

АВИАЦИОННЫЕ ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

**А. М. ЗАЙЦЕВ**

**Р. В. КОРОСТАШЕВСКИЙ**



**Авиационные  
подшипники  
качения**

ОБОРОНГИЗ · 1963

Р. В. КОРОСТАШЕВСКИЙ, А. М. ЗАЙЦЕВ

# АВИАЦИОННЫЕ ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Под редакцией *Р. В. Коросташевского*

ГОСУДАРСТВЕННОЕ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
ОБОРОНГИЗ  
Москва 1963

---

---

В книге обобщен опыт проектирования и эксплуатации подшипников качения, применяющихся в авиационных конструкциях.

Рассмотрены конструкции и основные характеристики подшипников, способы их смазки и охлаждения, различные факторы, влияющие на работоспособность подшипников. Рассмотрены конструкции отдельных узлов с подшипниками. Изложены методы расчета подшипников; описаны рекомендуемые методы исследования типичных для них дефектов и поломок, а также порядок дефектации подшипников при ремонте техники. Приведены необходимые справочные данные по подшипникам и различные инструктивные материалы.

Книга рассчитана на инженеров-конструкторов, она будет полезна также инженерам и механикам, работающим в области эксплуатации и ремонта машин.

---

---

Рецензенты инженеры **М. А. Лейканд, Г. Ф. Карнаухов**

---

Зав. редакцией инж. *С. Д. Красильников*

---

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В конструкциях современных летательных аппаратов широко применяются подшипники качения. Эти подшипники работают при больших нагрузках, высоких скоростях вращения, повышенных температурах и нередко в специальных средах. Надежность и работоспособность как отдельных узлов, так и всей конструкции в целом, в значительной степени зависят от совершенства используемых подшипников и правильного учета условий их работы.

Сложность условий работы подшипников и предъявляемые требования к их высокой надежности обусловили необходимость проведения широких исследовательских работ с целью разработки рациональной конструкции, выбора необходимого материала деталей и совершенствования технологии изготовления подшипников.

Обеспечение работоспособности авиационных подшипников в заданных режимах достигается лишь в том случае, если конструкция подшипников и технология их изготовления, а также конструкция подшипникового узла заранее рассчитаны на эксплуатацию в заданных условиях.

Условия работы некоторых подшипников требуют изготовления их со специальными характеристиками. В последние годы в нашей промышленности получены такие подшипники, работа которых в специальных условиях дала положительные результаты. Это относится в первую очередь к высокоскоростным подшипникам, работающим при повышенных температурах в газотурбинных двигателях.

Повышение качества этих подшипников, увеличивающее ресурс, достигнуто в большей степени за счет использования сталей электрошлакового переплава и вакуумной выплавки, а также благодаря повышенной точности и совершенствованию технологии изготовления подшипников.

Особое значение приобрела методика выбора подшипников, поскольку подшипники, используемые в авиационных конструкциях, должны иметь ограниченные габариты, наименьший вес, высокую грузоподъемность и повышенную надежность в течение установленных ресурсов. Знание факторов, влияющих на их

работоспособность и надежность, позволяет при эксплуатации в значительной степени увеличить срок службы подшипников.

Принятое в общем машиностроении рассмотрение подшипников в отрыве от узла и изделия, в котором они должны эксплуатироваться, является уже неприемлемым к подшипникам, применяемым в авиационных конструкциях, поэтому в данной книге подшипники рассматриваются в связи с работой их в конкретных условиях.

В отечественной технической литературе вопросы применения и эксплуатации подшипников качения в изделиях авиационной техники освещены очень слабо, в результате чего усложняется работа инженеров, занятых проектированием, эксплуатацией и ремонтом подшипниковых опор.

Авторы сделали попытку в какой-то степени восполнить этот пробел.

Однако широта темы не позволила изложить весь круг вопросов, связанных с применением и эксплуатацией подшипников в авиационных конструкциях, поэтому в этой книге освещены лишь наиболее важные вопросы.

В книге обобщены и систематизированы сведения по авиационным подшипникам, при этом в большой степени использован многолетний опыт работы авторов по конструированию, применению и эксплуатации подшипников в авиационных конструкциях.

Авторы выражают свою признательность заслуженному деятелю науки и техники доктору технических наук профессору Г. С. Скубачевскому, просмотревшему рукопись, а также рецензентам данной книги М. А. Лейканд и Г. Ф. Карнаухову, сделавшим ценные замечания, способствующие в значительной степени ее улучшению.

Главы I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII, IX написаны Р. В. Коросташевским.

Главы X, XI написаны А. М. Зайцевым.

Глава XII написана авторами совместно.

Замечания и предложения по содержанию книги просьба направлять по адресу: Москва, И-51, Петровка, 24, Оборонгиз.

*Р. В. Коросташевский, А. М. Зайцев.*

---

## Глава I

# ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДШИПНИКАХ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

### 1. ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ

В современных авиационных конструкциях широко применяются подшипники качества большинства типов, стандартизованных ГОСТами. Следует отметить все возрастающую тенденцию применения подшипников особо легких и сверхлегких серий. Для сравнительно небольшого количества специальных изделий изготавливаются подшипники даже более легкой, чем подшипники сверхлегкой серии 8. Кроме того, в авиационных конструкциях применяются подшипники специальных типов, к которым относятся:

- 1) подшипники для высоких и сверхвысоких скоростей вращения;
- 2) подшипники для высоких температур;
- 3) подшипники для работы в специальных средах;
- 4) упорно-радиальные шарикоподшипники для топливной аппаратуры;
- 5) подшипники тугой подборки, условно обозначаемые НТ и НУ, для работы в механизмах управления с качательным движением.

Особые требования, предъявляемые к конструированию и изготовлению подшипников авиационных изделий, приводят к тому, что у многих стандартных по внешнему выполнению подшипников конструктивное оформление внутренних элементов отличается от общепринятого, что коренным образом изменяет качественную характеристику подшипников.

Ниже приведены краткие характеристики типов подшипников, применяемых в авиационных конструкциях.

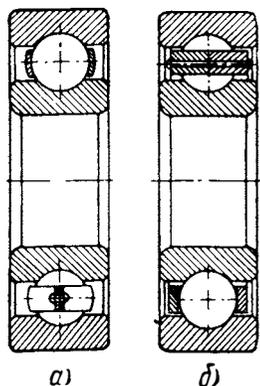
#### **Шарикоподшипники радиальные однорядные**

Эти подшипники широко применяются в узлах различных машин и механизмов и служат для восприятия радиальных нагрузок. Они могут воспринимать и весьма значительные осевые усилия, особенно при увеличенных внутренних зазорах в подшипнике.

Шарикоподшипники радиальные однорядные изготавливаются со штампованным и с массивным точеным сепаратором из металла или текстолита (фиг. 1, а и б). При наличии массивных точечных сепараторов подшипники могут работать при скоростях вращения выше предельных, указанных в каталогах. Подшипники этой конструкции могут фиксировать вал в осевом направлении.

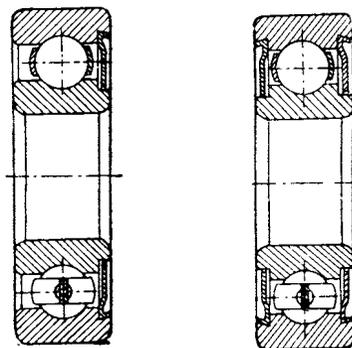
Шарикоподшипники радиальные однорядные имеют следующие конструктивные разновидности:

1. С одной защитной шайбой (фиг. 2). Подшипники этой конструкции выпускаются только со штампованными сепара-



Фиг. 1. Шарикоподшипник радиальный однорядный.

а—со штампованным сепаратором, б—с массивным сепаратором.



Фиг. 2. Шарикоподшипник радиальный однорядный с одной защитной шайбой, тип 60000.

Фиг. 3. Шарикоподшипник радиальный однорядный с двумя защитными шайбами, тип 80000.

торами, в связи с чем применять их можно лишь на скоростях, не превышающих числа оборотов, указанные в каталогах.

Подшипники предназначены в основном для работы на консистентных смазках. Резервуар для смазки создается с одной стороны металлической шайбой, встроенной в подшипник (шайба завальцовывается в наружное кольцо подшипника), с другой — уплотнением, предусмотренным в подшипниковом узле (обычно таким уплотнением может служить крышка подшипника). Подшипники заполняют смазкой при монтаже их в узел.

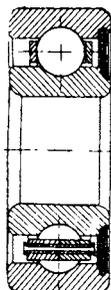
Шарикоподшипник с одной защитной шайбой удобен, так как, сняв крышку, можно осмотреть состояние подшипника и в необходимых случаях пополнить его смазкой.

2. С двумя защитными шайбами (фиг. 3). Подшипники изготавливают со штампованными сепараторами. Рабочей консистентной смазкой их заполняют при сборке. Эти подшипники не могут быть рекомендованы для работы на больших числах оборотов и применяются в тех случаях, когда уплотнение нельзя выполнить непосредственно в узле, или когда осуществление та-

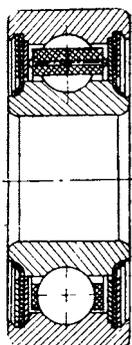
кого уплотнения приводит к утяжелению конструкции. Подшипники этого типа имеют то преимущество, что позволяют более просто производить сборку узла. Шарикоподшипники с двумя защитными шайбами наиболее широко применяются в узлах электроагрегатов.

3. С односторонним и двусторонним уплотнением (фиг. 4 и 5).

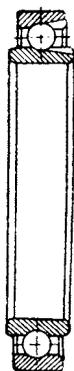
Основное применение имеют подшипники с двусторонним уплотнением. Их изготавливают в основном с текстолитовыми



Фиг. 4. Шарикоподшипник радиальный однорядный с односторонним уплотнением, тип 160000.



Фиг. 5. Шарикоподшипник радиальный однорядный с двусторонним уплотнением, тип 180000.

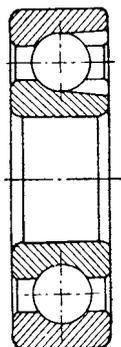


Фиг. 6. Шарикоподшипник радиальный однорядный с канавкой для ввода шариков без сепаратора, тип 900000.

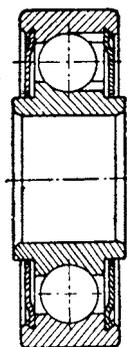
сепараторами и с массивными сепараторами из бронзы, что позволяет применять их на повышенных числах оборотов. Подшипники с двусторонним уплотнением заполняют консистентной смазкой на предприятии-изготовителе. Эти подшипники с уплотнением из резиновой мембраны, зажатой между двумя металлическими шайбами, отличаются достаточной герметичностью, что предотвращает вытекание из него смазки и попадание в подшипник посторонних частиц, находящихся во взвешенном состоянии. Эти качества позволяют успешно применять такие подшипники в опорных узлах электроагрегатов, где интенсивное выделение щеточной пыли быстро выводит из строя подшипники других типов. Количество узлов, в которых применяются подшипники с двусторонним уплотнением, за последние годы резко возросло. Это объясняется тем, что внедрение подобных подшипников позволяет более конструктивно оформить подшипниковый узел и повысить качество машины.

4. С канавкой для ввода шариков без сепаратора (фиг. 6 и 7).

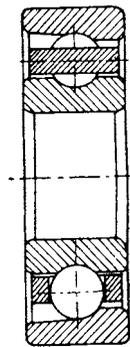
Эти подшипники обладают повышенной грузоподъемностью вследствие увеличенного количества шариков. Они предназначены для работы при малых скоростях вращения со значительными радиальными нагрузками; могут работать и при ограниченных осевых силах. Наибольшее распространение получили в узлах с качательным движением; однако имеются агрегаты, в которых эти подшипники работают при вращательном движении.



Фиг. 7. Шарикоподшипник радиальный однорядный с канавкой для ввода шариков без сепаратора, тип 970000.



Фиг. 8. Шарикоподшипник радиальный однорядный с канавкой для ввода шариков с двумя защитными шайбами без сепаратора, тип 980000.



Фиг. 9. Шарикоподшипник радиальный однорядный с замком на наружном кольце.

5. С канавкой для ввода шариков с двумя защитными шайбами без сепаратора (фиг. 8). Подшипники заполняют рабочей консистентной смазкой при сборке, их применяют в узлах механизмов управления, работающих при качательном движении. Повышенная грузоподъемность (за счет увеличенного количества шариков), уменьшенные внутренние зазоры, расширенное внутреннее кольцо создают удобства для применения их в подобных условиях работы.

6. С замком на наружном кольце (фиг. 9). Подшипники этой конструкции обладают повышенной радиальной грузоподъемностью за счет увеличенного количества шариков. Увеличение количества шариков достигается за счет того, что эти подшипники собирают не как шариковые радиальные методом эксцентричного смещения внутреннего кольца относительно наружного, а путем нагрева наружного кольца с последующей установкой его в собранный комплект внутреннего кольца и сепаратора с шариками.

Подшипник с замком на наружном кольце воспринимает осевые силы только в одном направлении; его можно изготовить без

сепаратора. Подшипники такой конструкции применяют в специальных узлах с большими радиальными нагрузками и сравнительно небольшими скоростями вращения.

### Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные (самоустанавливающиеся)

Эти подшипники предназначены для восприятия радиальных нагрузок; они способны также воспринимать небольшие осевые усилия. Применяются преимущественно в тех случаях, когда в процессе работы подшипника имеют место значительные перекосы одного кольца относительно другого. Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные (фиг. 10) изготавливаются обычно со штампованным сепаратором. В последнее время подшипники такого типа изготавливаются с массивными сепараторами.

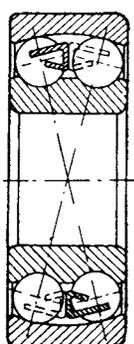
Эти подшипники могут фиксировать вал от перемещения в осевом направлении.

Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные меньшей грузоподъемности, чем одноименные шарикоподшипники радиальные однорядные. В таком подшипнике усталостную прочность лимитирует наружное кольцо, в то время как в шариковом радиальном подшипнике менее стойким является внутреннее кольцо. Сферические шарикоподшипники применяются обычно при небольших скоростях вращения и преимущественно в авиационных узлах механизмов управления и агрегатах.

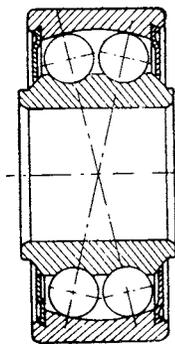
Основной разновидностью сферических двухрядных подшипников являются подшипники с двумя защитными шайбами без сепаратора тип 971000 (фиг. 11), которые изготавливаются специально для узлов, работающих при качательном движении.

### Шарикоподшипники радиальные однорядные сферические с двумя защитными шайбами без сепаратора

Эти подшипники применяются в узлах механизмов управления при больших радиальных нагрузках в условиях качательного движения. Они допускают некоторый перекос осей. При сборке их

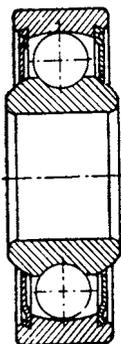


Фиг. 10. Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический.



Фиг. 11. Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический с двумя защитными шайбами без сепаратора, тип 971000.

заполняют рабочей смазкой. Установка таких шарикоподшипников (фиг. 12) в узлах, работающих с вращательным движением, нецелесообразна.



Фиг. 12. Шарикоподшипник радиальный однорядный сферический с двумя защитными шайбами без сепаратора, тип 981000.

### Роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (радиальные)

Они предназначены для восприятия радиальных нагрузок. Вследствие большой контактирующей поверхности между роликами и кольцами эти подшипники способны воспринимать большие нагрузки, чем шариковые радиальные однорядные тех же габаритных размеров. Они более чувствительны к перекосам, чем шариковые радиальные подшипники. Роликоподшипники изготавливаются с массивными сепараторами на заклепках, а также с беззаклепочными сепараторами; для неответственных узлов могут выпускаться и со штампованными стальными сепараторами. В изделиях авиационной техники более широкое применение получили подшипники с беззаклепочными сепараторами. Эти подшипники могут работать при весьма высоких скоростях вращения, превышающих числа оборотов, установленные каталогами как предельные. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами имеют следующие конструктивные разновидности:

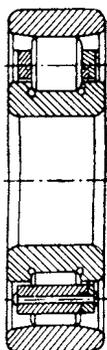
1. С безбортовым наружным кольцом (фиг. 13). Подшипники такой конструкции не фиксируют вал в осевом направлении, они воспринимают только радиальные нагрузки. Эти подшипники имеют в большей части латунные сепараторы на заклепках, центрирующиеся как по роликам, так и по бортам внутреннего кольца. Обычно такие подшипники не применяются при высоких скоростях вращения.

За последнее время появились специальные подшипники, у которых беззаклепочный сепаратор (в большинстве случаев бронзовый) направляется дорожкой качения наружного кольца (фиг. 14). Такое направление сепаратора (по весьма точно и чисто обработанной поверхности) является наиболее эффективным при работе подшипников на больших скоростях вращения в условиях смазки и охлаждения жидкими маслами.

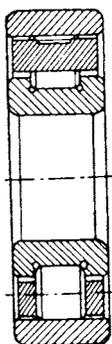
2. С безбортовым внутренним кольцом (фиг. 15). Подшипники применяются при больших скоростях вращения в условиях радиальных нагрузок. Они имеют массивный сепаратор из бронзы, дуралюмина или латуни, центрирующийся по бортам наружного кольца. Подшипник такой конструкции не может удерживать вал от перемещения в осевом направлении. Подшипники с безбортовым внутренним кольцом весьма широко приме-

няются в редукторах, агрегатах, в узлах ТРД, где скорости вращения весьма значительны.

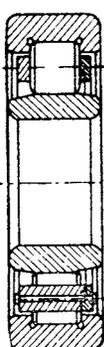
3. С одним бортом на наружном или на внутреннем кольце (фиг. 16 и 17). Эти подшипники могут работать при скоростях вращения более низких, чем подшипники типа 2000 и 32000; наряду с радиальными нагрузками они воспринимают односторонние ограниченные осевые силы; могут фиксировать вал в осевом направлении в одну сторону.



Фиг. 13. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами и безбортовым наружным кольцом, тип 2000.



Фиг. 14. Роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами (радиальный) с центрированием сепаратора по дорожке качения наружного безбортового кольца.



Фиг. 15. Роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами (радиальный) без бортов на внутреннем кольце, тип 32000.



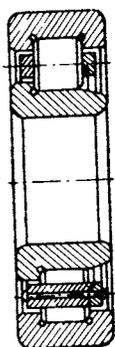
Фиг. 16. Роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами (радиальный) с однобортовым наружным кольцом, тип 12000.

Подшипники этих типов применяются в основном в редукторах вертолетов, в шестернях приводов ТРД.

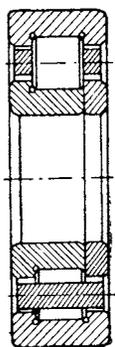
4. С одним бортом на внутреннем кольце и с плоским упорным кольцом (фиг. 18). Работая при сравнительно небольших числах оборотов, этот подшипник может воспринимать определенные осевые силы и ограничивает перемещение вала в осевом направлении. В авиационных конструкциях его применение ограничено. Применяют его в опорах поршневых двигателей и в узлах некоторых редукторов вертолетов.

5. Без внутреннего или без наружного кольца (фиг. 19 и 20). Более широко применяются подшипники типа 292000. В качестве внутреннего кольца используется вал, соответствующим образом обработанный; подшипники без наружного кольца распространены сравнительно мало. Основное преимущество подшипников без внутреннего кольца — небольшие габаритные размеры подшипникового узла.

Имея массивные сепараторы с направлением по наружному кольцу, подшипники типа 292000 могут работать при таких же скоростях вращения, как и подшипники типа 32000. Обычно применяются в узлах и агрегатах ТРД.



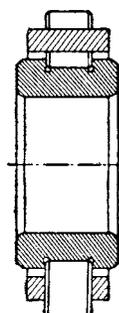
Фиг. 17. Роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами (радиальный) с односторонним внутренним кольцом, тип 42000.



Фиг. 18. Роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами (радиальный) с односторонним внутренним кольцом и с плоским упорным кольцом, тип 92000.



Фиг. 19. Роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами (радиальный) без внутреннего кольца, тип 292000.



Фиг. 20. Роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами (радиальный) без наружного кольца, тип 502000.

### Роликоподшипники радиальные сферические двухрядные

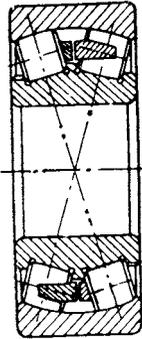
Эти подшипники предназначены для восприятия больших радиальных нагрузок и могут воспринимать также осевые усилия. Конструкция подшипников обеспечивает их нормальную работу при значительных перекосах внутреннего кольца относительно наружного. Их выпускают с массивными сепараторами. Роликоподшипники сферические радиальные двухрядные (фиг. 21) не нашли большого применения в авиационных конструкциях. Это объясняется ограниченными возможностями работы этих подшипников при средних и больших скоростях вращения. Их применяют в весьма ограниченном количестве в узлах механизмов управления.

