возрастанием оборотов и окружной скорости, в частности радиальная сила, вызываемая смещением оси вращения ротора, может значительно превосходить величину радиальной силы, создаваемой дисбалансом ротора.

Данное обстоятельство вызвало интерес к более полному анализу динамики ротора и сил, возникающих в опорах.

Были проведены экспериментальные исследования упругости подшипников с замерами радиальных смещений под воздействием статических радиальных и осевых нагрузок.

Получено, что величина радиального смещения центра массы ротора  $\Delta r_{Ц}$  вследствие упругих деформаций двух подшипников 213 на роторе и радиальных зазоров в корпусных деталях установки для КВИ описывается равенствами:

$$\Delta r_{Ц} = 1,55 \cdot R \cdot 10^{-4} + \frac{\delta}{2}, [\text{мм}] \text{ при } A_{ЦР} = 0 \text{ кгс} \quad (1)$$

$$\Delta r_{Ц} = 1,55 \cdot R \cdot 10^{-4}, [\text{мм}] \text{ при } A_{ЦР} = 450 \text{ кгс} \quad (2)$$

$$\Delta r_{Ц} = 1,35 \cdot R \cdot 10^{-4}, [\text{мм}] \text{ при } A_{ЦР} = 2000 \text{ кгс}. \quad (3)$$

Графически характеристики представлены на рисунке 5.

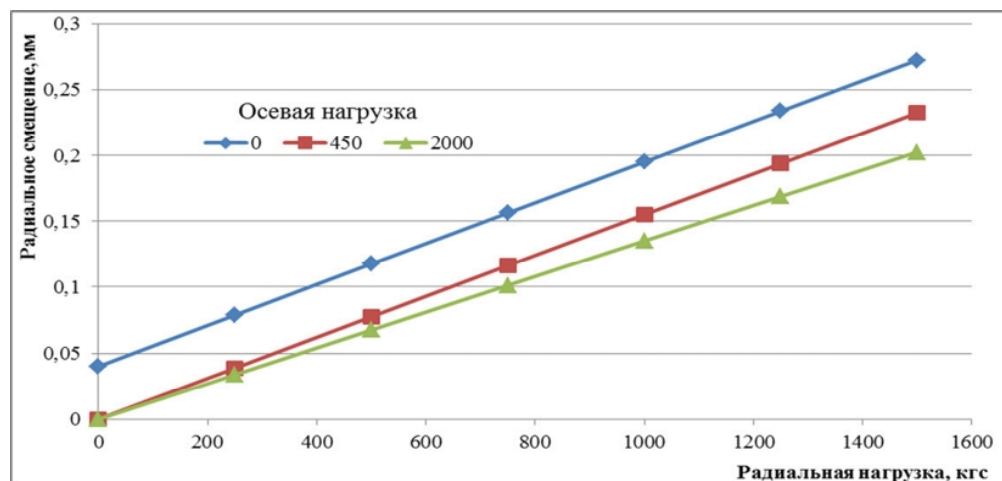


Рис. 5. Радиальные смещения шарикоподшипника под действие радиальной нагрузки

По результатам экспериментальных исследований упругости подшипников было определено, что наличие в установке радиальных зазоров и радиальной податливости опор приводит к росту фактического дисбаланса ротора, из-за движения ротора в радиальном направлении. Как следствие, возникает дополнительное переменное усилие, действующие на подшипник.

В нагружении подшипников участвовало не только статическое усилие, передающееся через ролик, но и динамическое, обусловленное вращением вала и ролика. На основе этого была изменена методика создания радиальной силы и конструкция установки. Было предложено отказаться от нагружения роликом и перейти к нагружению подшипников за счет

центробежных сил, создавая при сборке ротора дисбаланс требуемой величины.

Для этого вал был доработан под установку специальной эксцентричной гайки.

Также была изменена фиксация подшипников в установке, за счет изменения конструкции втулки, в которую устанавливался рабочий

шарикоподшипник, и введения фиксирующего кольца для технологического подшипника. После этих изменений испытываемый подшипник стал «плавающим», а технологический «упорным». Конструкция доработанной установки приведена на рисунке 6.