### Роликоподшипники игольчатые

Подшипники этого типа предназначены для восприятия радиальных нагрузок. По сравнению с другими типами эти подшипники при равных габаритных размерах обладают значительно большей грузоподъемностью.

Наряду с бессепараторными игольчатыми подшипниками (фиг. 22) за последнее время получили распространение игольчатые

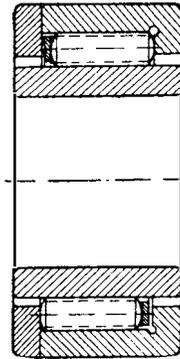
подшипники с сепараторами (фиг. 23). Наличие сепаратора позволяет применять подшипники при более высоких скоростях вращения.



Фиг. 21. Роликоподшипник сферический (радиальный) двухрядный.



Фиг. 22. Роликоподшипник игольчатый.



Фиг. 23. Роликоподшипник игольчатый с сепаратором.

ния. Роликоподшипники игольчатые изготавливаются следующих конструктивных разновидностей:

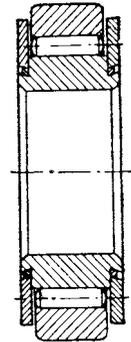
а) с массивными кольцами (фиг. 24);



Фиг. 24. Роликоподшипник игольчатый с массивными кольцами, тип 74000.



Фиг. 25. Роликоподшипник игольчатый с массивными кольцами без внутреннего кольца, тип 24000.



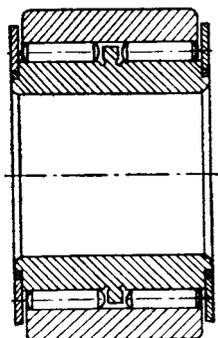
Фиг. 26. Роликоподшипник игольчатый с массивными кольцами с двумя упорными шайбами у внутреннего кольца.

б) с массивными кольцами без внутреннего кольца (фиг. 25);

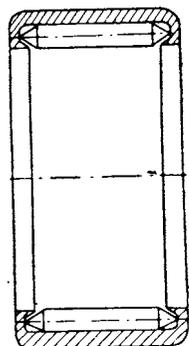
в) с массивными кольцами с двумя упорными шайбами у внутреннего кольца (фиг. 26);

г) с массивными кольцами двухрядные с двумя упорными шайбами (фиг. 27);

д) с одним наружным штампованным кольцом (фиг. 28).



Фиг. 27. Ролико-подшипник игольчатый с массивными кольцами, двухрядный с двумя упорными шайбами.



Фиг. 28. Ролико-подшипник игольчатый с одним наружным штампованным кольцом, тип 940.

Подшипники игольчатые не применяют в тех опорах, которые должны центрировать вал в осевом направлении. Эти подшипники чувствительны к перекосам, что усугубляется наличием в них сравнительно длинного ролика. Они широко применяются в узлах с качательным движением.

### Шарикоподшипники радиально-упорные

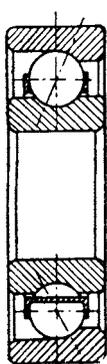
Эти шарикоподшипники предназначены для восприятия комбинированных нагрузок с преобладающей, как правило, осевой нагрузкой. Они применяются также и при чисто осевых нагрузках, особенно в тех случаях, когда при слишком больших числах оборотов упорные подшипники использовать нельзя.

Существуют следующие основные конструкции этих подшипников:

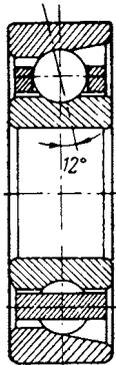
1. Однорядные со съемным наружным кольцом (магнетные) (фиг. 29). Применяются в тех случаях, когда по условиям сборки или эксплуатации изделий использование неразъемных шарикоподшипников невозможно. Расчетный угол контакта равен  $\beta \sim 12^\circ$ . Изготавливаются в большинстве случаев с латунными или стальными штампованными сепараторами. Имеются подшипники магнетные с текстолитовым сепаратором, наличие которого позволяет с успехом применять эти подшипники в узлах, где скорости вращения превышают нормы, установленные каталогами как предельные числа оборотов.

Их применяют в узлах авиационных магнето и различных приборах;

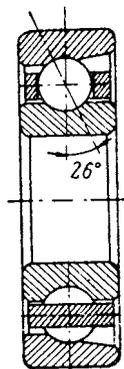
2. Однорядные с углом контакта  $\beta=12^\circ$  (фиг. 30). Они практически отличаются от соответствующих радиальных подшипников только увеличенным количеством шариков, в связи с чем они с несколько повышенной грузоподъемностью. Подшипники изготавливаются с массивными сепараторами из текстолита и латуни, центрирующимся внутренним кольцом. Они могут работать при сравнительно высоких числах оборотов и ограничивают



Фиг. 29. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный со съемным наружным кольцом, тип 6000.



Фиг. 30. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный с углом контакта  $12^\circ$ , тип 36000.



Фиг. 31. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный с углом контакта  $26^\circ$ , тип 46000.

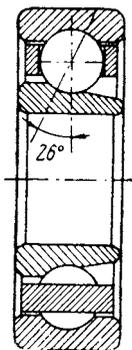
осевое перемещение вала в одном направлении. Широкого распространения в авиационных изделиях не получили, так как в большинстве случаев для аналогичных узлов предпочтительны подшипники типа 46000;

3. Однорядные с углом контакта  $\beta=26^\circ$  (фиг. 31). Подшипники этого типа пригодны для работы при сравнительно больших скоростях вращения в условиях преобладающих осевых нагрузок. Отличаются от подшипника типа 36000 большим углом контакта в результате соответствующего увеличения внутренних зазоров. Подшипники могут ограничивать перемещение вала в осевом направлении в одну сторону. Применяются в узлах приводов и в агрегатах ТРД.

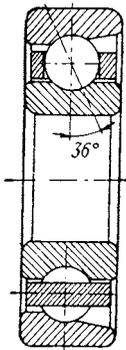
В случае использования этих подшипников для работы на консистентных смазках целесообразно применять подшипники с текстолитовым сепаратором. Латунный сепаратор при повышенных скоростях вращения в ряде случаев не может обеспечить надежную работу подшипника на консистентных смазках. Для повышения возможности работы на более высоких скоростях вращения на базе подшипника типа 46000 сделан подшипник,

у которого центрирование сепаратора осуществлялось наружным кольцом; одновременно замок перенесен на внутреннее кольцо (фиг. 32).

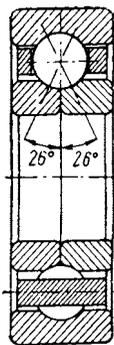
4. Однорядные с углом контакта  $\beta=36^\circ$  (фиг. 33). Увеличенный угол контакта в таких подшипниках создается за счет повышенных внутренних зазоров. Эти подшипники применяются при больших осевых нагрузках в условиях более низких



Фиг. 32. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный с замком на внутреннем кольце.



Фиг. 33. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный с углом контакта  $36^\circ$ , тип 66000.



Фиг. 34. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный с разъемным внутренним кольцом с четырехточечным контактом, тип 176000.

скоростей вращения, в отличие от подшипников типа 46000. Они не получили широкого распространения и применяются в узлах специальных механизмов.

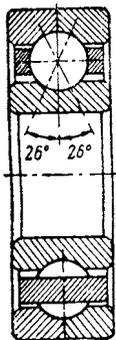
5. Однорядные с разъемным внутренним или наружным кольцом, с углом контакта  $\beta=26^\circ$ , с четырех-, трех- и двухточечным контактом (фиг. 34, 35, 36, 37). Подшипники этих типов предназначены для работы на больших скоростях вращения при комбинированных нагрузках с преобладающими осевыми силами. Они фиксируют вал в осевом направлении. Подробно об этих подшипниках см. гл. III.

Эти подшипники следует применять лишь в тех случаях, когда работоспособность узла не обеспечивается подшипником более простого типа, поскольку технология изготовления и контроль подшипников с четырех-, трех- и двухточечным контактом более сложны, чем обычных радиальных и радиально-упорных подшипников. Область применения: высокоскоростные опоры ТРД, некоторые конструкции редукторов, специальные агрегаты.

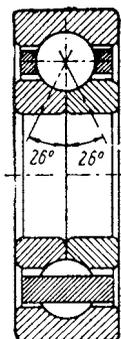
6. Сдвоенные с углом контакта  $\beta=26^\circ$ . Монтаж указанных подшипников может осуществляться различным образом:

а) наружные кольца обращены друг к другу широкими торцами (фиг. 38); эти подшипники допускают комбинированные двусторонние осевые и радиальные нагрузки. Такая комплектовка обеспечивает наибольшую жесткость узла;

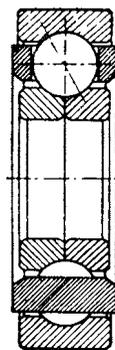
б) наружные кольца обращены друг к другу узкими торцами (фиг. 39). Они допускают такие же нагрузки, как и подшипники типа 246000, однако жесткость такого комплекта будет меньше;



Фиг. 35. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный с разъемным наружным кольцом с четырехточечным контактом, тип 116000.



Фиг. 36. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный с разъемным внутренним кольцом с трехточечным контактом, тип 126000.



Фиг. 37. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный с разъемным внутренним кольцом с двухточечным контактом, тип 276000.

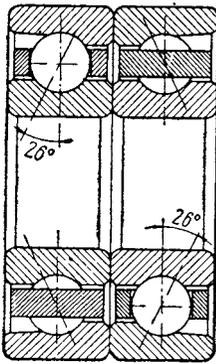
в) наружные кольца обращены друг к другу разноименными торцами (фиг. 40). Они допускают двойную одностороннюю нагрузку по сравнению с однорядными одноименными подшипниками.

Сдвоенные подшипники могут работать на таких же скоростях вращения, что и подшипники однорядные. Наибольшее распространение получили подшипники типа 446000 в узлах вертолетов.

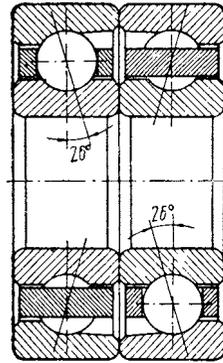
Следует отметить, что сдвоенные подшипники в изделиях авиационной техники имеют сравнительно узкое применение.

7. Двухрядные с предвзвешенным натягом (фиг. 41). Данные подшипники изготавливают с углами контакта 26 и 36°. Характерной особенностью этих подшипников является то, что они жестко фиксируют вал в радиальном и осевом направлениях. Их применяют на сравнительно небольших скоростях вращения, они обладают повышенной радиальной грузоподъемностью; при действии чисто осевой силы работает только один ряд шариков. Подшипники получили распространение в специальных механизмах, в узлах редукторов вертолетов.

Разновидность этого типа подшипника — подшипник с двумя внутренними кольцами (фиг. 42). При сборке этих подшипников

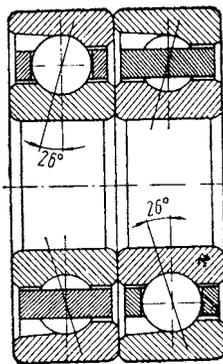


Фиг. 38. Шарикоподшипник радиально-упорный сдвоенный с углом контакта  $26^\circ$ , тип 246000.

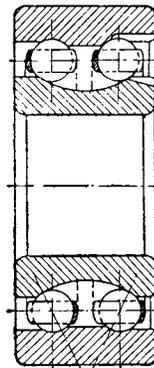


Фиг. 39. Шарикоподшипник радиально-упорный сдвоенный с углом контакта  $26^\circ$ , тип 346000.

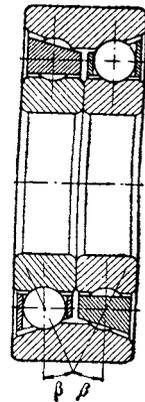
может быть более точно выдержан заданный угол контакта при помощи прибора, определяющего радиальный зазор по каждому ряду шариков.



Фиг. 40. Шарикоподшипник радиально-упорный сдвоенный с углом контакта  $26^\circ$ , тип 446000.



Фиг. 41. Шарикоподшипник радиально-упорный двухрядный, тип 56000.



Фиг. 42. Шарикоподшипник радиально-упорный двухрядный с двумя внутренними кольцами.

Подшипники с двумя внутренними кольцами имеют массивные сепараторы, центрирование которых осуществляется по бортам

внутреннего кольца. Наличие массивного сепаратора делает эти подшипники весьма надежными в эксплуатации.

Подшипники с двумя внутренними кольцами применяются в тех же случаях, что и подшипники типа 56000

### Роликоподшипники конические однорядные

Эти подшипники предназначены для восприятия одновременно действующих значительных радиальных и осевых нагрузок. Они допускают раздельный монтаж колец, а также регулирование осевого и радиального зазоров.

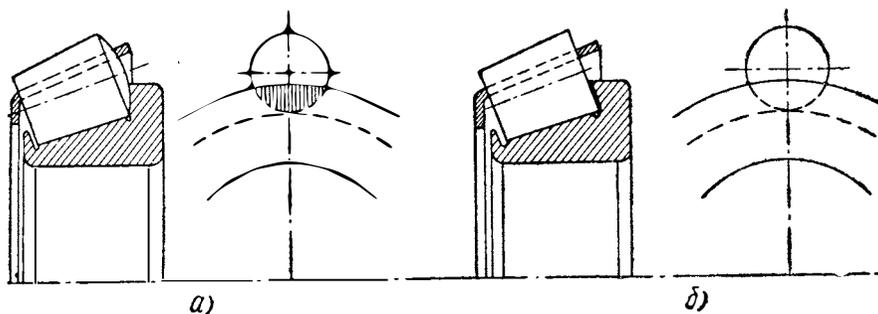
Роликоподшипники конические однорядные (фиг. 43) получили наиболее широкое применение в колесах самолетов. Эти подшипники в других узлах и, в частности, в редукторах обычно не устанавливаются, хотя в ряде случаев применение их может быть весьма эффективно.

Основное преимущество конических подшипников перед шариковыми радиально-упорными заключается в том, что при большей грузоподъемности (сравнивая подшипники с одинаковыми габаритными размерами) эти подшипники, имея линейный контакт, менее требовательны к смазке. По этим соображениям конические подшипники получили очень широкое распространение в узлах автомобилей.

Подшипники конические можно изготавливать с различными углами конуса (различным наклоном дорожки качения наружного кольца к средней линии подшипника, до  $30^\circ$ ), что придает подшипнику повышенную осевую грузоподъемность. Подшипники могут центрировать вал в осевом направлении.



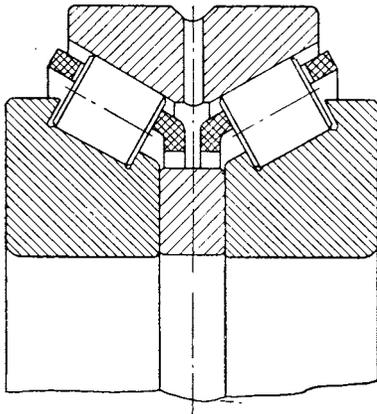
Фиг. 43. Роликоподшипник конический однорядный.



Фиг. 44. Контактные поверхности ролика конического однорядного роликоподшипника с упорным бортом внутреннего кольца при сферической и при плоской базе.

Не все подшипники этого типа выполняются со сферической опорной поверхностью рабочего торца роликов и упорного борта

внутреннего кольца (со сферической базой), хотя такое выполнение является наиболее целесообразным, поскольку контактирование по сегменту (фиг. 44, а) обеспечивает более благоприятное распределение напряжений по всему рабочему борту кольца.



Фиг. 45. Роликоподшипник конический двухрядный.

Плоская база роликов и широкого борта внутреннего кольца приводит к контактированию рабочих поверхностей в двух точках (см. фиг. 44, б), что не является удовлетворительным в связи с возможной концентрацией напряжений в отдельных точках опорного торца кольца.

Конические подшипники выпускаются и двухрядные (фиг. 45).

В серийных изделиях авиационной техники двухрядные подшипники не применяются.

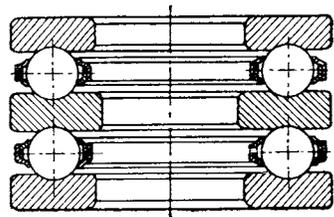
### Шарикоподшипники упорные

Эти подшипники применяются при больших осевых нагрузках в узлах работающих при сравнительно небольших скоростях вращения. Они не воспринимают радиальных усилий.

В упорных шарикоподшипниках применяют штампованные сепараторы (фиг. 46); за последнее время



Фиг. 46. Шарикоподшипник упорный одинарный.



Фиг. 47. Шарикоподшипник упорный двойной.

появилось несколько типов подшипников и с массивным бронзовым сепаратором. Внедрение в серийное производство массивного сепаратора объясняется работой таких подшипников на несколько повышенных числах оборотов и, кроме того, в особых средах. Например, если подшипник должен работать в среде керосина, жидкости АМГ и др., то стальной штампованный сепаратор не всегда пригоден. Шарикоподшипники упорные ограничивают перемещение вала в одном направлении.

Такие шарикоподшипники выпускаются и двойными (фиг. 47), воспринимают осевые силы и центрируют вал в двух направле-

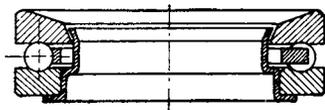
ниях. Что касается грузоподъемности, то одинарные и двойные упорные подшипники равноценны.

Шарикоподшипники упорные применяются в узлах самолетов и вертолетов и в меньшей степени в узлах двигателей.

### Шарикоподшипники упорно-радиальные

Такие подшипники предназначены для восприятия комбинированных нагрузок с преобладанием в них осевой силы. Массивные бронзовые сепараторы, применяемые в подшипниках, позволяют использовать их при значительных числах оборотов.

В частности, эти шарикоподшипники (фиг. 48) применяются в плунжерных насосах, в связи с чем в них предусмотрено специальное внутреннее кольцо.



Фиг. 48. Шарикоподшипник упорно-радиальный.



Фиг. 49. Роликоподшипник упорный.

Следует отметить, что в узлах, которые воспринимают значительную осевую силу, направленную под большим углом к оси подшипника, применение этих подшипников очень целесообразно, поскольку вариант с установкой в таком узле двух подшипников—одного шарикового упорного и одного шарикового радиального—является менее выгодным. Кроме того, нормальная работа узла в первом случае достигается со значительно меньшими трудностями.

### Роликоподшипники упорные

Упорные роликоподшипники предназначены для восприятия больших осевых нагрузок. Поскольку они имеют повышенные потери на трение из-за проскальзывания роликов, их применяют, как правило, при качательном движении. Возможно применение их в узлах, где имеет место вращательное движение с малыми скоростями.

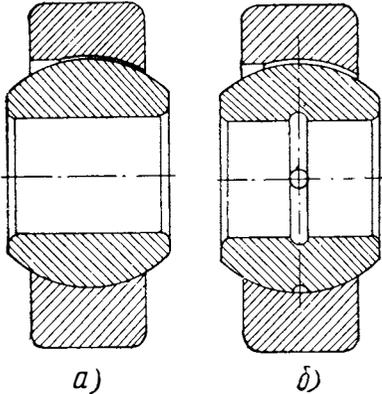
Упорные роликоподшипники (фиг. 49) выполняются с массивными латунным или бронзовым сепараторами. В некоторых случаях в каждое гнездо сепаратора помещают по два ролика.

В авиационных конструкциях упорные роликоподшипники имеют ограниченное применение; они устанавливаются в узлах воздушных винтов, в шарнирах втулок и автоматах перекоса вертолетов:

## Подшипники шарнирные

Эти подшипники, предназначенные для восприятия радиальных нагрузок, выпускаются следующих разновидностей:

1. Для подвижных соединений, тип Ш и ШС (фиг. 50, а и б); их устанавливают в узлах с качательным движением. Для более высоких нагрузок выпускают подшипники с увеличенными габаритами, тип 2Ш и 2ШС. Отверстия и канавки, предусмотренные на кольцах подшипников типа ШС, позволяют добавлять в процессе работы смазку на трущиеся поверхности. Допустимая статическая нагрузка на эти подшипники устанавливается из условия удельного давления  $25 \text{ кг/мм}^2$  на площадь проекции рабочей части сферы.



Фиг. 50. Шарнирный подшипник для подвижных соединений.  
а—тип Ш, б—тип ШС.

При качательном движении в условиях статических, а также знакопеременных нагрузок допускаемые удельные давления должны быть значительно меньше.

Области применения подшипников — подвижные соединения, механизмы управления, специальные узлы различных механизмов.

2. Для неподвижных соединений, тип ШМ. Эти подшипники отличаются от подшипников типа Ш уменьшенными внутренними зазорами.

Их применяют в узлах с большими радиальными нагрузками, где отсутствует даже качательное движение; они допускают периодический сдвиг одного кольца относительно другого. Работают в узлах подвески двигателей и им подобных. Такие подшипники начинают применять в узлах механизмов управления специальными аппаратами, в которых совершенно недопустимы люфты в системе.