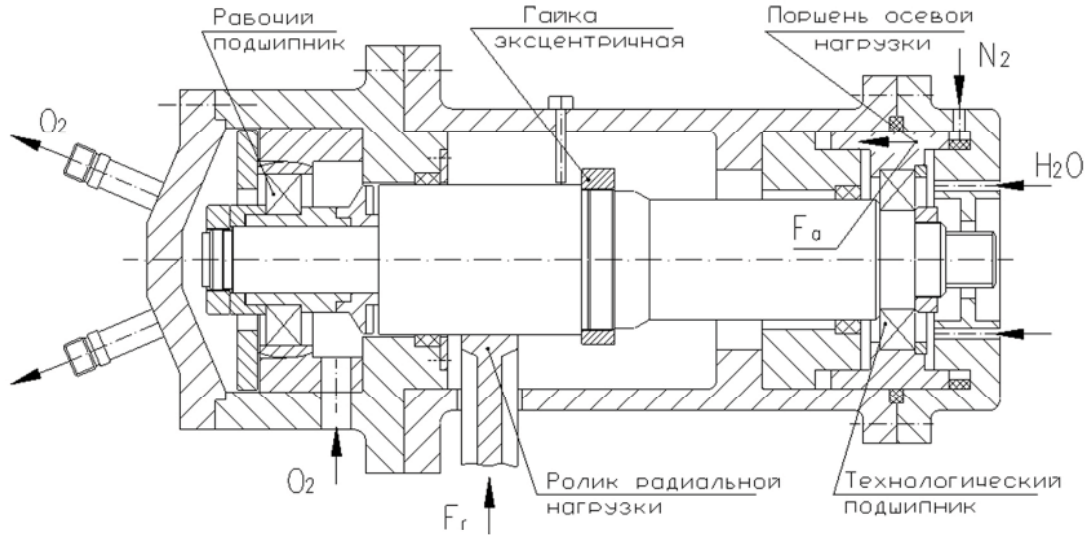


Рис. 6. Доработанная конструкция установки для КВИ подшипников

Испытания подшипников в доработанной установке показали правильность принятых мер. Замечаний к состоянию подшипников при осмотре не было. Величины износов подшипников после КВИ подшипников в установке соответствовали уровню износа при испытаниях в составе двигателей.

### 5. Механизм износа шарикоподшипника

Как уже сказано во введении, ускоренный износ при специальных испытаниях подшипников, наблюдался только в одном подшипнике насоса, который в ТНА имеет свободу осевых перемещений, а в установке нет. Но почему?

Было рассмотрено, что опоры, имеют осевой и радиальный монтажный зазоры, также под воздействием нагрузок, которые деформируют шарики и обоймы подшипника, эти зазоры только увеличиваются. Вследствие этого обоймы подшипника могут смещаться в осевом и радиальном направлениях.

На рисунке 7 представлена схема поперечного сечения шарикоподшипника при радиальном смещении обойм относительно друг друга.

Из рисунка следует, что внутренняя обойма подшипника под действием радиальной нагрузки перемещается относительно наружной в радиальном направлении в пределах некоторого радиального зазора  $\delta$ , который является суммой монтажного (начального) зазора в подшипнике и зазора из-за упругости подшипника.

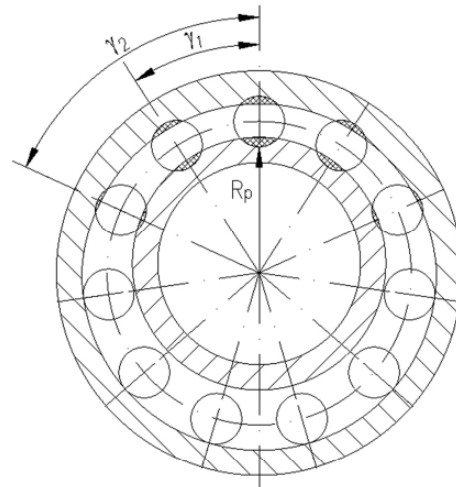


Рис. 7. Схема поперечного сечения шарикоподшипника при радиальном смещении обойм

При этом ось внутренней обоймы описывает окружность с радиусом  $r_{Ц} = \delta/2$ .

Радиальное смещение обойм приводят к тому, что при работе шарикоподшипниковой опоры нагрузки на шарики распределяются неравномерно, и только часть шариков находится в контакте с обоймами подшипника. Вторая часть шариков контактирует лишь с внешней обоймой под действием центробежной силы.

Режим работы шарикоподшипника, при котором нагрузка воспринимается только частью шариков, называется режимом работы с радиальным зазором.

Такой режим работы приводит к неблагоприятному распределению нагрузки в шарикоподшипнике и, как следствие, к повышенному износу и уменьшению ресурса работы.

Из литературы известно, что режим работы с радиальным зазором реализуется при соблюдении неравенства, [1, 2]:

$$A_{\min} \leq 1,67 \cdot R_p \cdot \operatorname{tg} \beta_B + A_{\text{ш}}, \quad (4)$$

где  $A_{\min}$  – минимальная осевая нагрузка при загрузке всех шариков;

$R_p$  – внешняя радиальная нагрузка на шарикоподшипнике.

Рассмотрим более подробно, как осевая сила влияет на распределение нагрузки в шарикоподшипнике.

На рисунке 8 представлена схема продольного сечения шарикоподшипника без осевой нагрузки а) и под ее действием б).

Как видно из рисунка, осевая нагрузка на шарикоподшипник приводит к смещению обойм в пределах осевого люфта подшипника. При этом радиальный зазор исчезает. Это приводит к тому, что все тела качения находятся в контакте с обоймами подшипника, а значит благоприятному распределению нагрузок.

Рассмотрим подробно нагрузки, действующие на шарикоподшипник.

Осевая стационарная нагрузка  $A_{\text{сум.ст}}$  на шарики упорного подшипника определяется суммой осевых сил на роторе  $A_{\text{рот}}$  и осевой силы на сепараторе  $A_{\text{сеп}}$  от перепада давления при протоке охлаждающей жидкости через подшипник:

$$A_{\text{сум.ст}} = A_{\text{рот}} + A_{\text{сеп}}. \quad (5)$$

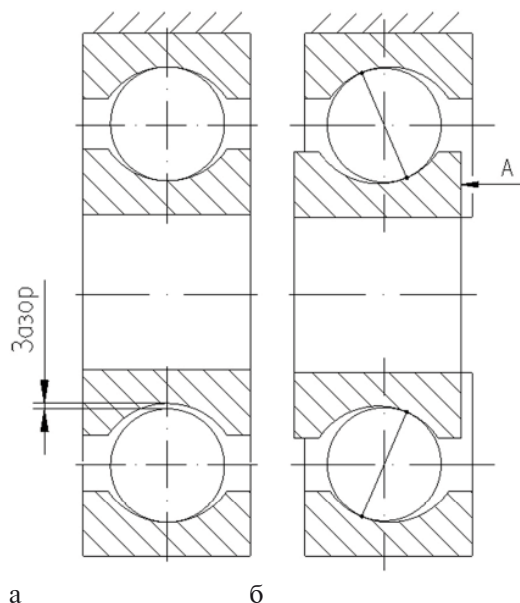


Рис. 8. Схема продольного сечения шарикоподшипника без осевой нагрузки и под ее действием

Под действием осевой нагрузки  $A_{\text{сум.ст}}$  на подшипник в нем возникают радиальные составляющие вследствие наличия угла между шариком, который и передает нагрузки, и желобом подшипника (угол контакта):

$$R_{\text{сум.ст}} = \frac{A_{\text{сум.ст}}}{Z} \cdot \operatorname{ctg} \beta_B, \quad (6)$$

где  $Z$  – число шариков;

$\beta_B$  – угол контакта с внутренней обоймой.

Радиальная составляющая  $R_{\text{сум.ст}}$  обжимает внутреннее кольцо подшипника, фиксируя вал в положении статического равновесия, поэтому ее еще называют центрирующей силой, следовательно увеличение суммарной осевой нагрузки  $A_{\text{сум.ст}}$  увеличивает центрирующую радиальную силу ротора  $R_{\text{сум.ст}} = f(A_{\text{сум.ст}}, \beta_B)$ .

Кроме стационарных нагрузок подшипник испытывает и динамические нагрузки: динамические центробежные нагрузки от неуравновешенного ротора и динамические радиальные нагрузки от массы самих шариков, из-за их орбитального вращения вокруг оси подшипника.

Радиальная нагрузка от массы самих шариков определяется по формуле:

$$R_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} \cdot r_0 \cdot \omega_c^2, \quad (7)$$

где  $m_{\text{ш}}$  – масса шарика;

$r_0$  – радиус орбиты шариков;

$\omega_c$  – угловая частота вращения сепаратора.