## 2. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ. ПРЕДЕЛЬНЫЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ

### Долговечность подшипников

Под долговечностью подшипника согласно ГОСТ 520—55 понимают время в рабочих часах, в течение которого не менее 90% подшипников данной партии обрабатывают при одинаковых условиях испытания без появления признаков усталости материала, т. е. без выкрашивания металла на рабочих поверхностях деталей в виде раковин или его отслаиваний.

Это определение долговечности относится полностью к подшипникам, применяемым в изделиях общего машиностроения. Для подшипников, применяемых в изделиях авиационной техники, при определении долговечности все 100% подшипников в партии должны удовлетворять условиям испытания. Это оговорено специальными техническими условиями на поставку авиационных подшипников. Повышенная надежность авиационных подшипников обеспечивается за счет того, что техническими условиями на поставку этих подшипников установлены более жесткие требования, чем на подшипники общего применения: предусматривается контроль колец и роликов на отсутствие трещин методом магнитной дефектоскопии и травление для выявления шлифовочных ожогов; предъявляются более высокие требования к точности тел качения, к чистоте рабочих поверхностей деталей подшипников и т. п.

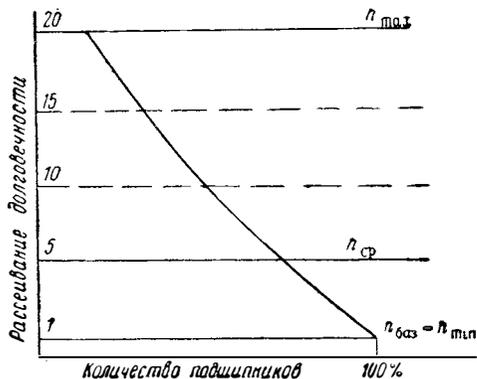
Для повышения надежности работы авиационных подшипников применяют некоторые технологические меры, как, например, термообработка колец для стабилизации размеров, специальный отбор металла для колец и тел качения, изготовление внутренних колец подшипников из трубной заготовки с выкаткой желоба, применение стали вакуумной выплавки и электрошлакового переплава. Осуществляют также специальные конструктивные мероприятия. Так, гнезда массивных сепараторов значительного числа шариковых подшипников выполняют с развалом в окружностном направлении (это повышает способность подшипников работать при перекосах колец, обусловливаемых неточностью изготовления и сборки узлов, а также действием комбинированных нагрузок); короткие цилиндрические ролики большого числа радиальных роликоподшипников изготавливают с выпуклой образующей (бомбиной), устраняющей выкрашивание металла на роликовой дорожке внутренних колец в местах контактов с кромками роликов, которое происходит вследствие образования в указанных местах чрезмерно высоких контактных напряжений; вместо обычных шайб в шариковых подшипниках закрытого типа применяют более надежные уплотнения мембранного типа и т. п.

Высокая культура производства подшипниковых узлов авиационных изделий в сочетании с грамотной эксплуатацией способствуют также повышению надежности их работы.

Отличительной особенностью авиационных подшипников, является также и то, что к ним предъявляют относительно ограниченные требования по сроку службы. Для сравнения можно указать, что в авиационных двигателях подшипники должны служить сравнительно ограниченный срок, определяемый в часах, тогда как ресурс подшипников в ряде стационарных заводских установок исчисляется в 6—8 лет непрерывной работы, а срок службы подшипников, например, в автомобильных колесах, определяется пробегом автомобиля в 100 000 км.

При определении долговечности подшипника не принимают во внимание случаи выхода подшипника из строя в связи с поломкой какой-либо его детали, не вызванной усталостью материала. Подобный случай следует рассматривать как исключение и причины его надо искать в конструктивных или технологических недостатках самого подшипника, в недоработке подшипникового узла, или неправильном монтаже и эксплуатации подшипника.

Естественно, что при определении долговечности подшипника, детали которого работают в течение срока, не вызывающего появление усталости материала, неизбежен разброс, так как имеет место различная наработка одного типа подшипника при одних и тех же условиях испытания, причем колебание в сроке службы доходит до весьма больших величин.



Фиг. 51. Кривая, характеризующая рассеивание долговечности авиационных подшипников относительно  $h_{\min}$ .

В изделиях авиационной техники подшипник не должен выходить из строя ранее гарантированной для него долговечности, поэтому расчетный (базовый) срок службы подшипника должен быть равен минимальной наработке подшипников

одного типа при испытании их в достаточном количестве (не менее 20 шт.) в одних и тех же условиях. Установлено, что наибольшая долговечность превышает минимальную ( $h_{\min}$ ) примерно в 20 раз, причем средняя долговечность ( $h_{\text{ср}}$ ) больше минимальной почти в 5 раз (фиг. 51).

При испытании подшипников низкая продолжительность срока службы встречается весьма редко, обычно большая часть подшипников выдерживает средние сроки службы.

Долговечность подшипника зависит в первую очередь от материала, из которого сделаны кольца и тела качения подшипника, от термической обработки этих элементов подшипников и от количества и величины переменных напряжений, воспринимаемых указанными деталями.

### Грузоподъемность подшипников

Под грузоподъемностью подшипника подразумевают те нагрузки, которые может воспринимать подшипник в течение определенного срока службы. Различают динамическую и статическую грузоподъемность подшипников.

*Динамическая грузоподъемность* характеризуется коэффициентом работоспособности  $S$ . Этот коэффициент характеризуется условной нагрузкой в килограммах, при которой подшипник, проработав 1 час и совершив 1 об/мин, выйдет из строя из-за усталости материала колец или тел качения. Коэффициент работоспособности зависит от конструкции подшипника, размеров и количества тел качения в подшипнике, материала колец и тел качения. Формулы для определения коэффициента работоспособности подшипников различных типов приведены в гл. V.

*Статическая грузоподъемность* подшипника характеризуется с помощью допустимой статической нагрузки  $Q_{ст}$  на невращающийся подшипник. С увеличением статической нагрузки на подшипник возрастает остаточная деформация беговых дорожек колец и тел качения. Принятые в каталогах допустимые статические нагрузки на подшипник определяются по суммарной остаточной деформации 0,0001 диаметра тела качения, происходящей между наиболее нагруженным телом качения и дорожкой качения кольца. Такая остаточная деформация может быть допущена для подшипника без ущерба для дальнейшей его работы.

В некоторых случаях там, где требуются большая плавность хода и минимальный момент трения подшипника, допускаемые остаточные деформации должны быть меньше приведенной.

Там, где требования к плавности хода подшипника и к моменту трения невелики и последующая работа подшипников должна происходить при медленном вращении, может быть допущена значительно большая суммарная остаточная деформация.

Наиболее характерным примером подшипников, для которых допускаются более высокие остаточные деформации, являются подшипники в механизмах управления летательных аппаратов, работающие в условиях качательного движения при больших нагрузках. Для таких подшипников допустимые нагрузки могут быть значительно повышены по сравнению с допускаемыми статическими нагрузками.

Грузоподъемность подшипников, работающих в условиях качательного движения, определяется допустимой нагрузкой при определенном числе циклов качаний.

### **Предельные числа оборотов подшипников**

В каталогах указываются предельные числа оборотов подшипников стандартных конструкций. Эти числа оборотов получены расчетным путем и подтверждены испытаниями.

Под *предельным числом оборотов* понимают то наибольшее допустимое для подшипника число оборотов, при превышении которого не обеспечивается его расчетная долговечность.

Известно, что ряд авиационных подшипников работает при числах оборотов, значительно превышающих предельно допустимые по каталогу. Нормальная работа подшипников при таких

скоростях вращения достигается в первую очередь применением в них специальных массивных сепараторов из цветного металла или текстолита. Кроме того, совершенствуется конструкция внутренних деталей подшипника, система его смазки и охлаждения.

Для характеристики качества подшипников, работающих при числах оборотов, превышающих предельные по каталогу, целесообразно ввести новое понятие — *достигнутое число оборотов  $n_d$* . Под этим термином следует понимать максимальные обороты данного подшипника, на которых он фактически работает, обеспечивая при заданных условиях установленный ресурс изделия.

Границы достигнутых чисел оборотов конкретных подшипников непрерывно расширяются за счет совершенствования качества как самого подшипника, так и элементов подшипникового узла.

Для определения возможности работы подшипника при числах оборотов, превышающих предельные по каталогу (в тех случаях, когда данный подшипник на таких скоростях вращения еще не эксплуатировался), следует учесть опыт применения подобных подшипников в условиях, близких к рассматриваемым. Таким путем можно дать предварительную оценку возможности работы любого подшипника при высоких скоростях вращения.

В качестве условного критерия оценки быстроходности подшипника в практике введено понятие *скоростного коэффициента*, представляющего собой произведение внутреннего диаметра  $d$  подшипника на число оборотов  $n$  внутреннего кольца в минуту.

В настоящее время отдельные подшипники работают в реальных узлах при значениях  $dn$  выше  $1,5 \cdot 10^6$  мм · об/мин.

---

---

## Глава II

### **РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ В АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЯХ**

#### **1. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ**

Подшипники должны обладать определенным запасом работоспособности, зависящим как от материала деталей подшипника, так и от условий эксплуатации.

В зависимости от условий работы к подшипнику предъявляются определенные требования по обеспечению бесперебойной работы машины в течение установленного срока ее службы. Так, например, долговечность подшипников для авиадвигателей характеризуется количеством часов, которое должен проработать подшипник для обеспечения заданного ресурса двигателя; подшипник, применяемый в авиаколесах, должен выдержать определенное количество взлето-посадок самолета; подшипникам механизмов управления необходимо совершить заданное количество качаний.

В связи с многообразием условий, в которых работают подшипники, причины, по которым они могут быть признаны не пригодными к дальнейшей работе, самые различные.

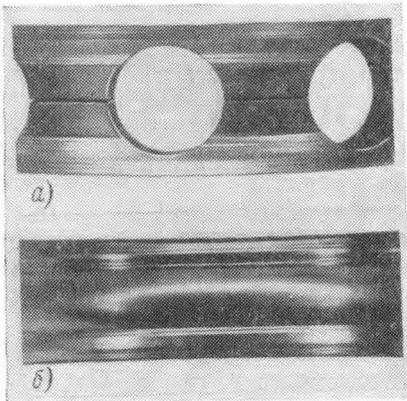
Следует заметить, что выкрашивание дорожек качения колец и тел качения из-за усталости материала, являющееся основной причиной отбраковки большинства подшипников, применяемых в общем машиностроении, не всегда является характерным для авиационных подшипников. Это объясняется более высокими требованиями, предъявляемыми к подшипникам авиационной конструкции в связи со специальными условиями их работы. Кроме того, необходимость абсолютной надежности требует установки подшипников с некоторым запасом по грузоподъемности.

Исследование состояния подшипников большого количества двигателей, отработавших ресурс, показывает, что основными причинами, которые делают подшипник не пригодным к дальнейшей работе, являются:

а) увеличение или уменьшение внутренних зазоров в подшипнике (по этим причинам отбраковывалась основная масса подшипников);

- б) поражение коррозией поверхностей деталей подшипников;
- в) неисправности сепаратора;
- г) повышенное трение в подшипнике (тугое вращение).

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения было обнаружено на незначительном количестве забракованных подшипников. При увеличении ресурса работы двигателей процент отбракованных по усталостному выкрашиванию подшипников возрастает, однако их количество будет сравнительно небольшим.



Фиг. 52. Изношенная центрирующая поверхность сепаратора (а) и направляющие борта кольца (б) подшипника.

Что касается агрегатных подшипников, работающих на консистентных смазках, то срок их службы не определяется усталостной прочностью материала колец и тел качения. Такие подшипники обычно не дорабатывают до того момента, когда начинает проявляться усталость материала деталей; заклинивание подшипников, являющееся главной причиной их отказа в работе, наступает значительно ранее вследствие того, что смазка, заложенная в подшипники, теряет свои рабочие свойства.

Известно, что выход из строя агрегатного высокоскоростного подшипника, который смазывают жидким маслом, в большинстве

случаев связан с неисправностями сепаратора, с повышением трения в подшипнике и нарушениями его смазки.

Высокоскоростному подшипнику присущи все неисправности, которые встречаются у подшипников, работающих при нормальных режимах работы. Вместе с тем, некоторые дефекты являются характерными только для этих подшипников. Основные неисправности, которые делают высокоскоростной подшипник не пригодным к дальнейшей работе, следующие:

1. Износ центрирующей поверхности сепаратора и направляющих бортов кольца (фиг. 52, а и б). Эти дефекты появляются при недостаточной смазке данных поверхностей, в результате чего значительно возрастает трение, а также при конструктивной недоработке сепараторов.

Кроме того, большое влияние на износ сепараторов оказывает неправильный монтаж подшипника в высокоскоростных узлах. Посадка подшипника даже с небольшим перекосом создает дополнительные силы, прижимающие сепаратор к борту кольца, в результате чего прочность сепаратора оказывается недостаточной.

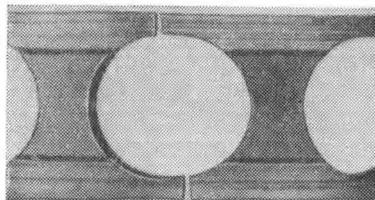
2. Разрывы сепаратора по боковым перемычкам (фиг. 53). Этот дефект иногда возникает при недостаточной ширине сепаратора, в результате чего снижается прочность боковых перемычек, воспринимающих значительные центробежные силы.

3. Заклинивание подшипника, вызывающее отпуск металла тел качения и последующую их раскатку (фиг. 54).

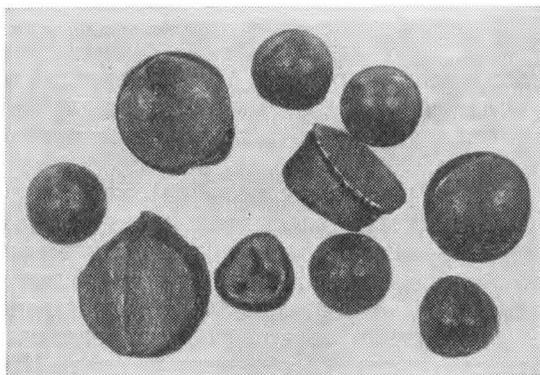
Дорожки качения в этих случаях оплавляются металлом тел качения.

Этот дефект появляется обычно в условиях масляной недостаточности, когда интенсивное тепловыделение в подшипнике не сопровождается необходимым эффективным отводом тепла.

4. Износ тел качения и дорожек качения колец, приводящий к увеличению внутренних зазоров в подшипниках. Такой износ может появляться в тех случаях, когда начальные радиальные зазоры не отвечают условиям работы подшипника. Недостаточная вязкость применяемого масла и попадание абразивных частиц на рабочие поверхности колец и тел качения способствуют износу.



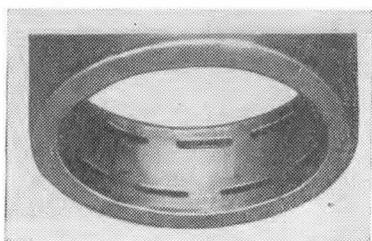
Фиг. 53. Сепаратор с разорванными боковыми перемычками.



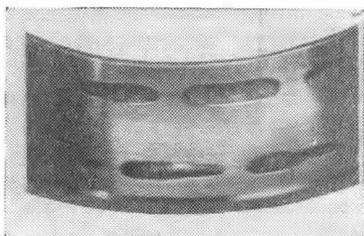
Фиг. 54. Шарики, деформированные вследствие заклинивания подшипника.

На дорожках качения колец подшипников, работающих с качательным движением при высоких нагрузках, в местах контакта с шариками появляются отпечатки в виде вмятин — «ложное бриллирование» (фиг. 55). При дальнейшей эксплуатации эти вмятины развиваются в очаги усталостного выкрашивания (фиг. 56), которые форсируют выход подшипника из строя.

Усталость материалов колец и тел качения наступает после определенного цикла повторных напряжений при качении. При этом возникает шелушение материала, начинающееся с небольшой трещины и приводящее к выкрашиванию рабочей поверхности. В последующем участок выкрашивания увеличивается и захватывает значительную часть рабочей поверхности. Выкрашивание материала распространяется в направлении движения шариков или роликов по беговой дорожке кольца. В противоположном направлении движения шариков на поверхности кольца подшипника происходит дробление, в результате чего образуется участок с характерным волнообразным строением.



Фиг. 55. Кольцо подшипника с вмятинами на дорожке качения.



Фиг. 56. Кольцо подшипника с очагами усталостного выкрашивания металла (на дорожке качения в местах появления первоначальных вмятин).

Раннему наступлению процесса усталостного выкрашивания способствуют появления рисок, закатов, трещин, ожогов технологического происхождения и др. в зоне наибольших контактных напряжений.

На выкрашивание решающее влияние оказывает качество стали (когда крупное неметаллическое включение выходит на рабочую поверхность или лежит близко к ней, это место становится будущим очагом усталостного выкрашивания); широкое внедрение стали, переплавленной в вакуумной и электрошлаковой печах,—реальный резерв повышения сроков службы подшипников до усталости. Проведенные испытания образцов из стали ШХ (на машине типа МИД) показали, что при снижении максимального значения включений с 0,03 до 0,015 мм долговечность детали возрастает вдвое.

Испытаниями теплостойких подшипников было установлено, что значительная загрязненность стали неметаллическими включениями сокращает срок службы подшипников в десятки раз по сравнению с подшипниками, изготовленными из более чистой стали.

Согласно теории Герца—Беляева<sup>1</sup> составляющие напряжения в центре контактной площадки изменяются по глубине кольца.

<sup>1</sup> С. П. Тимошенко, Теория упругости, ОНТИ, 1934.

Касательные напряжения достигают максимального значения на глубине  $z=0,47a$  — при точечном контакте и  $z=0,78b$  при линейном контакте, где  $a$  и  $b$  — соответственно радиусы площадок контакта. На фиг. 57 показано распределение составляющих напряжений в центре контактной площадки по глубине кольца для случая линейного контакта. На графике по вертикальной оси отложены относительные расстояния от поверхности в долях полуширины  $b$  контактной площадки, а по горизонтальной оси — относительные значения составляющих напряжений в долях максимального давления  $g_0$  в центре контакта.

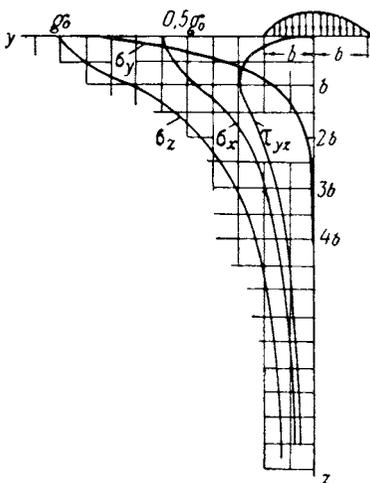
Из третьей теории прочности следует, что развитие усталостной трещины начинается в глубине кольца, там, где касательные напряжения достигают своего предельного значения.

С. В. Пинегин<sup>1</sup>, исследуя данный вопрос, высказал соображения, что первичная трещина, переходящая затем в выкрашивание материала, развивается от поверхности внутрь и, проникая на определенную глубину, она возвращается наружу, отрывая при этом некоторый объем металла.

Наблюдая разрушения деталей при испытании их на машине МИД, С. В. Пинегин не наблюдал образования первичных трещин на некоторой глубине вблизи зоны максимальных касательных напряжений.

Он подкрепляет свои выводы исследованиями в области повышения предела усталости материала на поверхности. Исследованиями было установлено, что выкрашивание при наличии поверхностного истирания контактирующих поверхностей либо вовсе не наступает, либо задерживается.

Процесс усталостного выкрашивания С. В. Пинегин объясняет следующим образом. На рабочих поверхностях в процессе механической обработки образуются микронеровности. Под действием нагрузки в местах контакта тел качения с беговой дорожкой кольца возникают контактные напряжения. Одновременно с действием нагрузки на дорожках происходит скольжение контактирующих поверхностей, сопровождающееся смятием и отрывом на них мельчайших выступов. Эти частицы металла, попадая между обкатываемыми поверхностями, образуют микроскопические



Фиг. 57. Кривая, характеризующая изменение составляющих напряжений в центре контактной площадки по глубине кольца.

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  — нормальные составляющие напряжений.  $\tau_{yx}$  — касательное напряжение.

<sup>1</sup> С. В. Пинегин, Работоспособность деталей подшипников, Машгиз, 1949.

вмятины, в которых металл уплотняется. Наклеп поверхности увеличивается действием внутренних динамических сил, возникающих из-за неточностей формы тел качения и профиля беговых дорожек колес.

Дальнейшее уплотнение металла создает уже благоприятные условия для начала усталостного выкрашивания и достаточно малейшего повреждения поверхностного слоя, чтобы возникла усталостная трещина, быстро распространяющаяся в толще уплотненного металла под действием повторных нагрузок. Начальная усталостная трещина может возникнуть в результате растрескивания металла на поверхности вокруг глубокой вмятины, образовавшейся после продолжительной работы детали или в результате концентрации напряжений в углах разрывов, образованных наволакиванием металла при скольжении без смазки или по другим причинам.

Неудовлетворительное качество материала деталей подшипника, несовершенство технологии изготовления или сборки, а также несоблюдение рекомендуемых режимов и условий эксплуатации подшипников в узле вызывает ускорение усталостного выкрашивания металла деталей.

Процесс развития усталостного выкрашивания металла должен быть уточнен путем постановки более точных экспериментов.

Дело в том, что определенное несоответствие результатов исследований специалистов в области прикладной теории упругости и инженеров-практиков является в какой-то степени закономерным. При изучении явлений выкрашивания металла на контактирующих поверхностях не принималось во внимание такое важное обстоятельство, как качество стали, из которой сделаны испытываемые образцы. Вместе с тем известно, что наличие в стали различных вредных включений способствует преждевременному выкрашиванию металла, которое никак не может быть учтено в расчетах.

Теоретические выводы о том, что первичная усталостная трещина зарождается в металле на некоторой глубине в зоне наибольших касательных напряжений, сделаны, исходя из условий, что контактирующие детали изготовлены из стали, свойства которой близки к идеальным.

При испытаниях же подшипников экспериментатор имеет дело с реальным качеством стали, которое далеко не соответствует идеальному. Этим и можно объяснить расхождения в выводах между теорией и экспериментом.

Подшипник, как правило, не дорабатывает до наступления естественной усталости металла, так как выкрашивание деталей появляется раньше (вследствие дефектов, имеющихся в металле, и отступлений в технологии изготовления), чем подшипник вышел бы из строя на основании чисто теоретических предположений.

## 2. РЕСУРС ПОДШИПНИКОВ

Ресурс подшипника не должен быть меньше срока службы до первой переборки авиационного изделия, в котором он применен, и устанавливается по результатам соответствующих испытаний изделия.

Работа подшипника в течение установленного для него ресурса гарантируется заводом-изготовителем.

Известно, что сроки службы конструкций авиационной техники сравнительно невелики. В связи с этим большая часть подшипников, обрабатывая свой срок работы, далеко не исчерпывает свою работоспособность. При ремонте изделия такие подшипники могут быть допущены к дальнейшей эксплуатации после контроля их состояния (дефектации) и проверки работоспособности данного типа подшипника в течение двойного срока службы.

Если повышаются гарантийные ресурсы самих изделий, то увеличение срока службы подшипников допускается после испытания их на новый ресурс вместе с изделием и последующей оценкой их состояния на подшипниковом заводе (к испытаниям на удлинённый срок допускаются, как правило, лишь те подшипники, которые по своей расчетной грузоподъемности отвечают новым условиям работы).

Для окончательного решения вопроса о возможном увеличении срока службы требуется не менее 5—7 испытаний подшипников в изделиях, на которых они установлены.

В необходимых случаях подшипниковый завод совместно с заводами-изготовителями изделий проводит необходимые конструктивные и технологические меры, позволяющие довести ресурс подшипников до заданного.

Если грузоподъемность подшипника в течение увеличенного срока службы оказывается недостаточной, то заводы-изготовители изделий конструктивно изменяют узел, либо снижают действующие на подшипник нагрузки до значений, приемлемых для подшипника заданной грузоподъемности.

## 3. ВЛИЯНИЕ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ

### Подшипники, работающие в среде, насыщенной парами воды

Некоторые подшипники работают в условиях повышенной влажности. К ним в первую очередь относятся подшипники механизмов управления, эксплуатирующиеся в среде морской воды, подшипники специальных агрегатов, работающие при влажности, достигающей 98—100%.

При решении вопроса о целесообразном применении того или иного типа подшипников во влажной среде учитывают режим работы подшипников узла, условия эксплуатации узла и изделия

в целом с учетом степени ответственности узла, в котором установлен подшипник.

Подшипники из специальных нержавеющей сталей рекомендуется применять тогда, когда экспериментами выявлено, что подшипники из обычной стали ШХ15 не могут обеспечить нормальную работу изделия. К тому же более низкая грузоподъемность подшипников из нержавеющей сталей дает основание для предпочтительного использования подшипников из стали ШХ15.

Установлено, например, что в электроагрегатах подшипники из стали ШХ15 оказались работоспособными во влажной среде, причем качество смазочного материала в этих случаях играло решающую роль. Это подтверждено как практикой эксплуатации, так и экспериментами. При стендовых испытаниях 15 подшипников 180506 (габаритные размеры  $30 \times 62 \times 20$ ), заполненных смазками ВНИИНП-222 и ЦИАТИМ-221 в среде, насыщенной парами дистиллированной воды (испытания велись на режиме  $n = 10\,000$  об/мин,  $R = 50$  кг с пятидневными перерывами после каждых 25 час работы) было установлено:

а) наработка подшипников в таких условиях не меньше чем в обычной (воздушной) среде, при этом лимитирующим является не усталостная прочность колец и тел качения, а качество смазки;

б) при применении смазки ВНИИНП-222 на кольцах и телах качения подшипников, следов коррозии не обнаружено;

в) при применении смазки ЦИАТИМ-221 на кольцах и телах качения 7 из 10 испытывавшихся подшипников появилась коррозия.

Отсутствие коррозии на деталях подшипников, заполненных смазкой ВНИИНП-222, объясняется тем, что загустителем данной смазкой является фталоцианиновый пигмент, обладающий высокой влагостойкостью и не гидролизующийся в воде. Недостаточные антикоррозионные свойства смазки ЦИАТИМ-221 в насыщенной водяными парами атмосфере обусловлены наличием в ее составе мыла и уксуснокислого кальция, которые в присутствии воды подвергаются гидролизу.

В некоторых изделиях не допускается применение подшипников из обычной стали ШХ15 в условиях постоянной повышенной влажности, поскольку интенсивное появление коррозии на деталях подшипников, в первую очередь на поверхностях дорожек качения колец и тел качения, приводит к образованию язвин, являющихся начальными очагами усталостного выкрашивания металла. Для таких узлов кольца и тела качения подшипников изготавливаются из нержавеющей хромистой стали 9Х18. Эта сталь наряду с высокими антикоррозионными свойствами обладает всеми качествами, необходимыми для материала деталей подшипников (высокие упругие свойства и высокая сопротивляемость усталости при малой хрупкости).

Детали подшипников, изготовленные из стали 9Х18, имеют несколько пониженную твердость  $HRC\ 57$  (при обработке холодом твердость может быть  $HRC\ 58$ ). В связи с более низкой твердостью нержавеющей стали долговечность подшипников из стали 9Х18 уступает одноименным подшипникам из стали ШХ15, имеющим твердость колец не ниже  $HRC\ 61$ .

В настоящее время нет еще достаточных данных для количественной оценки снижения сроков службы подшипников из стали 9Х18, однако для практических целей при определении срока службы такого подшипника принимается коэффициент  $K=0,5$ , на который следует умножить расчетную долговечность подшипника, определенную по общепринятой методике.

Введение такого коэффициента при расчете долговечности подшипников из нержавеющей стали основано на данных о стойкости подшипников из стали ШХ15 с твердостью колец  $HRC\ 58$  (такая твердость колец получается при повышенном отпуске при температуре  $250^{\circ}C$ ).

Испытания подтвердили более низкую стойкость подшипников с кольцами и шариками из нержавеющей стали по сравнению с подшипниками из стали ШХ.

### **Подшипники, работающие в среде керосина марки Т-1, ТС-1 и Т-2**

Подшипники, установленные в топливной аппаратуре ТРД, работают в условиях смазки и охлаждения керосином.

Керосин обладает невысокой смазывающей способностью, благодаря чему сроки службы подшипников снижаются. Недостаточная вязкость топлива способствует вытеснению его под действием высоких нагрузок из зоны контакта между телами качения и кольцами подшипника. Можно полагать, что трение в керосиновой среде в значительной степени приближается к условиям сухого трения.

Практикой установлено, что усталость при качении закаленной стали ШХ в среде керосина наступает значительно скорее, чем усталость тех же образцов, помещенных в масло, при аналогичных режимах испытания. Это явление объясняется повышенными силами трения, создающими дополнительные растягивающие напряжения в зоне контакта при вращении подшипника в среде с низкой смазывающей способностью, что приводит к раннему образованию поверхностных разрывов и трещин и ускорению износа.

Эксперименты, проведенные на образцах, согласуются с данными, полученными при стендовой проверке подшипников на долговечность. Испытания подшипников показали, что долговечность как шариковых, так и роликовых подшипников в керосиновой среде ниже, определяемой расчетом по общепринятой методике для условий работы подшипника в масляной среде.

Преждевременное наступление контактной усталости при качении образцов, погруженных в среду, обладающую низкими смазывающими способностями, потребовало внедрения специальных технологических приемов, нейтрализующих это явление и тем самым обеспечивающих повышение сроков службы подшипников, работающих в среде керосина. В связи с появлением дополнительных растягивающих напряжений решающим свойством стали для подшипников, работающих в среде с низкими смазывающими способностями, является ее способность противостоять раннему наступлению поверхностных разрывов, т. е. материал должен обладать высокой пластичностью.

Была предложена изотермическая закалка колец, обеспечивающая относительно высокие пластические свойства стали по следующему режиму: закалка с  $840^{\circ}\text{C}$  в масло, выдержка в течение 120 час при  $130^{\circ}\text{C}$  и охлаждение до нормальной температуры. После изотермической закалки кольца имеют твердость *HRC* 60—64. Такая термообработка позволила повысить срок службы подшипников, работающих в керосиновой среде (это подтвердила практика).

В настоящее время в технологии изготовления упорно-радиальных подшипников 268813 и 68809, применяющихся в плунжерных топливных насосах, предусмотрена их изотермическая закалка.

Изучение характера выкрашивания металла дорожек качения колец подшипников, работающих в керосиновой среде, позволяет высказать некоторые соображения о процессе развития первичной усталостной трещины.

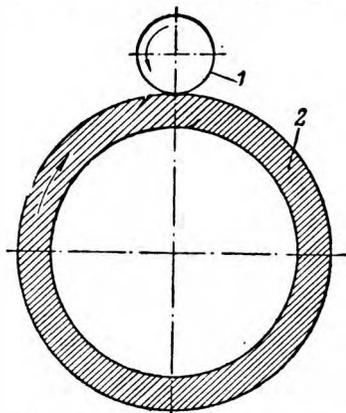
Как известно, керосин обладает высокой способностью проникать в мельчайшие расслоения, получающиеся на поверхности металла. Можно предположить, что первичная усталостная трещина на дорожках качения колец подшипников образуется на поверхности в результате преждевременного появления микроскопических трещинок на участках контакта. Проникновение в поврежденные места керосина и дальнейшая накатка шариков как бы расклинивают такие трещины, что приводит к отрыву кусочков металла от поверхности (фиг. 58).

Поврежденные таким образом участки дорожек качения колец подшипников (фиг. 59) несколько отличаются по виду от обычного износа дорожек колец подшипников, смазываемых маслом.

Просматривая выкрошившиеся поверхности колец, можно установить, что они образовались путем отрыва частичек металла, которые при прохождении по поврежденному участку дорожки тел качения прилипают к ним и увлекаются, далее они отрываются в направлении движения тел качения. Такое объяснение процесса выкрашивания металла позволяет сделать заключение, что работоспособность подшипников можно повысить разработкой и внедрением покрытий, упрочняющих поверхностные слои обкатываемых

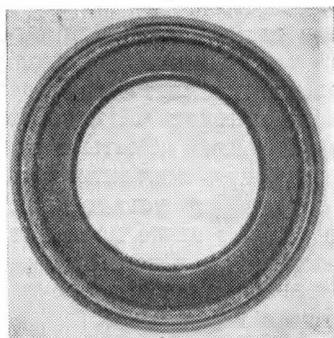
деталей. Наряду с возникающими ранними явлениями усталости металла на беговых дорожках колец и телах качения керосин оказывает влияние и на работоспособность других деталей подшипников, снижая срок службы последних. Так, например, значительно снижается стойкость стальных штампованных сепараторов.

Поломки таких сепараторов могут наступать до появления признаков усталости материала колец и тел качения. Недостаточность прочности стальных штампованных сепараторов в этом случае объясняется агрессивным действием компонентов, входящих в керосин, на механические свойства стальной ленты, из которой изготовлен сепаратор.



Фиг. 58. К вопросу о стойкости подшипников в керосиновой среде.

1—шарик, 2—кольцо внутреннее.



Фиг. 59. Кольцо подшипника, работавшего в топливной среде, на дорожке качения которого имеется выкрашивание металла.

Многочисленные испытания подшипников с бронзовыми сепараторами как стендовые, так и в условиях эксплуатации, показали высокую работоспособность бронзовых сепараторов в среде керосина. Износ направляющих поверхностей таких сепараторов в подшипниках, работающих на сравнительно больших числах оборотов (8000 об/мин для подшипника 304Б) при длительном сроке службы (~1000 час), не превышает износа, образующегося при испытании этих же подшипников в масляной среде.

Указанные обстоятельства не позволяют рекомендовать для агрегатов топливной аппаратуры подшипники со стальными штампованными сепараторами (хотя по скоростям вращения такие подшипники допустимы). Удовлетворительные результаты по стойкости подшипников в таких условиях получаются при применении сепараторов из бронзы БрАЖМц10-3-1,5.

Проведенные стендовые испытания показали, что керосин как охлаждающая среда является весьма удовлетворительным мате-

риалом. Так, например, такой вывод подтвердился при испытании подшипников 304Б ( $n=8000$  об/мин, радиальная нагрузка  $R=15$  кГ, осевая нагрузка  $A=100$  кГ) в условиях смазки и циркуляционной системы охлаждения керосином Т-1.

Температура наружного кольца подшипника устойчиво держалась в пределах  $25-35^{\circ}\text{C}$ ; при испытании аналогичных подшипников в масляной среде она достигала  $40-50^{\circ}\text{C}$ . Установлено, что керосин не вызывает коррозионной усталости образцов, что является немаловажным фактором с точки зрения применения подшипников в топливной аппаратуре.

Недостаточность экспериментального материала не позволяет пока еще количественно оценить влияние керосиновой среды на долговечность подшипника, однако можно утверждать, что усталостная стойкость подшипников, изготовленных из применяемых сталей и по принятой технологии, в таких условиях будет ниже, чем тех же подшипников, работающих в масляной среде. При испытании на машине МИД сферических закаленных образцов радиусом  $7,5$  мм, обкатываемых между двумя цилиндрическими кольцами, при контактном напряжении  $\sigma_{\max}=43\,000$  кГ/см<sup>2</sup> было установлено, что усталостная прочность их в среде керосина примерно в 5 раз ниже прочности тех же образцов, испытанных в веретенном масле. Отмечено, что при испытании образцов в масляной среде рассеивание долговечности их значительно меньше, чем при испытании в керосине.

Приведенная выше количественная оценка снижения долговечности испытанных образцов тел качения в керосиновой среде не полностью подтвердилась при стендовых испытаниях подшипников, в связи с чем принимаемое иногда пятикратное понижение расчетного срока службы подшипников при конструировании узлов топливной аппаратуры нельзя считать обоснованным.

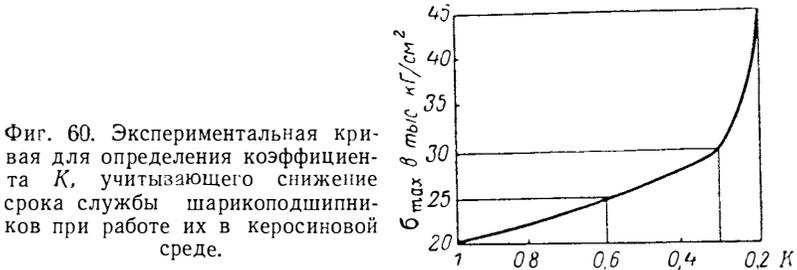
Стендовыми испытаниями подшипников установлено, что с увеличением нагрузки на подшипник (с повышением напряжений на контактных площадках) влияние керосина на понижение срока службы подшипника возрастает. При испытании подшипников 304Б в среде керосина на малых нагрузках ( $\sigma_{\max}=20\,000$  кГ/см<sup>2</sup>) не наблюдалось сокращения их срока службы в сравнении со сроком их службы в масляной среде. С переходом при испытаниях подшипников к более высоким нагрузкам ( $\sigma_{\max}\approx 25\,000$  кГ/см<sup>2</sup>) срок службы их был примерно на 60% менее расчетного.

Испытания данных подшипников при более высоких нагрузках не проводились, однако проведенные эксперименты дают основание предполагать, что дальнейшее повышение нагрузок усилило бы влияния керосина на срок службы подшипников и можно предполагать, что при испытании подшипников с нагрузкой  $\sigma_{\max}=43\,000$  кГ/см<sup>2</sup> (давление, при котором проводилось испытание образцов на машине МИД) будет иметь место пятикратное снижение срока службы подшипников по сравнению с расчетным, как

это уже было отмечено при экспериментах с образцами из закаленной стали.

Сокращение срока службы подшипников, работающих в керосиновой среде, может быть объяснено тем, что с повышением нагрузки (удельных давлений на контактирующиеся поверхности) происходит выдавливание керосина из зоны контакта, что ухудшает условия смазки и приводит к более раннему развитию микроскопических усталостных трещин. Малые нагрузки оказываются недостаточными для развития (расклинивания) начальных поверхностных трещин микроскопической величины.

На основании анализа экспериментальных и эксплуатационных данных о работе подшипников в керосиновой среде можно сделать следующие выводы.



Фиг. 60. Экспериментальная кривая для определения коэффициента  $K$ , учитывающего снижение срока службы шарикоподшипников при работе их в керосиновой среде.

1. Подшипники из стали ШХ пригодны для работы в керосиновой среде. Подшипники же со штампованными стальными сепараторами не рекомендуются.

2. При работе подшипников в керосиновой среде трение повышается, что вызывает раннее наступление контактной усталости деталей подшипника.

3. С увеличением нагрузки понижается срок службы подшипника, работающего в керосиновой среде, по сравнению с его работой в масляной среде. Для количественной оценки снижения срока службы может быть предложена формула

$$h_k = K \cdot h,$$

где  $h_k$  — долговечность подшипника, работающего в керосиновой среде;

$K$  — экспериментальный коэффициент, учитывающий снижение срока службы подшипника, работающего в керосиновой среде;

$h$  — расчетная долговечность подшипника, подсчитанная по обычной методике.

Коэффициент  $K$  можно определять по экспериментальной кривой, приведенной на фиг. 60.

4. При недостаточной работоспособности подшипников из стали ШХ, изготовленных по обычной технологии, может быть рекомендована изотермическая закалка колец и тел качения.

5. Для тяжело нагруженных подшипников следует изыскать новые марки сталей, обладающих высокой пластичностью при необходимой твердости.

6. Необходимо шире проводить исследования для изысканий упрочняющих покрытия беговых дорожек колец и тел качения подшипников.

7. Для уточнения методики расчета сроков службы необходимы дополнительные эксперименты о поведении обычных подшипников при разных режимах работы.

---

### Глава III

## ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ

По условиям работы подшипники, применяемые в конструкциях авиационной техники, можно разделить на три основные группы:

1. Тяжелонагруженные, высокоскоростные шарико- и роликоподшипники. Эту группу составляют в основном подшипники, применяемые в главных опорах турбореактивных двигателей.

2. Малонагруженные, высокоскоростные шарико- и роликоподшипники. В эту группу входят в основном подшипники, применяемые в многочисленных агрегатах, а также в приводах. Большую часть этой группы составляют подшипники закрытого типа, заполняемые при сборке рабочей консистентной смазкой.

3. Тяжелонагруженные шарико- и роликоподшипники, работающие в условиях низких скоростей вращения. Основную часть

Таблица 1

Зависимость  $dn$  и  $\sigma_{\max}$  от условий работы подшипников в авиационных конструкциях

Параметры	Группа		
	1	2	3
Скоростной коэффициент $dn$ в мм об/мин	$1 \cdot 10^3 \div 1,7 \cdot 10^5$	$0,3 \cdot 10^6 \div 0,5 \cdot 10^6$ (на консистентных смазках) $0,7 \cdot 10^6 \div 1,2 \cdot 10^6$ (на жидких маслах)	$2 \cdot 10^4 \div 3,5 \cdot 10^4$ *
Наибольшие напряжения $\sigma_{\max}$ в кг/см <sup>2</sup>	20 000—30 000	15 000—20 000	50 000—65 000**

\* Большая часть подшипников работает в условиях качательного движения, т. е. при  $dn = 0$ .

\*\* При качательном движении  $\sigma_{\max}$  доходит в отдельных случаях до 130 000 кг/см<sup>2</sup>.

этой группы составляют подшипники механизмов управления, работающие с качательным движением.

Условия работы подшипников каждой из указанных групп имеют свои специфические особенности, которые влияют на конструктивное оформление подшипников.

Зависимость  $dn$  и  $\sigma_{\max}$  от условий работы подшипников каждой группы приведены в табл. 1.

## 1. ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫЕ, ВЫСОКОСКОРОСТНЫЕ ШАРИКО- И РОЛИКОПОДШИПНИКИ

Тяжелонагруженные, высокоскоростные шарико- и роликоподшипники в основном применяются в узлах главных опор турбореактивных двигателей. Эти подшипники работают при больших нагрузках и высоких скоростях вращения и относятся к числу наиболее ответственных деталей, определяющих сроки службы и надежность работы двигателей.