Под действием динамической радиальной нагрузки  $R_{\text{ш}}$  на шарик, также как и в случае со стационарными нагрузками, из-за наличия угла контакта, возникает осевая динамическая составляющая  $A_{\text{ш}}$ , направленная против осевой суммарной стационарной нагрузки  $A_{\text{сум.ст}}$ , и определяется по формуле:

$$A_{\text{ш}} = R_{\text{ш}} \cdot \operatorname{tg} \beta_H, \quad (8)$$

где  $\beta_H$  – угол контакта с наружной обоймой.

Под действием динамической радиальной нагрузки  $R_{\text{ш}}$  на шарик линия давления между шариком и желобами колец подшипника претерпевает излом, при этом угол контакта шарика с желобом внутреннего кольца становится больше угла контакта с желобом наружного кольца [3]

$$\beta_B > \beta_H. \quad (9)$$

Из условия равновесия шарика в проекциях на оси координат получено:

$$\operatorname{ctg} \beta_H - \operatorname{ctg} \beta_B = Z \cdot R_{\text{ш}} / A_{\text{сум.ст}}. \quad (10)$$

Для иллюстрации величин углов контакта с внутренней и наружной обоймой ниже представлены численные результаты расчетов из книги Ковалева М.П [3].

Для подшипника ЗА126206Р1 при:

$$- A_{\text{сум.ст}} = 40 \text{ кгс}$$

$$- n_{\text{в}} = 40000 \text{ об/мин,}$$

получено:  $\beta_{\text{в}} = 39^{\circ}05' 23,96''$ ;  $\beta_{\text{н}} = 9^{\circ}10' 15,49''$ .

Значительное увеличение углов контакта с внутренней обоймой, по сравнению с их номинальным значением, особенно при небольших осевых нагрузках, может вызвать выход эллиптической поверхности контакта на цилиндрический бурт внутренней обоймы (кольца) подшипника. Вследствие этого образуются заусенцы от пластической деформации края бурта с выдавливанием металла на бурт.

Радиальное относительное смещение колец приводит к тому, что углы контакта, так же как и расстояния между центрами кривизны дорожек качения (желобов), будут разными [3].

Из-за разных углов контакта распределение сил, передающихся от внутренней обоймы на наружную через шарики, также неравномерно.

Величина осевой силы на каждом шарике  $A_i$  обратно пропорционально количеству нагруженных шариков:

$$A_i = (A_{\text{сум.ст}} + A_{\text{ш}}) Z / Z_i - R_{\text{ш}} \cdot \text{tg}\beta_{\text{н}}, \quad (11)$$

где  $Z_i$  – число нагруженных шариков.

Величина радиальной силы  $R$ , действующей на шарик, определяется по формуле:

$$R_i = R_0 \cdot \cos \gamma_i, \quad (12)$$

где  $R_0$  – радиальная сила на самом нагруженном шарике;

$\gamma_i$  – угол расположения шарика по окружности.

На шарики, расположенные на горизонтальной оси, радиальная сила не передается. Наиболее нагруженный шарик находится в плоскости вектора радиальной силы, углы контакта на котором наименьшие:

$$\text{tg}\beta_i = \frac{A_i}{R_i}. \quad (13)$$

При вращении подшипника углы контакта на шариках, при перемещении их от горизонтальной оси до вертикальной, уменьшаются по мере увеличения радиальной силы, а затем, при дальнейшем перемещении, увеличиваются.

При отсутствии внешней нагрузки положение шариков определяется равнодействующей сил собственных центробежных сил и сил от перепада давления при протоке жидкости, при этом шарики изменяют свое положение относительно наружной обоймы. Перемещаясь поперек желоба наружной обоймы, шарики

теряют контакт с внутренней обоймой, образуется зазор.

При отсутствии протока жидкости через подшипник, шарики перекаются к центру желоба (в плоскость симметрии) наружной обоймы под действием лишь осевой составляющей центробежной силы шарика  $A_{\text{ш}}$ .

При наличии протока жидкости через подшипник, под действием массовых сил равновесие шарика наступит на некотором отдалении от центра желоба со смещением в сторону движения жидкости.

Величина угла контакта шарика  $\beta_{\text{н}}$  при этом определяется как:

$$\text{tg}\beta_{\text{н}} = \frac{A_{\text{сеп}i} \pm A_{\text{ш}}}{R_{\text{ш}}}, \quad (14)$$

где  $A_{\text{сеп}i}$  – осевая сила, действующая на шарик при протоке жидкости;

знак в формуле зависит от направления потока относительно действия осевой силы  $A_i$ .