Рациональный выбор типа с учетом качества изготовления подшипников качения для реактивных двигателей имеет исключительно важное значение, хотя работа и поршневого двигателя в ряде случаев определяется долговечностью подшипников.

Условия работы подшипников в узлах опор реактивных двигателей значительно отличаются от условий работы подшипников в опорах поршневых двигателей как по величине воспринимаемых нагрузок, так и по величине скоростного коэффициента, а именно: верхний предел скоростного коэффициента подшипников поршневого двигателя 600 000 *мм об/мин*, тогда как в реактивных двигателях он достигает 1 500 000 *мм об/мин*.

Однако при переходе авиации от поршневых двигателей к реактивным не возникла необходимость создания каких-либо новых, принципиально отличных конструкций подшипников, хотя некоторые типы получили при этом широкое применение впервые.

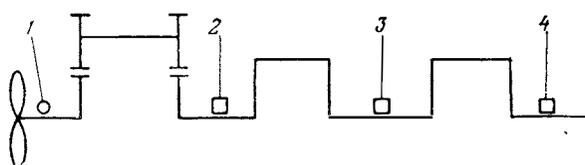
Рассмотрим особенности конструкций подшипников 1-й группы, применяющихся в поршневых и реактивных двигателях.

### Подшипники поршневых двигателей

Основным требованием к этим подшипникам является увеличение их ресурса. При рассмотрении подшипников ограничимся конструкциями, которые получили применение в узлах главных опор двигателя.

В опорах коленчатых валов двигателей применяют роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (подшипники 2, 3, 4, фиг. 61); часть этих подшипников не имеет сепараторов. Отсутствие сепаратора позволяет повысить грузоподъемность подшипников за счет увеличения в них количества роликов. Умеренные скорости вращения обеспечивают безаварийную работу таких подшипников в течение длительного времени.

В большинстве случаев подшипники, изготовляемые для опор двигателей, имеют ролики с выпуклой образующей (бомбиной). Это связано с тем, что (как показала практика) в узлах опор нельзя избежать некоторых перекосов осей подшипников, последние при отсутствии на роликах выпуклой образующей приводят к концентрации напряжений в местах контакта кромок роликов с дорожками качения на кольцах, и как следствие к выкрашиванию металла в этих местах.



Фиг. 61. Схема установки подшипников в опорах поршневого двигателя.

В редукторах двигателей (см. подшипник 1 на фиг. 61) устанавливают шарикоподшипники радиальные однорядные и радиально-упорные с четырехточечным контактом с разъемным внутренним кольцом. Эти подшипники работают в весьма напряженных условиях, воспринимаемая большие осевые усилия, обусловленные силой тяги винта.

За последние годы значительно возрос ресурс подшипников поршневых двигателей. Это было осуществлено за счет использования внутренних запасов по грузоподъемности подшипников, а также за счет проведения ряда конструктивных и особенно технологических мероприятий.

В табл. 2 приведена основная номенклатура подшипников, применяемых в поршневых двигателях.

Таблица 2

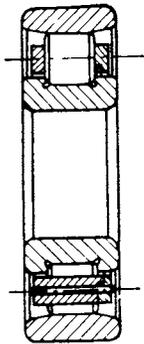
**Подшипники, применяемые в поршневых двигателях**

Тип подшипников	Габаритные размеры мм	Тип двигателя
-----------------	--------------------------	---------------

В опорах коленчатого вала

2211 (фиг. 62)	55×100×21	АИ-14В, АИ-14Р
2212 (фиг. 62)	60×110×22	М-11ФР, АИ-14В, АИ-14Р
92718 (фиг. 63)	90×180×28,7/30	АШ-62ИР
552919 (фиг. 64)	94,958×180×30/33	АШ-62ИР, АШ-82Т, АШ-82В
512741 (фиг. 65)	205×285×30/32	АШ-82Т, АШ-82В
802218 (фиг. 66)	90×160×30	АИ-26В

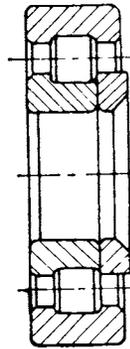
Тип подшипников	Габаритные размеры <i>мм</i>	Тип двигателя
В р е д у к т о р а х		
212 (фиг. 67)	60×110×22	М-11ФР, АИ-14В, АИ-14Р
217 (фиг. 67)	85×150×28	АИ-26В
126220Г (фиг. 68)	100×180×34	АШ-62ИР
126222 (фиг. 68)	110×200×38	АШ-82Т, АШ-82В



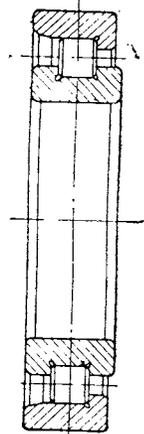
Фиг. 62. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими бомбинированными роликами с центрированием сепаратора по внутреннему кольцу.



Фиг. 63. Роликоподшипник радиальный с приставной шайбой с цилиндрическими бомбинированными роликами.



Фиг. 64. Роликоподшипник радиальный с приставной шайбой без сепаратора.



Фиг. 65. Роликоподшипник радиальный с однобортовым наружным кольцом с цилиндрическими бомбинированными роликами, без сепаратора.

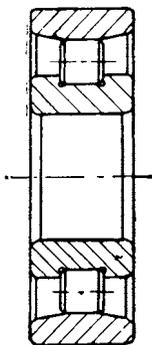
### Подшипники турбореактивных двигателей

В связи с большими нагрузками и высокими скоростями к конструкции, технологии изготовления и контролю качества подшипников турбореактивных двигателей предъявляют особо высокие требования.

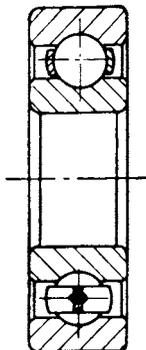
В опорах турбореактивных двигателей применяют сравнительно ограниченное число конструктивных разновидностей подшипников, а именно:

1. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами.

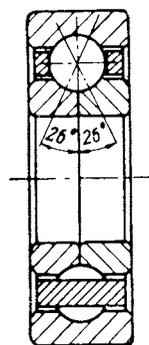
2. Шарикоподшипники радиальные однорядные.
3. Шарикоподшипники радиально-упорные с четырех-, трех- и двухточечным контактом, с разъемным внутренним или наружным кольцом.



Фиг. 66. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, без сепаратора.

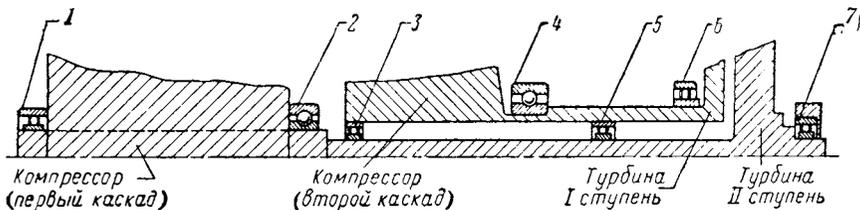


Фиг. 67. Шарикоподшипник радиальный однорядный со стальным штампованным сепаратором.



Фиг. 68. Шарикоподшипник радиально-упорный с четырехточечным контактом с цельным беззаклепочным сепаратором.

Среди роликоподшипников большое распространение получили подшипники типа 32000 с безбортовым внутренним кольцом и центрированием беззаклепочного сепаратора по наружному кольцу (см. фиг. 15). Подшипники этой конструкции обладают достаточно высокой работоспособностью при значительных скоростях вращения.

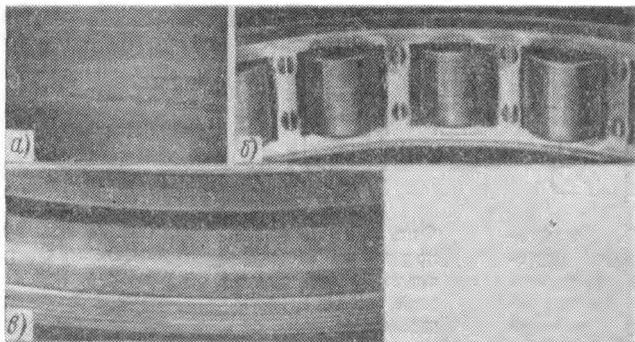


Фиг. 69. Схема установки подшипников в опорах турбореактивных двигателей.

Такие подшипники устанавливаются в главных опорах турбореактивных двигателей (подшипники 1, 3, 5, 6, 7 на фиг. 69).

Основные выявленные в эксплуатации недостатки подшипников заключались в износе центрирующейся по бортам наружного кольца поверхности сепаратора. Этот дефект объясняется или недостаточным попаданием туда масла, или же не вполне удачным

подбором материала сепаратора по износостойкости в условиях повышенных скоростей вращения. Для обеспечения нормальной работы подшипников введены упрочняющие покрытия сепараторов. Так, например, внедрено оловяно-свинцовистое покрытие для сепараторов из бронзовых и алюминиевых сплавов и глубокое анодирование для сепараторов из сплавов Д1Т и АК4. Одновременно улучшены условия смазки. В большинстве случаев такого рода меры позволили обеспечить достаточную износостойкость центрирующей поверхности сепаратора.



Фиг. 70. Дефекты на роликовых подшипниках, установленных в узле турбины ТРД.

*а, в*—надиры на внутреннем и наружном кольцах, *б*—износ на роликах.

Кроме описанного дефекта, при испытании некоторых двигателей были обнаружены своеобразные ненормальности в работе роликового подшипника, установленного в узле турбины. После непродолжительной работы на дорожке качения внутреннего кольца (фиг. 70, *а*) этого подшипника и в меньшей степени на наружном кольце (см. фиг. 70, *в*) наблюдались надиры, имеющие вид ожога; при этом ролики (см. фиг. 70, *б*) имели значительный равномерный износ по наружной цилиндрической поверхности, доходивший в некоторых случаях до 1 мм.

Этот дефект объяснялся проскальзыванием комплекта роликов с сепаратором относительно внутреннего кольца. Это имеет место при небольшой нагрузке, в результате чего в определенные промежутки времени трение качения роликов по дорожке качения превзойдет силу трения скольжения. Уменьшение внутренних зазоров подшипника и повышение нагрузки позволили устранить этот дефект.

Дальнейшие работы по совершенствованию подшипников привели к созданию более совершенной конструкции роликового подшипника с безбортовым наружным кольцом, у которого сепаратор центрируется по дорожке качения наружного кольца (фиг. 71).

Такой подшипник наиболее полно отвечает условиям работы в узлах опор двигателя. К основным преимуществам этой конструкции относятся:

а) центрирование сепаратора по весьма чисто и точно обработанной поверхности роликовой дорожки;

б) улучшение условий смазки контактирующих поверхностей кольца и сепаратора;

в) перенесение направляющих бортов с наружного кольца на внутреннее, значительно улучшившее циркуляцию масла. При этом уменьшился барботаж масла и снизился температурный режим подшипника;

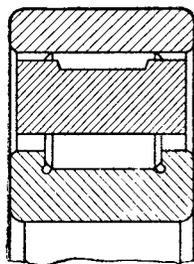
г) уменьшение веса подшипника по сравнению с подшипниками типа 32000.

Радиальные однорядные шарикоподшипники применяются в узлах компрессора (см. подшипники 2, 4 на фиг. 69). Они воспринимают большие осевые силы, возникающие за счет разности давлений газов в полости компрессора и в полости турбины. Для повышения осевой грузоподъемности внутренние зазоры в этих подшипниках увеличены. Подшипники имеют массивные сепараторы из бронзы или дуралюмина на заклепках, центрированные по наружному кольцу.

Шарикоподшипники радиально-упорные с четырех-, трех- и двухточечным контактом устанавливаются также в опорах компрессора (см. подшипники 2, 4 на фиг. 69). Данные подшипники наиболее полно удовлетворяют условиям работы в узлах, работающих при больших скоростях и больших осевых нагрузках. Они могут заменить радиальные шарикоподшипники в узлах компрессоров. Подробная характеристика этих подшипников приведена ниже.

Как отмечалось выше, конструкция сепаратора играет значительную роль в обеспечении нормальной работы подшипников в узле. Материал для изготовления сепараторов должен обладать высокой механической прочностью при удовлетворительных антифрикционных свойствах и малым удельным весом. Удовлетворительные результаты в этом отношении показывают алюминиевые сплавы Д1Т и АК4, бронзовые сплавы БрАЖМц10-3-1,5 и БрАЖН10-4-4, которые и применяют в высокоскоростных подшипниках.

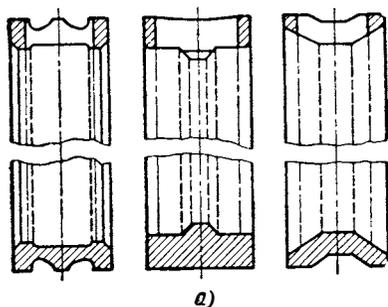
При разработке высокоскоростного подшипника большое внимание уделяется конструкции сепаратора, его высокой прочности и жесткости при возможно меньшем весе, добиваются, чтобы конструкция сепаратора обеспечивала легкий проход масла через подшипник.



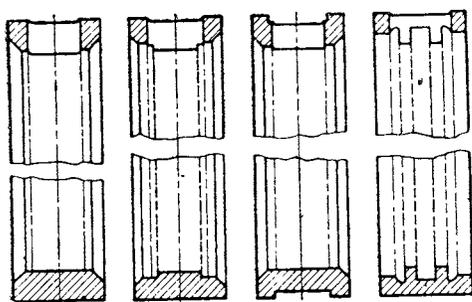
Фиг. 71. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами с центрированием сепаратора по дорожке качения наружного безбортового кольца.

Конструктивные разновидности сепараторов высокоскоростных подшипников приведены на фиг. 72.

Способы рационального центрирования сепаратора в подшипнике интересовали многих исследователей. Теоретические предположения, а также данные отечественной практики позволяют рекомендовать центрирование сепаратора по наружному невращающемуся кольцу, так как в этом случае более благоприятно решается вопрос смазки контактирующих поверхностей кольца и сепаратора. Вместе с тем центрирование сепаратора внутренним кольцом имеет свои положительные стороны, которые заключаются в меньших моментах сопротивления вращения сепаратора.



а)



б)

Фиг. 72. Сепараторы высокоскоростных подшипников.

а—для шарикоподшипников, б—для роликоподшипников.

Известно, что в главных опорах некоторых турбореактивных двигателей устанавливают шариковые и роликовые подшипники с центрированием сепаратора по внутреннему кольцу, что в каждом отдельном случае требует специального анализа.

В некоторых подшипниках предусматривают центрирование сепаратора по телам качения. Такая конструкция сепаратора в отдельных случаях дала положительные результаты.

При необходимости повышения срока службы того или иного типа подшипника следует стремиться сохранить его габаритные размеры, поскольку в этом случае сохраняется взаимозаменяемость узла, в котором он работал. В связи с этим можно наметить следующие пути увеличения ресурса подшипников турбореактивных двигателей:

1. Изготовление внутренних колец шарикоподшипников из трубной заготовки с последующей горячей раскаткой желоба. Использование наиболее плотных и чистых слоев трубы позволяет поднять усталостную прочность кольца примерно в 2—3 раза. Кроме того, профильная раскатка желоба исключает возможность

выхода концевых частей волокон металла на его рабочие поверхности.

2. Изготовление колец и тел качения из стали электрошлакового переплава. Такая сталь при высокой плотности металла менее загрязнена неметаллическими включениями, что позволяет поднять стойкость деталей в несколько раз.

3. Повышение грузоподъемности подшипника за счет:

а) увеличения размеров тел качения до конструктивно и технологически возможных пределов. В некоторых случаях это может привести к выступанию сепаратора за торцы колец;

б) внедрения радиально-упорных шарикоподшипников с четырех-, трех- и двухточечным контактом взамен радиальных в узлах с преобладающими осевыми нагрузками.

4. Изготовление роликоподшипников с бомбинами на роликах для предупреждения появления на краях дорожек качения кругового выкрашивания в местах касания кромок роликов.

5. Применение роликоподшипников с двухбортовым внутренним кольцом с центрированием сепаратора по дорожке качения наружного безбортового кольца в тех случаях, когда удовлетворительная работа роликоподшипников других типов не обеспечивается.

6. Повышение точности изготовления деталей подшипника.

7. Повышение чистоты рабочих поверхностей колец до 11-го класса по ГОСТу. Эксперименты показали, что при повышении чистоты рабочих поверхностей долговечность подшипника увеличивается.

8. Совершенствование технологии и методов контроля подшипников для своевременного обнаружения скрытых дефектов.

9. Создание возможно более благоприятных условий работы подшипника. Поэтому целесообразно осуществить следующие мероприятия в узлах двигателя:

а) снизить действующие на подшипники нагрузки для обеспечения нового ресурса работы, исходя из допускаемой расчетной грузоподъемности подшипников.

Как известно, наиболее нагруженным является подшипник опор компрессора, воспринимающий большие осевые усилия. В ряде случаев подшипники в данных узлах работают на пределе своей грузоподъемности. Столь высокая напряженность работы данного подшипника не всегда является оправданной, возникновение больших осевых нагрузок во многом зависит от конструкции двигателя, иногда она не учитывает необходимости некоторой разгрузки подшипника. Дело в том, что осевые нагрузки на опоры возникают за счет разности давлений газов в полостях компрессора и турбины. Соответствующим подбором конструкции и диаметров лабиринтов можно значительно изменить усилия, действующие на подшипник;

б) уточнить режимы работы подшипника замером фактических нагрузок, имеющих место в эксплуатации, с последующей ликви-

дацией разрывов между расчетными и фактическими действующими усилиями;

в) повысить жесткость посадочных мест для подшипников, у которых наблюдается усталостное выкрашивание дорожек качения, создать равножесткий по сечению корпус по всей ширине подшипника. Этот вопрос весьма важен, поскольку повышенные деформации корпуса увеличивают контактные напряжения на деталях подшипника и вызывают преждевременные усталостные повреждения;

г) подобрать масло, обеспечивающее работоспособность подшипников при заданных условиях;

д) заменить в узлах компрессоров радиальные однорядные шарикоподшипники радиально-упорными с разъемными внутренними или наружными кольцами с четырех-, трех- и двухточечным контактом, имеющим при тех же габаритах более высокую осевую грузоподъемность;

е) установить в главных опорах двигателей роликоподшипники с двухбортовым внутренним кольцом и направлением сепаратора по роликовой дорожке наружного безбортового кольца;

ж) обеспечить интенсивный отвод тепла от подшипника в опорах, работающих в области повышенных температур.

### **Характеристики высокоскоростных радиально-упорных шарикоподшипников с четырех-, трех- и двухточечным контактом**

Шариковые радиально-упорные подшипники с четырехточечным контактом имеют ряд преимуществ перед радиально-упорными подшипниками типа 36000, 46000, 66000 и радиальными шарикоподшипниками, позволяющими применять их в опорах двигателей, работающих на больших скоростях.

Желобы наружного и внутреннего колец четырехточечных подшипников имеют профиль, очерченный радиусами, смещенными относительно оси симметрии подшипника. Обычно в подшипнике с четырехточечным контактом радиус желоба внутреннего кольца равен  $(0,51 \div 0,525) d_{ш}$ , а радиус желоба наружного кольца  $(0,53—0,54) d_{ш}$ , где  $d_{ш}$  — диаметр шарика. Уменьшение радиуса желоба на внутреннем кольце по сравнению с наружным вызывает снижение контактных напряжений на внутреннем наиболее нагруженном кольце.

К числу основных преимуществ четырехконтактных подшипников относятся следующие:

а) увеличенное (по сравнению с радиальными однорядными шарикоподшипниками) количество шариков, а следовательно, повышенная грузоподъемность;

б) наличие массивного беззаклепочного сепаратора;

в) возможность нагружения осевыми усилиями в двух направлениях (в отличие от обычных радиально-упорных шарикоподшип-

ников, способных воспринимать только односторонние осевые силы);

г) уменьшенные внутренние зазоры по сравнению с обычными радиально-упорными шарикоподшипниками.

Обычно сепараторы в четырехточечных подшипниках изготавливают из бронзы БрАЖМц10-3-1,5, дуралюмина Д1Т или сплава АК4.

Центрируют сепаратор в большинстве случаев бортами наружного кольца. Такое центрирование имеет определенные преимущества по сравнению с центрированием сепаратора по внутреннему кольцу, что подтверждено достаточным количеством экспериментальных данных.

Центрирование сепаратора на шариках не получило широкого распространения. Такую конструкцию сепаратора имеют лишь отдельные подшипники.

Основным недостатком подшипников с четырехточечным контактом является сложная кинематика движения шариков, а также несколько повышенное при работе собственное тепловыделение.

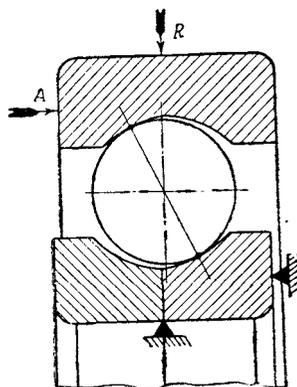
Установлено, что нормальная работа подшипников с четырехточечным контактом на высоких скоростях вращения достигается лишь в тех случаях, когда во время работы тело качения имеет контакт в двух точках (фиг. 73) — одна точка на внутреннем кольце и одна точка на наружном (при трех точках контакта подшипник может нормально работать при низких числах оборотов).

Возникновение третьей дополнительной точки контакта на ненагруженной стороне беговой дорожки кольца нарушает необходимое соотношение между силами трения, качения и скольжения шариков. Нарушение этого соотношения влечет за собой повреждение дорожек качения колец и вызывает возникновение дополнительных сил, действующих на сепаратор.

Во избежание трехточечного контакта в подшипнике следует обратить внимание на наличие в нем необходимой величины внутренних зазоров (радиального или осевого).

Эти зазоры устанавливают таким образом, чтобы не только выравнивать величины углов контакта тел качения на внутреннем и наружном кольцах подшипника, но и обеспечить некоторую свободу перемещения шариков для того, чтобы они могли отрываться от ненагруженной стороны дорожки качения.

В настоящее время нет достаточных данных для установления величины зазора, на который должен отойти шарик от нагру-

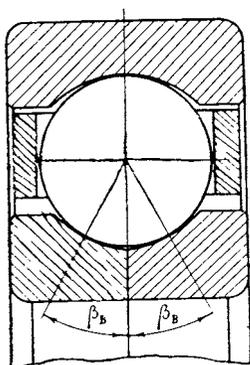


Фиг. 73. Шарикоподшипник с четырехточечным контактом, у которого имеет место двухточечное касание шариков с кольцами.

$R$ —радиальная сила,  $A$ —осевая сила.

женной стороны дорожки качения с тем, чтобы в процессе работы подшипника не появилась бы дополнительная точка контакта. Этот вопрос можно решить только экспериментальным путем, причем необходимо учесть такие факторы, как соотношение осевой и радиальной нагрузок, действующих на подшипник, и скорость его вращения.

Дальнейшее требование конструкторов двигателей повышения скоростей вращения подшипников обусловило необходимость поиска новых конструкций радиально-упорных подшипников, которые сочетали бы в себе преимущества подшипников с четырехточечным контактом и обычных радиально-упорных.



Фиг. 74. Шарикоподшипник радиально-упорный с трехточечным контактом.

В результате этих поисков появились подшипники с трехточечным контактом (фиг. 74). У подшипников с трехточечным контактом угол контакта равен  $26^\circ$ , разъемное внутреннее кольцо с профилем желоба таким же, как и во внутреннем кольце подшипника с четырехточечным контактом (профили образованы дугами окружностей, центры которых не находятся на оси симметрии подшипника). Желоб наружного неразъемного кольца имеет обычный профиль, образованный дугой окружности, центр которой лежит на оси симметрии подшипника.

При отсутствии осевой силы тело качения в таком подшипнике имеет две точки касания на внутреннем кольце и одну — на наружном кольце. Подшипники с трехточечным контактом так же, как и подшипники с четырехточечным контактом, рассчитаны на нагрузки, в которых преобладают осевые усилия, действующие в обоих направлениях. В этих подшипниках применяются сепараторы таких же конструкций, как и в подшипниках четырехточечных.

Нормальная работа подшипника с трехточечным контактом на повышенных скоростях вращения (так же, как и четырехточечных подшипников) достигается при условии касания тел качения в двух точках (одна точка на внутреннем и одна на наружном кольце). Это условие в подшипнике с трехточечным контактом обеспечить легче, поскольку третья точка касания тел качения может возникнуть только на внутреннем кольце, тогда как в подшипниках с четырехточечным контактом необходимо предупредить появление третьей точки контакта как по внутреннему, так и по наружному кольцам.

Другим преимуществом подшипников с трехточечным контактом является более простая кинематика вращения шариков.

В некоторых случаях при высоком числе оборотов, даже при легком периодическом касании шариков ненагруженной стороны

кольца, наблюдаются местные повреждения дорожки качения, а также появления дополнительных сил, действующих на сепаратор.

Полностью избежать трехточечного касания в подшипниках с четырех- и трехточечным контактом практически нельзя, что объясняется в первую очередь проявлением гироскопических эффектов при вращении изделия, в котором установлен узел с подшипником.

Это обстоятельство и натолкнуло конструкторов на разработку радиально-упорного подшипника с двухточечным контактом (фиг. 75) с углом контакта  $20 \div 26^\circ$  и с разъемным внутренним кольцом. Профили желобов колец подшипников являются дугами окружностей, центры которых расположены на оси симметрии подшипника.

Кинематика вращения подшипников с двухточечным контактом аналогична кинематике обычных радиально-упорных подшипников. В связи с этим собственное тепловыделение в этих подшипниках стало меньше, чем в подшипниках с четырех- и трехточечным контактом.

В двухточечных подшипниках применяют сепараторы таких же конструкций, как и в подшипниках с четырех- и трехточечным контактом.

К недостаткам подшипников этой конструкции следует отнести большие внутренние зазоры, необходимые для обеспечения заданного угла контакта в подшипнике, а также то, что они не могут быть применены при чисто радиальных нагрузках.

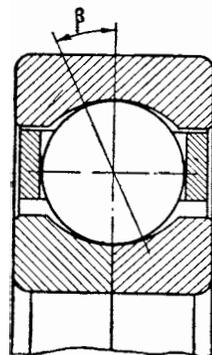
Новый тип подшипников с двухточечным контактом применяется в опорах турбореактивных двигателей.

Как уже отмечалось, у подшипников с четырех- и трехточечным контактом при определенном соотношении размеров внутренних элементов подшипников и недостаточных радиальных зазорах (осевой игры) может возникать третья точка касания шариков. Если это явление допускается для подшипников, работающих на малых и средних числах оборотов, то оно совершенно нежелательно при высоких скоростях вращения.

Рассмотрим подшипник с четырехточечным контактом (фиг. 76) и определим предельные условия, при которых касание шариков с кольцами происходит в трех точках. Полагаем, что контактирование всех шариков с кольцами происходит под одинаковыми углами к оси подшипника.

Углы контакта на внутреннем кольце по заданным геометрическим размерам деталей определяют из треугольника  $OKK_1$ .

Обозначим  $KK_1$  через  $x_B$ .



Фиг. 75. Шарико-подшипник радиально-упорный с двухточечным контактом.

$$\text{Определим } OK = r_B - \frac{d_{ш}}{2};$$

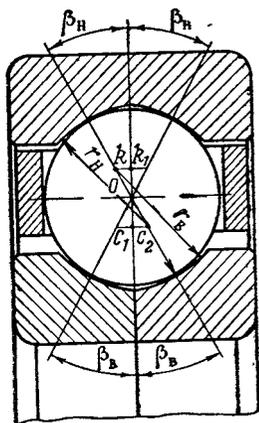
$$\beta_B = \arcsin \frac{x_B}{r_B - \frac{d_{ш}}{2}}. \quad (1)$$

По аналогии определим угол контакта на наружном кольце. Обозначим  $C_1C_2$  через  $x_H$ .

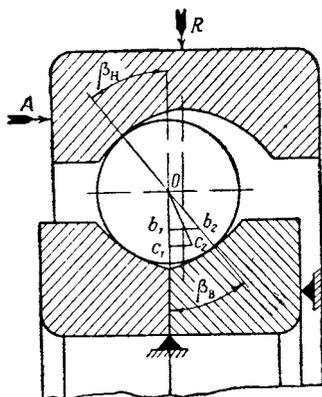
$$\text{Определим } oc_2 = r_H - \frac{d_{ш}}{2};$$

$$\beta_H = \arcsin \frac{x_H}{r_H - \frac{d_{ш}}{2}}. \quad (2)$$

По формуле (1) можно определить угол контакта на внутреннем кольце в подшипниках с трехточечным контактом.



Фиг. 76. Шарикоподшипник радиально-упорный с четырехточечным контактом.



Фиг. 77. Шарикоподшипник с четырехточечным контактом, в котором при определенных условиях касание шариков с кольцами происходит в трех точках.

Осевые усилия при наличии определенных внутренних зазоров смещают наружное кольцо подшипника относительно внутреннего.

В четырехточечных подшипниках при осевом смещении колец шарики будут оставаться прижатыми к тому кольцу, у которого угол контакта по геометрическим размерам (без учета внутренних зазоров) больше. Поскольку радиус желоба внутреннего кольца меньше, чем наружного, то возможность больших углов контакта на внутреннем кольце более вероятна, в связи с чем будет рассмотрен этот случай.

Шарики останутся прижатыми к внутреннему кольцу до тех пор, пока углы контакта на наружном и внутреннем кольцах не станут одинаковыми, т. е.  $\beta'_H = \beta_B$  (фиг. 77).

При выравнивании углов  $\beta_H$  и  $\beta_B$  наступает предельное условие трехточечного касания. Внутренние зазоры, определяющие предельное условие трехточечной работы в четырехконтактном подшипнике, находят из треугольников  $oc_1c_2$  и  $ob_1b_2$ . В этих треугольниках  $oc_2 = ob_2$ .

Обозначим  $c_1c_2$  через  $x_H$ , тогда  $b_1b_2 = x_H + \frac{S}{2}$ ;

$$oc_1 = ob_1 + \frac{\rho}{2};$$

$$\rho = (2r_H - d_{ш}) (\cos \beta_H - \cos \beta'_H); \quad (3)$$

$$s = (2r_H - d_{ш}) (\sin \beta'_H - \sin \beta_H), \quad (4)$$

$\rho$  — радиальный зазор в подшипнике;  
 $S$  — осевая игра в подшипнике.

Здесь  $\beta'_H$  определяют по формуле (2),  
 $\beta_H = \beta_B$  определяют по формуле (1).

Для конструкторских расчетов в формулах (3) и (4) следует принимать

$$\beta_{H \min}; \beta_{B \max}; r_{H \max}; d_{ш \min}.$$

При внутренних зазорах, больших, чем те, которые необходимы для выравнивания углов контакта на кольцах, шарики начнут отрываться от ненагруженной стороны дорожки качения внутреннего кольца и подшипник будет работать при нормальном двухточечном касании (см. фиг. 73).

Таким образом, для исключения трехточечного касания при заданных размерах внутренних элементов подшипники следует применять с внутренними зазорами больше тех, которые определяют предельные условия трехточечной работы подшипника, т. е. больше подсчитанных по формулам (3) и (4).

Если же фактические зазоры в подшипниках с четырехточечным контактом будут меньше подсчитанных по формулам (3) и (4), то при определенных сочетаниях размеров внутренних элементов подшипника может иметь место трехточечное касание.

В подшипниках с трехточечным контактом соответствующий угол контакта на наружном кольце обеспечивается за счет внутренних зазоров. Внутренние зазоры, характеризующие предельные

условия трехточечного касания в таких подшипниках, определяются из треугольников  $ob_1b_2$  (фиг. 78), в котором

$$ob_2 = r_n - \frac{d_{ш}}{2};$$

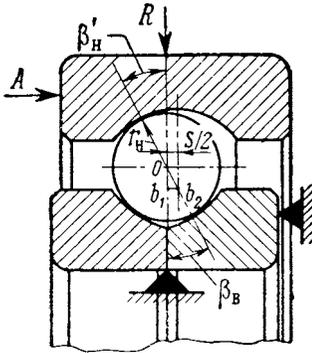
$$b_1b_2 = \frac{s}{2};$$

$$ob_1 = \left( r_n - \frac{d_{ш}}{2} \right) - \frac{\rho}{2};$$

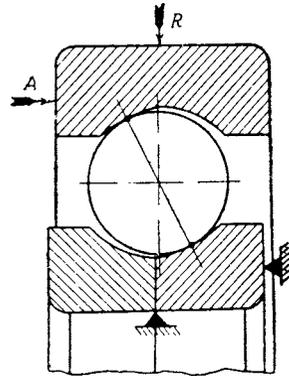
$$\rho = (2r_n - d_{ш}) (1 - \cos \beta'_n); \quad (5)$$

$$s = (2r_n - d_{ш}) \sin \beta'_n, \quad (6)$$

где  $\beta'_n = \beta_B$  и определяется по формуле (1).



Фиг. 78. Шарикоподшипник с трехточечным контактом.



Фиг. 79. Шарикоподшипник с трехточечным контактом, в котором при определенных условиях касание шариков с кольцами происходит в двух точках.

Для конструкторских расчетов в формулах (5) и (6) следует брать  $\beta'_{n \max}$ ;  $r_{n \max}$ ;  $d_{ш \min}$ .

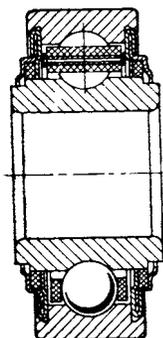
Для обеспечения двухточечного касания (фиг. 79) в подшипнике с уже установленными размерами необходимо, чтобы внутренние зазоры, предусмотренные техническими условиями, превышали полученные по формулам (5) и (6).

### Подшипники вертолетов

По условиям работы и степени ответственности узлов подшипники вертолетов наиболее близко подходят к тяжело нагруженным, высокоскоростным подшипникам, хотя они и не работают при больших числах оборотов.

В современных вертолетах находят применение почти все типы подшипников. Вместе с тем, вертолеты имеют ряд узлов, где устанавливают подшипники, специально созданные для данных условий работы. К ним в первую очередь относятся подшипники автомат-перекоса, подшипники втулок несущих винтов и подшипники с двухсторонним уплотнением (фиг. 80), на которых устанавливают трансмиссионные валы.

В автомат-перекосе устанавливают радиально-упорные двухрядные шарикоподшипники (фиг. 81), которые воспринимают большие осевые усилия, возникающие от несущего винта; нагрузка



Фиг. 80. Шарикоподшипники радиальные с двусторонним фетровым уплотнением.



Фиг. 81. Шарикоподшипники радиально-упорные двухрядные.

передается через выворачивающий момент, приложенный к наружному кольцу подшипника.

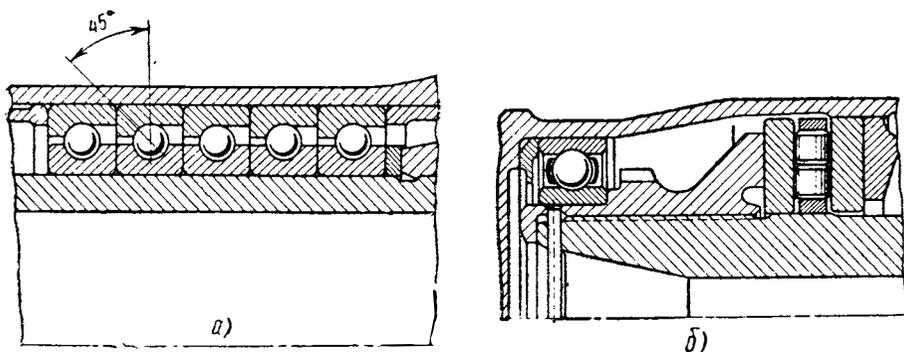
По характеру приложения этой нагрузки нельзя определить долговечность подшипника обычным расчетным путем. Условием достаточной грузоподъемности подшипника при его работе в новых конструкциях вертолетов является такое максимальное контактное напряжение на внутреннем кольце, которое не превосходит напряжений на уже проверенных конструкциях.

Опыт доводки подшипников автомат-перекосов показывает, что большое влияние на стойкость подшипника оказывает жесткость корпуса (тарелки), в который посажен подшипник. Так, в процессе эксплуатации подшипника отмечено преждевременное усталостное выкрашивание на дорожках качения колец.

Проведенные расчеты показали, что при существующем недостаточно жестком корпусе максимальные контактные напряжения в подшипнике вследствие деформации могут в два раза превосходить допускаемые. Усиление жесткости тарелки автомат-перекоса, а также улучшение технологии изготовления подшипника (в част-

ности, изготовление внутренних колец из трубной заготовки с выкаткой желоба) исключили случаи преждевременного выкрашивания дорожек качения колец подшипников.

Вопрос о рациональном выборе подшипников, воспринимающих большие осевые усилия в условиях качательного движения с амплитудами  $4-5^\circ$ , для осевых шарниров втулок несущих винтов требует детального исследования. Установлено, что при определенных конструктивных оформлениях узлов наиболее выгодным является установка многорядных (трех-, четырех-, пяти- и шестирядных) шариковых радиально-упорных подшипников с большим углом контакта (фиг. 82, а); в некоторых случаях более целесообразно устанавливать роликовые упорные подшипники в сочетании с шариковым радиальным (см. фиг. 82, б).



Фиг. 82. Схема установки подшипников во втулках несущих винтов.

а—многорядных радиально-упорных шарикоподшипников, б—упорного роликового подшипника в сочетании с шариковым радиальным.

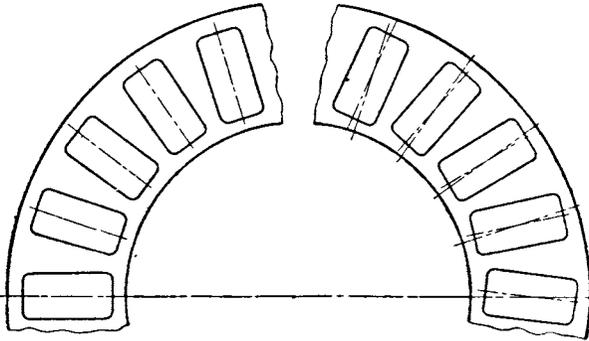
Геометрические размеры внутренних элементов многорядного шарикоподшипника (диаметр шариков, радиус желобов и др.) должны выбираться из расчета получения возможно меньших контактных напряжений на кольцах при максимальных нагрузках.

Удовлетворительная работа многорядного подшипника во многом зависит от того, насколько правильно установлены углы контакта в каждом подшипнике комплекта, а также от точности сборки комплекта по заданным условиям. Одинаковая стойкость каждого подшипника при равномерном их нагружении является решающим фактором высокой долговечности таких подшипников. Малейшая перегрузка одного из подшипников во время работы приводит к выводу из строя всего комплекта; к таким же результатам приведет пониженная стойкость одного из подшипников комплекта, вызванная или конструктивной недоработкой, или нарушением технологии изготовления подшипника.

При необходимости установки многорядных подшипников следует прежде всего правильно определить условия, обеспечивающие под действием рабочей нагрузки в каждом подшипнике

комплекта одинаковые контактные напряжения. Для этого задают необходимые параметры (зазоры, углы контакта и др.) подшипника, изготавливают и проводят экспериментальные исследования.

Долговечность упорных роликовых подшипников для осевых шарниров втулок несущих винтов вертолетов можно повысить за



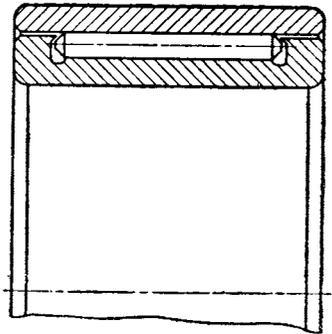
Фиг. 83. Сепаратор с перекошенными гнездами роликоподшипника упорного.

счет применения подшипника, у которых гнезда сепаратора выполнены под некоторым углом относительно линии, проходящей через центр гнезда и центр подшипника (фиг. 83). В таких подшипниках сепаратор при качательном движении совершает наряду с циклическими колебаниями вместе с подвижным кольцом также медленное вращение в направлении, противоположном наклону роликов.

Наличие в упорном подшипнике дополнительного вращательного движения позволяет уменьшить число циклов напряжений, испытываемых каждой точкой дорожки качения, в результате чего срок службы такого подшипника резко повышается.

Известны две конструкции упорных подшипников с повернутыми роликами. В первой конструкции все ролики повернуты на незначительный угол ( $\approx 45'$ ), а в другой — несколько роликов (2—3) повернуты на больший угол ( $\approx 5^\circ$ ). Испытания показали, что работоспособность упорных подшипников с «повернутыми» роликами существенно зависит от скорости непрерывного смещения сепаратора,

причем на определенных скоростях износ колец и роликов будет минимальный; дальнейшее повышение скоростей вращения сепаратора является нежелательным, поскольку это приводит к повы-



Фиг. 84. Игольчатый подшипник с нерассыпающимися иглами.

шению коэффициента трения и к более интенсивному износу дорожек качения колец.

Обеспечить стабильную работу подшипников, у которых 2—3 ролика с углом наклона  $5^\circ$ , в диапазоне оптимальных скоростей смещения сепараторов не представляется возможным, что является существенным недостатком этих подшипников по сравнению с подшипниками, у которых все ролики наклонены на небольшой угол. Кроме того, у последних подшипников меньше потери на трение.

В узлах втулок несущих винтов применяют также игольчатые подшипники с нерассыпающимися иглами (фиг. 84). Такие подшипники удобны в эксплуатации, так как исключается перепутывание игл при монтаже и демонтаже узлов.

## 2. МАЛОНАГРУЖЕННЫЕ ВЫСОКОСКОРОСТНЫЕ ШАРИКО- И РОЛИКОПОДШИПНИКИ

Подшипники этой группы в основном применяются в агрегатах авиационных конструкций и в большей части состоят из подшипников малых и средних габаритных размеров, работающих при высоких скоростях вращения.