В обоих случаях с протоком жидкости и без протока, происходит периодическое перемещение шариков, освобождающихся от контакта с внутренней обоймой, на больший радиус качения.

При вращении подшипника, вновь нагружаемые шарики, находящиеся на большем радиусе, выступая над всеми остальными, будут неизбежно подвергаться смещению к орбите нагруженных. Во время смещения происходит трение-скольжение шарика по поверхностям обоих желобов и его пластическая деформация, т.к. вся радиальная сила ротора на короткое время может передаваться только через этот шарик.

Необходимо отметить и тот факт, что углы между касательными к поверхностям желобов колец подшипника имеют острый угол. Это приводит к тому, что при сближении колец, шарик находящийся на большем радиусе будет зажат между желобами также под острым углом, что приводит к большим контактным напряжениям.

Картина повторяется при перемещении шарика на  $\sim 180^{\circ}$ . Контактные напряжения в точках касания шариков могут быть очень большими и, в случае превышения предела пластичности, на поверхностях желобов и тел качения появляются следы вмятин.

Цепочка вмятин образует полоску следов с неровными краями по всей окружности. Такие следы образовались и на шарикоподшипниках ТНА двигателя РД 120.

Таким образом, при работе «упорного» подшипника при недостаточной величине осевой нагрузки происходит его повышенный износ.

В «плавающем» подшипнике за счет наличия свободы перемещений наружная обойка перемещается синхронно с перемещениями ротора и хотя в подшипнике и реализуется режим работы с радиальным зазором, однако, нет перемещений шариков по желобу из-за отсутствия осевых сил. Этот режим так же уменьшает ресурс подшипника, однако, в меньшей степени.

#### **Заключение**

1. Экспериментально показано влияние радиальной нагрузки на упругость шарикоподшипника.
2. Предложена версия причины повышенного износа шарикоподшипника и показан

механизм его работы на режиме с радиальным зазором.

#### **Литература**

1. Кельзон А.С. Расчет и конструирование роторных машин [Текст] / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев; под общ. ред. А.С. Кельзон. – Л.: Машиностроение, 1977. – 287с.
2. Спицын Н.А. Опоры осей и валов машин и приборов [Текст] / Н.А. Спицын. – М., Машиностроение, 1970. – 520 с.
3. Ковалев М.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников [Текст] / М.П. Ковалев, М.З. Народецкий. – М., Машиностроение, 1975. – 280 с.

*Поступила в редакцию 06.06.2017 г.*

#### **О.П. Бадун, Я.М. Иванов. Спеціальні випробування шарикопідшипників**

*Розглянуто результати випробувань та дефектації стану шарикопідшипників, що пройшли випробування на спеціальній установці для КВВ підшипників та в складі ТНА РРД. Виділено існуючу основну проблему експлуатації шарикопідшипникової опори у складі швидкохідного роторного агрегату, що полягає в надмірному зносі її елементів. Розглянуто розподіл навантажень в швидкохідних шарикопідшипниках. Виділена їх особливість, що полягає у тому, що навіть невеликий ексцентриситет при радіальному зміщенні обойм підшипника, може викликати радіальне навантаження, величиною більшою за навантаження від дисбалансу ротору. Запропоновано версію причини надмірного зносу шарикопідшипника та показаний механізм його роботи на режимі з радіальним зазором.*

**Ключеві слова:** РРД, ТНА, насос, підшипник, осьові та радіальні сили, знос.

#### **O.P. Badun, c.t.s. Y.N. Ivanov. Ball bearings special tests**

*The article describes the results of testing and post-test inspection of the ball bearings status subjected to special tests on the specific unit for the bearings CRT and tests in the LPE TP composition. Also it signs out the main problem of the ball bearing operation as a part of the high-speed rotatory aggregate, which consists in sufficient deterioration of its components. Then authors consider the loads distribution in high-speed ball bearings; specify their peculiarity consisting in the fact that even minor centering error at bearing races radial displacement may cause a radial load exceeding the load due to rotor out-of-balance by size; suggest the possible reason of the ball bearing sufficient wearing, as well as show its operational principle for mode with radial clearance.*

**Key words:** LPE, TP, pump, bearings, axial and radial forces, deterioration.