В авиационных агрегатах применяются почти все известные типы подшипников (см. гл. I). Однако наибольшее распространение получили следующие типы:

- 1) шарикоподшипники радиальные однорядные закрытого типа;
- 2) шарикоподшипники радиальные однорядные;
- 3) шарикоподшипники радиально-упорные;
- 4) роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами.

Подшипники этих типов в большинстве случаев смазываются консистентной смазкой; в ряде агрегатов, где применение таких смазок не может обеспечить удовлетворительную работу узлов, применяются жидкие масла с циркуляционной системой смазки.

Подшипники, эксплуатирующиеся на высоких скоростях вращения, т. е. на таких числах оборотов, которые близки к предельным по каталогу или превосходят их, имеют, как правило, облегченные массивные сепараторы из цветного металла или текстолита. Существуют подшипники, у которых сепараторы выполнены из графитизированной стали.

Сепараторы высокоскоростных подшипников центрируют по наружному кольцу.

Если для работы на высоких числах оборотов нельзя подобрать подшипник из существующих, то необходимо либо усовершенствовать конструкцию какого-либо типа подшипника, либо конструкцию подшипникового узла.

## Подшипники электроагрегатов

Конструкция современного электроагрегата (генераторы, стартер-генераторы, электромашины и т. п.) предусматривает установку двух шариковых подшипников преимущественно закрытого типа (фиг. 85). При этом подшипник, устанавливаемый со стороны привода, как правило, зафиксирован и воспринимает наряду с радиальными также и осевые нагрузки; подшипник, удаленный от привода, является плавающим, перемещающимся в осевом направлении. Для предупреждения выхода из строя подшипников вследствие осевого зажатия в конструкции опор электроагрегата предусматривают узел, способный компенсировать температурные удлинения вала.

Опыт эксплуатации показывает, что наиболее часто из строя выходит плавающий подшипник, хотя он и менее напряжен по условиям работы. Плавающий подшипник, как правило, уступает по грузоподъемности другому подшипнику и в критических условиях работы оказывается менее прочным для восприятия осевых перегрузок.

Анализ условий работы подшипников в узлах электроагрегатов приводит к выводу о целесообразности замены в незакрепленной в осевом направлении опоре шарикового подшипника на роликовый подшипник типа 2000 или 32000.

Такая схема установки подшипников имеет два основных преимущества:

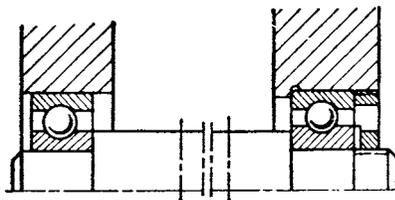
а) в узел устанавливают подшипник с повышенной радиальной грузоподъемностью, кроме того, обладая линейным контактом, роликовый подшипник менее требователен к смазке;

б) установка роликового подшипника позволяет осуществить опору, плавающую независимо от посадки подшипника, что исключит возможность осевого распора подшипников при нагреве.

Внедрение такой схемы требует определенных конструктивных доработок, однако можно считать, что применение роликового подшипника является реальным путем повышения работоспособности узлов электроагрегатов.

В электроагрегатах применяют большое количество шарикоподшипников закрытого типа, заполняемых при сборке консистентной смазкой.

Подшипники закрытого типа выпускают двух разновидностей: с уплотнениями в виде металлических шайб, запрессованных в наружное кольцо подшипника (фиг. 86, а) и с более качественным уплотнением мембранного типа (фиг. 86, б). В первой из указан-



Фиг. 85. Схема установки подшипников в опорах электроагрегата.

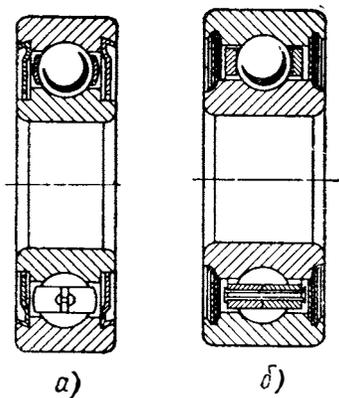
ных конструкций применяют, как правило, стальной штампованный сепаратор; подшипники с уплотнениями мембранного типа имеют массивный сепаратор, изготовленный из высококачественного текстолита на шифоновой или батистовой основе.

Механические характеристики текстолита имеют весьма высокие показатели; так, например, временное сопротивление разрыву (по основе) при статической нагрузке принято не менее  $700 \text{ кг/см}^2$ .

Подшипник с двусторонним уплотнением применяют, если необходимо защитить его от щеточной пыли. Подшипники с текстолитовым сепаратором более предпочтительны в узлах, работающих с повышенными скоростями вращения.

Подшипники в электроагрегатах работают при сравнительно высоких скоростях вращения, характеризуемых значением  $dn = 350\,000 \div 400\,000 \text{ мм об/мин}$ ; в некоторых случаях  $dn = 450\,000 \div 500\,000 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$ .

Практика эксплуатации закрытых подшипников на консистентной смазке показывает, что дальнейшее увеличение чисел их оборотов сопряжено с большими трудностями; по-видимому, скорости вращения, определяемые значением  $dn = 600\,000 \text{ мм об/мин}$ , являются пока что критическими. Для повышения скоростей вращения потребуются новые, более эффективные смазочные материалы.



Фиг. 86. Шарикоподшипник радиальный однорядный.

а—с двумя защитными шайбами, б—с двусторонним уплотнением.

Как известно, смазка выполняет следующие основные функции:

- а) уменьшает трение при скольжении внутри подшипника;
- б) отводит тепло, образуемое внутри подшипника и, как следствие, предупреждает его перегрев;
- в) защищает поверхности качения от всякого рода вредных реагентов.

Уменьшение трения при скольжении может быть обеспечено, если между поверхностями, находящимися в относительном движении, имеется пленка масла. Трение, появляющееся при работе подшипника, приводит к нагреву последних; этот нагрев не должен быть чрезмерным.

В подшипниках, эксплуатирующихся на высоких числах оборотов, выделение тепла происходит весьма интенсивно, в связи с чем роль смазки, как теплоотводящего тела, приобретает для них особое значение. Для данных целей жидкое масло пригодно в большей степени, чем консистентные смазки, поэтому применение масел позволяет обеспечить работу подшипников на более высоких скоростях вращения. Для подшипников, работающих на консистентных смазках, нужно соблюдать определенные условия,

чтобы исключить излишнее тепловыделение и создать наиболее благоприятные условия для эффективного отвода тепла. Здесь в первую очередь нужно обратить внимание на то, чтобы не закладывать чрезмерно много смазки внутрь подшипника, ибо это приводит к повышенному сопротивлению перемещения тел качения и, как следствие, к интенсивному образованию тепла.

При выборе консистентной смазки следует учитывать режимы работы подшипника: скорость вращения, рабочие нагрузки, температуру среды, в которой должен работать подшипник. При больших скоростях вращения необходимо, чтобы смазка не препятствовала в заметной степени движению вращающихся частей, так как это приводит к торможению и перегреву. Однако это не означает, что смазка должна быть пониженной вязкости.

При работе подшипника смазка сразу отесняется с пути движения тел качения; при этом большая часть смазочного вещества отбрасывается к бокам и слегка захватывается подвижными частями, обеспечивая достаточное их смазывание.

Слишком жидкая смазка будет непрерывно захватываться при вращении и, несмотря на отеснение, будет постоянно возвращаться к телам качения. Смазка как бы месится, что приводит к ее разложению и потере рабочих характеристик.

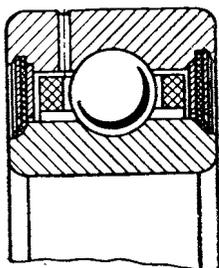
Очень важно всегда поддерживать определенное количество смазывающего вещества внутри подшипника. Излишек консистентной смазки является одной из основных причин перегрева подшипника. Наоборот, недостаточное заполнение подшипника смазкой может привести к сокращению срока его службы. В быстроходных подшипниках следует заполнять  $\frac{1}{3}$  внутреннего свободного пространства подшипника; при небольшой скорости вращения избыток смазки не представляет опасности.

При появлении каких-либо дефектов на рабочих поверхностях колец и тел качения сопротивление трению значительно возрастает в результате чего подшипник выходит из строя. Точечные очаги ржавчины являются типичным примером дефектов такого рода. Поэтому поверхность подшипника должна быть постоянно защищена пленкой смазочного материала.

Основными смазками подшипников, применяемыми в агрегатах при обычных температурах, являются смазка ОКБ-122-7 и литиевая смазка ЦИАТИМ-201. Эти смазки в основном удовлетворительно обеспечивают работоспособность подшипников.

За последнее время значительно усложнились режимы работы подшипников ряда электроагрегатов: увеличились скорости вращения опор, повысились нагрузки на подшипники и требования к срокам их службы. В связи с этим возникли значительные трудности в обеспечении длительной работоспособности подшипников на обычных консистентных смазках. Осуществление в таких агрегатах циркуляционной системы специальными жидкими маслами в большинстве случаев оказалось невозможным, так как при этом увеличиваются габариты и вес агрегата.

Возникла необходимость искать другие пути обеспечения работоспособности подшипников. При исследовании всех особенностей работы подшипников на консистентных смазках было установлено, что характеристики смазки значительно влияют на работоспособность подшипников при высоких скоростях вращения, поэтому правильный выбор смазки для конкретных условий является залогом успешной работы подшипника. Доказано, что работоспособность подшипников на повышенных скоростях вращения на консистентных смазках ниже, чем при смазке и охлаждении жидкими маслами. Так, максимальными числами оборотов, на которых может быть обеспечена устойчивая работа на консистентной смазке подшипника легкой серии с внутренним диаметром 30 мм, следует считать 12 000 об/мин; на более высоких скоростях (до 16 000 об/мин) подшипники могут работать непродолжительное время и при скоростях до 20 000 об/мин срок службы подшипника исчисляется несколькими часами. Вместе с тем аналогичные подшипники на жидких маслах надежно эксплуатируются в ряде изделий при скоростях до 40 000 об/мин.



Фиг. 87. Шарикоподшипник радиальный с двусторонним уплотнением, с отверстием в наружном кольце для подвода смазки.

Экспериментами доказано, что от количества заложенной в закрытый подшипник смазки зависит срок службы подшипника. Пополняя смазку через определенное число часов работы, удалось значительно увеличить время работы подшипника, причем предварительная промывка подшипника не проводилась. Добавлять в подшипник можно не только консистентную смазку, но и жидкое масло, на основе которого данная смазка приготовлена; эффект получается аналогичный.

Для пополнения подшипника смазкой в наружном кольце можно предусмотреть отверстие для смазки (фиг. 87).

Вопрос о том, какой сепаратор является предпочтительнее в подшипнике, работающем на консистентной смазке — стальной штампованный или массивный точеный — пока не разрешен. Теоретические предпосылки — в пользу штампованного сепаратора; такой подшипник не требует смазки контактирующих поверхностей кольца и сепаратора, что исключительно важно. Кроме того, штампованный сепаратор занимает значительно меньший объем, в связи с чем можно увеличить норму закладки смазки в подшипник.

Основным недостатком штампованного сепаратора является сравнительно невысокая его прочность, что лишает возможности применять его в подшипниках большого количества электроагрегатов, где при высоких скоростях вращения вала работа агрегата происходит в условиях значительных вибрационных нагрузок.

В этой связи целесообразно создать конструкции штампованного сепаратора с более высокими механическими показателями.

До настоящего времени нет определенного мнения о том, должен ли подшипник, работающий на консистентных смазках, иметь увеличенные внутренние зазоры по сравнению с аналогичным подшипником, работающим на жидком масле.

Все же можно считать, что увеличение радиальных зазоров подшипников, работающих на консистентной смазке, является более приемлемым. Следует помнить, что введение в подшипник консистентной смазки при его сборке несколько уменьшает его первоначальные зазоры. Дальнейшая работа подшипника происходит в условиях медленного разложения смазочного материала. Продукты разложения в виде скоксовавшейся смазки откладываются на рабочих поверхностях, что, в свою очередь, приводит к дополнительному уменьшению внутренних зазоров. Как известно, консистентная смазка значительно меньше отводит тепло, образуемое при вращении подшипника, в связи с чем температурный режим закрытого подшипника более высокий, чем у аналогичного подшипника, работающего на жидком масле при идентичных режимах работы. Это обстоятельство создает большие температурные изменения деталей подшипника, работающего на консистентной смазке. Для исключения заклинивания такой подшипник должен иметь несколько увеличенные радиальные зазоры.

Закрытые подшипники, работающие на консистентных смазках, воспринимают в большинстве случаев сравнительно невысокие нагрузки, характеризуемые максимальным контактным напряжением на внутреннем кольце  $\sigma_{\max} = 17\,000 \text{ кг/см}^2$ . Это в какой-то степени объясняет то обстоятельство, что подшипники, как правило, выходят из строя не вследствие усталости материала колец и тел качения, как это имеет место в подшипниках, работающих на жидких маслах, а по причинам, связанным с потерей смазочным продуктом рабочих характеристик, приводящей к нарушению нормальных условий работы подшипника. Поэтому расчетный срок службы такого подшипника нельзя определять по известным формулам, по которым долговечность подшипника определяется временем до появления признаков усталости материала его деталей.

Методика расчета долговечности подшипников, работающих на консистентной смазке недостаточно проверена, поскольку весьма сложно аналитически определить срок службы смазки, заложенной в них. Поэтому долговечность таких подшипников устанавливают испытанием их в заданных условиях.

Ориентировочно возможность работы подшипника в заданном режиме можно оценить путем сравнения этого режима с аналогичным режимом работы подшипника, работоспособность подшипников на котором проверена на практике.

Как уже было отмечено, срок службы подшипников, работающих на консистентной смазке, меньше по сравнению с подшипниками, работающими на жидких маслах. Повышение ресурса этих

подшипников связано с увеличением продолжительности сроков службы консистентных смазок, и может быть решено путем создания новых, более стабильных смазочных материалов.

Кроме того, увеличение ресурса может достигаться путем проведения конструктивных мероприятий, главными из которых являются:

- 1) создание закрытых подшипников с увеличенной шириной колец по сравнению с нормальной, что позволит повысить срок их службы за счет дополнительного количества смазки, заложеной в них;
- 2) введение конструкций, позволяющих производить пополнение подшипника смазкой после определенной наработки;
- 3) внедрение в агрегаты роликовых подшипников.

### Подшипники для сверхвысоких чисел оборотов

Одной из наиболее трудных задач является создание подшипников, обеспечивающих устойчивую работоспособность сверхскоростных вращающихся опор турбомашин. Эти подшипники работают при 60 000 *об/мин* и выше.

Для ряда узлов потребовались подшипники для работы при 100 000—150 000 *об/мин*, с ресурсом до 1500 *час* и выше, причем в некоторых узлах они должны работать при повышенных температурах окружающей среды. Для решения этой задачи необходимо исследовать значительный комплекс вопросов по конструкции и точности изготовления подшипника и сопряженных узлов, детально изучить вопросы смазки и охлаждения подшипников и др.

При выборе подшипников, предназначенных для работы при сверхвысоких числах оборотов, должно быть обращено внимание на несколько решающих факторов, влияющих на их работоспособность, главными из которых являются:

- 1) конструкция подшипника и его деталей;
- 2) материал колец, тел качения, сепаратора;
- 3) оптимальные внутренние зазоры в подшипнике;
- 4) точность изготовления подшипника и посадочных мест;
- 5) система смазки и охлаждения подшипника.

Те конструктивные меры, которые принимаются для обеспечения работоспособности подшипников на умеренных скоростях, оказываются недостаточными для обеспечения работоспособности подшипников на сверхвысоких числах оборотов.

Подшипники, работающие в узлах турбомашин при сверхвысоких скоростях вращения, как правило, воспринимают осевые усилия; поэтому наиболее целесообразно для таких условий применять радиально-упорный шарикоподшипник с небольшим углом контакта 10—12°. Большие углы контакта не могут быть признаны целесообразными, поскольку возникает дополнительное скольжение шариков по дорожкам качения колец, вызывающее перегрев,

что приводит в конечном счете к преждевременному разрушению поверхностей качения.

Сепаратор сверхскоростного подшипника должен быть цельным, изготовленным из легкого высокопрочного материала (предпочтительными являются неметаллические материалы). Центрирование сепаратора должно быть осуществлено по наружному кольцу; хорошие результаты по некоторым данным дает также одностороннее центрирование (фиг. 88). Такая конструкция подшипника лучшим образом обеспечивает доступ смазки к контактирующим поверхностям кольца и сепаратора, а также прохождение ее через дорожки качения и шарики. Есть основание считать, что в сверхскоростных подшипниках следует устанавливать шарики меньшего диаметра, чем в обычных подшипниках. Это объясняется тем, что:

а) уменьшается тепловыделение при движении шарика по дорожке качения;

б) уменьшается нагрузка на наружное кольцо от центробежных сил шариков, которая в ряде случаев в сверхскоростных подшипниках определяет работоспособность подшипника;

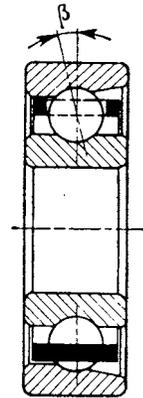
в) уменьшается возможность проскальзывания шариков по дорожкам качения, поскольку нагрузка между шариками распределяется более равномерно и каждый шарик прижат к дорожке качения при больших контактных напряжениях.

Вместе с тем значительное уменьшение диаметра шариков делает подшипник более чувствительным к перегрузкам, которые имеют место при работе турбомашин.

Из практики работы видно, что в правильно выбранной конструкции, но изготовленной с недостаточной точностью, возникают дополнительные неуравновешенности деталей подшипника, которые увеличиваются при работе на сверхскоростных числах оборотов, что в ряде случаев оказывается достаточным для разрушения подшипника.

Внутреннее вращающееся кольцо подшипника и шарики должны быть изготовлены с большой точностью, чтобы подшипник был менее чувствительным к вредным влияниям, имеющим место при работе на больших скоростях вращения. Рекомендуется выдерживать следующие допуски:

- а) торцовое биение при контроле на оправке не более 0,004 мм;
- б) радиальное биение не более 0,003 мм;
- в) боковое биение по дорожке качения при контроле на оправке не более 0,008 мм;
- г) разноразмерность шариков 0,0003 мм.

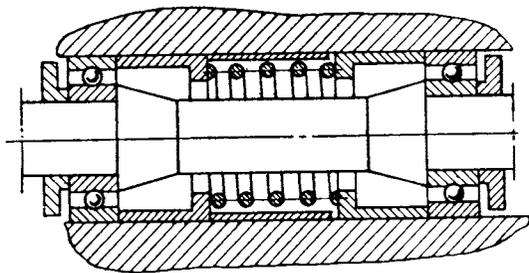


Фиг. 88. Шарикоподшипник радиально-упорный с односторонним центрированием сепаратора по бортам наружного кольца.

Высокая точность изготовления посадочных мест во многом способствует удовлетворительной работе подшипника. Рекомендуется выдерживать чистоту и точность изготовления посадочных мест:

- а) чистота поверхности вала  $\nabla 9$ ;
- б) овальность и конусность вала не более 0,002 мм;
- в) овальность и конусность корпуса не более 0,004 мм;
- г) биение упорного торца вала не более 0,003 мм;
- д) несоосность посадочных мест не более 0,003 мм (по валу) и 0,005 (по корпусу).

На сверхвысоких числах оборотов шариковые подшипники работают более устойчиво, когда их устанавливают с некоторым предварительным натягом.



Фиг. 89. Установка пружины для получения предварительного натяга в подшипниках.

Предварительное осевое нагружение значительно повышает жесткость узла путем выборки внутренних зазоров в подшипнике, а также ограничивает возможность перекоса подшипника. Такая установка подшипников улучшает вибрационные характеристики опоры и, как следствие, уменьшает динамическую неуравновешенность нагрузки при высоких числах оборотов.

Предварительный натяг в подшипнике осуществляется с помощью демпфирующих устройств, в частности, постановкой распирающих пружин (фиг. 89). Пружину целесообразно ставить таким образом, чтобы она раздвигала наружные кольца в разные стороны. Упор пружины во внутренние кольца не рекомендуется, так как при температурных расширениях вала возможно радиальное смещение внутреннего кольца, вследствие чего нарушится нормальный процесс теплопередачи к валу.

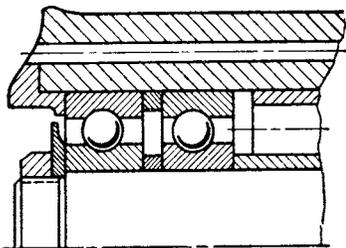
При больших нагрузках на быстровращающиеся опоры устанавливают спаренные подшипники (фиг. 90); применение в этих случаях подшипников больших габаритов нельзя признать целесообразным в связи с трудностью обеспечения их работоспособности.

Для того чтобы спаренные подшипники работали наиболее эффективно, необходимо обеспечить равномерное распределение

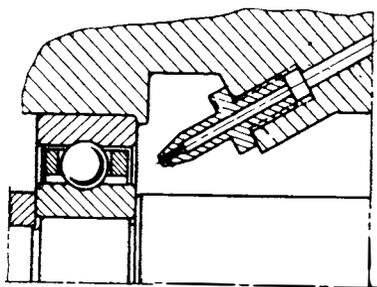
нагрузки между ними. Это достигается за счет индивидуальной подгонки подшипников, входящих в комплект.

Так, например:

- а) углы контакта в подшипниках комплекта должны отличаться не более чем на  $2^\circ$ ;
- б) осевая игра в подшипниках комплекта должна отличаться не более чем на  $0,005$  мм;
- в) желательна сборка подшипников комплекта с шариками одной сортировочной группы;
- г) особое внимание должно придаваться точности изготовления опорных торцов колец подшипника и промежуточных шайб;



Фиг. 90. Применение спаренных подшипников при больших нагрузках.



Фиг. 91. Схема подачи масла к подшипникам при помощи форсунки.

д) условия смазки и охлаждения подшипников комплекта должны быть одинаковыми.

Экспериментально установлено, что при работе на больших скоростях вращения основное назначение смазки заключается в эффективном отводе тепла, образуемом при работе подшипника. Для непосредственного смазывания трущихся элементов подшипника требуется значительно меньшее количество смазывающих материалов, чем обычно подается к высокоскоростному подшипнику.

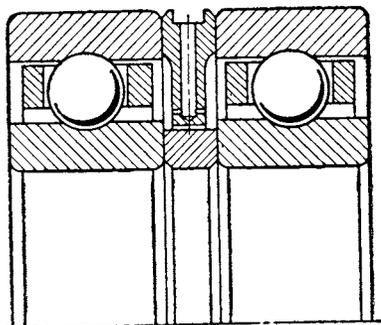
Смазку и охлаждение сверхскоростных подшипников можно осуществить с помощью следующих основных систем:

- 1) струйной смазки при помощи форсунки;
- 2) смазки с помощью фитилей;
- 3) смазки масляным туманом;
- 4) шнековой системы.

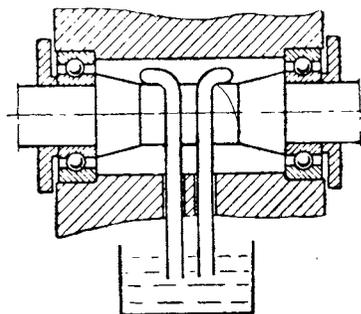
Подача смазки при помощи форсунок, расположенных по окружности подшипников (фиг. 91), является проверенной системой, дающей положительные результаты, особенно в тех узлах, где наряду с высокими скоростями вращения подшипники воспринимают значительные нагрузки. При таком способе можно регулировать количество подаваемого к подшипнику масла. Струйная

система смазки допускает более высокие рабочие температуры, чем смазка при помощи фитилей и масляного тумана, в связи с чем она становится единственно возможной при конструировании подшипниковых узлов, работающих при повышенных температурах. Масло в подшипник целесообразно подавать с двух сторон, причем при установке в узле опоры двух подшипников форсунку следует располагать между подшипниками (фиг. 92).

Фитильная смазка (фиг. 93) является весьма эффективной для сверхвысокоскоростных подшипников. С помощью фитилей к подшипнику может быть подано достаточное количество смазки,



Фиг. 92. Схема расположения масляных форсунок в случае применения спаренных подшипников.



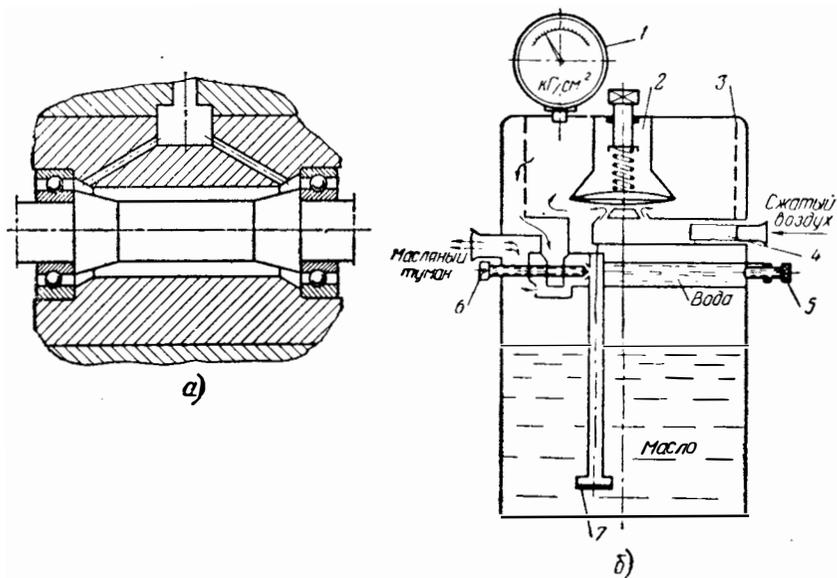
Фиг. 93. Схема фитильной смазки.

причем фитиль одновременно является и фильтром. Питание фитиля можно осуществить либо от специальной фетровой прокладки, пропитанной маслом, либо от резервуара.

Смазку масляным туманом (фиг. 94, а) применяют для сверхскоростных вращающихся опор. Такую смазку осуществляют с помощью системы, состоящей из масляного распылителя, резервуара воздуха, воздушного редукционного клапана, воздушного фильтра и соответствующих трубопроводов (см. фиг. 94, б). При такой системе расход масла весьма небольшой. Данная система смазки удобна еще и тем, что она эффективно охлаждает подшипник, а также удаляет из него посторонние частицы и продукты износа. Ее обычно не применяют для подшипников, работающих при высоких температурах окружающей среды, поскольку окислительные процессы в воздушно-масляной смеси, происходящие при повышенных температурах, приводят к нарушению стабильных условий смазки и охлаждения подшипников.

Подача масла к подшипнику с помощью шнеков, нарезанных на валу (фиг. 95), является весьма эффективной и пригодной для сверхскоростных подшипников. Вместе с тем шнековая система смазки требует весьма качественной регулировки, обеспечивающей равномерную и определенную подачу масла к подшипнику.

На сверхвысоких числах оборотов вращения в настоящее время применяют только шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники малых диаметров (внутренний диаметр  $8 \div 15$  мм). Применение в данных условиях роликовых подшипников с короткими цилиндрическими роликами, хотя и позволяет добиться удовлетворительной работы при скорости свыше  $60\,000$  об/мин, однако связано с большими техническими трудностями. Вместе



Фиг. 94. Схема смазки масляным туманом.

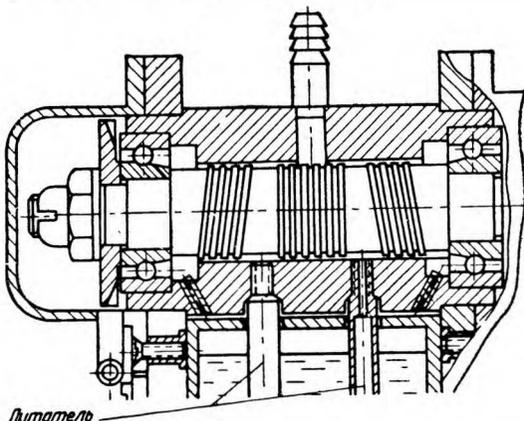
*а*—подача смазки, *б*—система смазки масляным туманом.

1—манометр, 2—редукционный клапан, 3—металлическая сетка, 4—фильтр для очистки воздуха, 5—винт для спуска сконденсированной воды, 6—винт, регулирующий концентрацию масляного тумана, 7—масляный фильтр.

с тем на особо высоких числах оборотов шариковые подшипники имеют бесспорное преимущество перед роликовыми, что объясняется в первую очередь меньшими потерями на трение в подшипниках с точечным контактом.

Кроме того, процесс качения шариков по дорожкам качения колец является более простым по сравнению с качением роликов по кольцам. Дело в том, что во время вращения подшипника происходит как бы самопроизвольное направление шарика, тогда как наличие специальных бортов, направляющих ролик, является слабым местом для стойкости роликовых подшипников, работающих на сверхвысоких числах оборотов. Износ торцовых поверхностей роликов вследствие трения о направляющие борта колец (фиг. 96) является частым дефектом, приводящим к аварии подшипников. В некоторых случаях в результате интенсивного износа

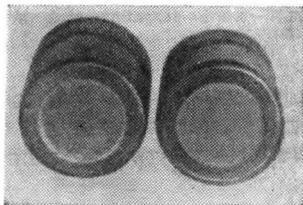
торцов выворачиваются отдельные ролики и движение их дальше происходит юзом в процессе работы подшипника, что неизбежно приведет к выводу его из строя (фиг. 97).



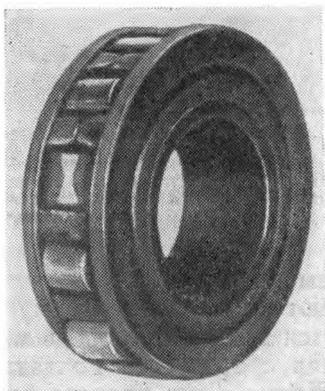
Фиг. 95. Схема шнековой системы смазки.

Для обеспечения нормальной работы подшипников на сверхвысоких числах оборотов необходима высокая точность уравнивания вращающихся частей машины.

Неуравновешенные массы ротора при его вращении вызывают появление дополнительных сил, действующих на опорные подшипники.



Фиг. 96. Ролики, у которых изношены торцы.



Фиг. 97. Подшипник, разрушенный вследствие первоначального износа торцов роликов.

Возмущающая сила

$$C = \frac{Q}{g} \omega^2 r, \tag{7}$$

где  $Q$  — вес неуравновешенной массы в кг;

$g$  — ускорение силы тяжести ( $9,81 \text{ м/сек}^2$ );

$\omega$  — угловая скорость,  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ ;

$n$  — число оборотов ротора в мин;

$r$  — радиус приложения центра тяжести неуравновешенной массы в м.

Дополнительную нагрузку на опорные подшипники вследствие неуравновешенности вращающихся масс определяют по следующей формуле:

$$N = \frac{1}{2} \frac{Q_1}{g} \omega^2 r, \quad (8)$$

где  $N$  — нагрузка на подшипник в кгГ;

$Q_1$  — вес ротора в кг.

В формуле (8) принято, что центр тяжести неуравновешенной массы расположен на равном расстоянии от опорных подшипников.

В случаях, когда центр тяжести неуравновешенных масс не расположен на равном расстоянии от опор подшипников, на каждый из опорных подшипников действуют силы различной величины. Такой случай неуравновешенности является весьма опасным, поскольку наибольшую часть перегрузки воспринимает один подшипник. Кроме того, такая неуравновешенность вызывает вибрации вращающейся системы, которые быстро приводят к аварии механизма.

Для уменьшения влияния неуравновешенных масс ротор механизма подвергают статической (в статическом состоянии механизма) и динамической балансировке.

Статической балансировкой обеспечивают равновесие ротора в состоянии покоя, при котором он остается в безразличном положении независимо от угла поворота вокруг своей оси.

Только динамической балансировкой можно обеспечить минимальное влияние неуравновешенности на опорные подшипники и допустимые вибрационные характеристики вращающейся системы. Такую балансировку производят на специальных балансировочных станках.

Балансировка вращающегося механизма должна производиться на соответствующих рабочих подшипниках; только в этом случае исключается влияние самого подшипника (и, в частности, радиальных зазоров, которые в подшипниках одного и того же наименования могут иметь различные значения) на точность балансировки. Проведение балансировки на технологических подшипниках не дает нужного эффекта, особенно в тех случаях, когда речь идет о роторах, вращающихся на сверхвысоких скоростях.

Вопрос относительно чисел оборотов, на которых должна проводиться балансировка механизмов, вращающихся на сверхвысоких числах оборотов, не решен еще достаточно полно. В настоящее

время установлена практика проведения динамической балансировки на невысоких скоростях вращения по сравнению с рабочими числами оборотов (высокоскоростные роторы балансируют при скорости  $1000 \div 3000$  об/мин). Это связано с тем, что механизм, отбалансированный на таких оборотах, остается достаточно уравновешенным при работе на эксплуатационных скоростях вращения, что подтверждено на практике.

Однако скорости балансировки роторов, вращающихся на сверхскоростных числах оборотов (свыше  $60\,000$  об/мин), при которых влияние неуравновешенности исключительно велико, более целесообразно приблизить к рабочим скоростям ротора.

Естественно, что проведение балансировки на столь высоких числах оборотов представляет определенные трудности (тем более, что основная масса балансируемых машин не рассчитана на такую работу), однако избежать этого в связи с созданием сверхбыстроходных опор вращения с большой долговечностью вряд ли возможно.

Допустимый дисбаланс вращающегося механизма должен устанавливаться исходя из эксплуатационных чисел оборотов и веса ротора. Практика показывает, что допустимый дисбаланс должен быть установлен таким образом, чтобы дополнительная нагрузка на опорные подшипники от неуравновешенных масс на эксплуатационных оборотах не превышала половины веса ротора, воспринимаемого данным подшипником.

### **3. ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫЕ ШАРИКО- И РОЛИКОПОДШИПНИКИ, РАБОТАЮЩИЕ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ СКОРОСТЕЙ ВРАЩЕНИЯ**

К этой группе относятся подшипники, работающие в следующих условиях:

- 1) с качательным движением;
- 2) с малыми скоростями вращения;
- 3) с реверсивным движением, осуществляемым с малыми скоростями вращения.

Основную часть этой группы составляют подшипники, применяемые в механизмах управления, работающие при коротких циклических движениях (качаниях) под воздействием больших нагрузок.

#### **Подшипники, работающие в узлах механизмов управления**

В этих узлах применяют следующие типы подшипников: шариковые подшипники радиальные однорядные, шарикоподшипники радиальные сферические, роликоподшипники радиальные сферические двухрядные, роликоподшипники игольчатые, шарнирные подшипники.

Эти подшипники должны обладать:

- а) максимальной статической грузоподъемностью;
- б) возможностью работы на консистентных смазках;

- в) минимальными люфтами при условии удовлетворительного вращения;
- г) возможностью работы при некоторых перекосах осей подшипников;
- д) простотой конструкции.

Исходя из этих требований, для работы в условиях качательного движения были созданы шариковые радиальные подшипники типов: 980000, 981000, 970000.

Эти подшипники изготавливают без сепараторов с полным заполнением шариками; дополнительное количество шариков позволяет повысить статическую грузоподъемность подшипников. Подшипники типов 980000, 981000 выпускают с двумя защитными шайбами; при сборке на ГПЗ их заполняют рабочей консистентной смазкой.

*Шариковые подшипники*, в том числе радиальные однорядные, применяемые в высоконагруженных системах с качательным движением, имеют уменьшенные внутренние зазоры, их собирают по условному классу точности НТ (нормальный, тугий подборки), что исключает появление в системе управления повышенных люфтов.

*Шарикоподшипники радиальные сферические* применяются в узлах механизмов управления, поскольку они обеспечивают их работу при значительных перекосах.

*Роликоподшипники радиальные сферические двухрядные* обладают высокой грузоподъемностью, поэтому применение их в узлах механизмов управления является целесообразным, однако распространены они сравнительно редко ввиду трудности изготовления бочкообразных роликов небольшого диаметра.

*Подшипники игольчатые* применяются с массивными и со штампованными кольцами. Для работы в механизмах с качательным движением созданы специальные игольчатые подшипники нестандартных конструкций.

*Подшипники шарнирные* широко применяются в узлах механизмов управления благодаря их способности воспринимать весьма высокие усилия, а также работоспособности при значительных перекосах осей. Эти подшипники аналогичны подшипникам скольжения, поскольку обкатывания элементов у них не происходит.

Подшипники механизмов управления смазывают консистентной смазкой: закрытые подшипники заполняют смазкой при их сборке на ГПЗ; в открытые подшипники смазку вводят при монтаже их в узлы. Основной смазкой, применяемой в настоящее время для этих подшипников, является литиевая смазка ЦИАТИМ-201. Использование при больших нагрузках широко применяемой в агрегатных подшипниках смазки ОКБ-122-7 недопустимо.

Проведенные исследования показали, что смазка ОКБ-122-7 под действием больших нагрузок в течение короткого времени выдавливается с контактирующих площадок, в результате чего наступает сухое трение, приводящее к преждевременному выходу из строя подшипника.

В результате исследований для определения критериев оценки работоспособности подшипников в условиях качательного движения установлено, что нормы на отбраковку этих подшипников могут отличаться от норм, принятых для подшипников, работающих с вращательным движением. Если работа вращающихся подшипников происходит в зоне упругих деформаций, то для качающегося подшипника допустим переход в область пластических изменений материала деталей в той степени, пока это не отразится заметным образом на легкости вращения системы в целом.

Если появление лунок на дорожках качения вследствие отпечатков тел качения под действием высоких нагрузок приведет к разрушению вращающегося подшипника, то в подшипниках, работающих с качательным движением, появление отпечатков является обычным явлением и считается допустимым.

В связи с этим для подшипников, работающих с качательным движением, допустимы значительно большие контактные напряжения, чем принятые для подшипников, работающих при вращательном движении; в ряде случаев они достигают  $\sigma_{\max} = 100\,000 \text{ кг/см}^2$ , а в отдельных узлах и выше (при условном подсчете).

В механизмах управления устанавливают наиболее простые конструкции подшипников, поскольку эти узлы не требовательны к точности вращения; кроме того, отсутствие вращательного движения позволяет применить бессепараторные подшипники, либо подшипники, имеющие наиболее простые конструкции сепараторов.

### **Подшипники, работающие в узлах вспомогательных механизмов**

Часть подшипников третьей группы применяют для работы в условиях вращательного движения на малых скоростях. Характерным для этих подшипников является и то, что они работают не постоянно, а периодически, после чего подшипник находится в нерабочем состоянии; в некоторых узлах период работы подшипника включает и реверсивное движение. На таких режимах работают подшипники ряда вспомогательных механизмов, выполняющих обслуживающую роль; эти механизмы имеют, как правило, небольшие ресурсы.

В этих механизмах применяют следующие типы подшипников: шарикоподшипники радиальные однорядные, шарикоподшипники радиально-упорные, шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные, роликоподшипники радиальные сферические двухрядные, роликоподшипники игольчатые, шарикоподшипники упорные.

Практика показывает, что подшипники подобных механизмов так же, как и подшипники, работающие с качательным движением, могут воспринимать более высокие нагрузки без снижения надежности их работы по сравнению с принятыми для подшипников, работающих с вращательным движением в обычных узлах. Это

объясняется определенной спецификой узлов, в которых данные подшипники установлены.

Эти узлы не требовательны к точности вращения, поскольку в ряде случаев подшипники выполняют роль направляющих катков, по которым движется ведущая деталь, и небольшая раскатка желобов под действием высоких нагрузок не нарушает работу механизма. Срок службы этих механизмов непродолжителен, поэтому выход их из строя вследствие отказа подшипников вряд ли может иметь место.

Следует подчеркнуть, что поскольку подшипники, работая в данных механизмах, все же совершают вращательное движение, к ним предъявляют более высокие требования, чем к подшипникам механизмов управления, работающих с качательным движением: повреждения на дорожках качения колец, допустимые для качающихся подшипников, могут вывести из строя вращающийся подшипник.

В настоящее время недостаточно разработана методика для расчета подшипников, работающих во вспомогательных механизмах; использование же обычной методики расчета может привести к необоснованному увеличению габаритов применяемых подшипников.

Имеющиеся материалы позволяют считать, что для данных типов подшипников могут приниматься более высокие контактные напряжения по сравнению с предельными напряжениями для обычных условий работы.

Однако сейчас имеются не все данные для количественной оценки допускаемых нагрузок с учетом условий конкретной эксплуатации, вида смазки, степени ответственности узла и механизма в целом.

Поэтому работоспособность подшипника можно определить лишь на стендовых или натурных испытаниях, приближенных к эксплуатационным условиям.

---

## Глава IV

# ПОДШИПНИКИ, РАБОТАЮЩИЕ ПРИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

### 1. ПОДШИПНИКИ, РАБОТАЮЩИЕ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

За последние годы значительно увеличилась потребность в подшипниках для работы при температуре, превышающей нормальную.

Под нормальной рабочей температурой понимают такую температуру окружающей среды, которая не оказывает существенного влияния на грузоподъемность подшипников, изготовленных из стали ШХ15 при общепринятой температуре отпуска колец после закалки  $150^{\circ}\text{C}$ . Эту температуру принято считать равной  $-60 \div +120^{\circ}\text{C}$ , хотя известно, что при температурах свыше  $+90^{\circ}\text{C}$  некоторые применяемые масла и смазки теряют в какой-то степени свои первоначальные свойства.

Экспериментами установлено, что при повышении температуры до  $200^{\circ}\text{C}$  (в отдельных случаях до  $250^{\circ}\text{C}$ ) целесообразно провести стабилизирующий отпуск деталей подшипников из стали ШХ15 при температурах, превышающих температуру окружающей среды на  $40 \div 50^{\circ}\text{C}$ . Этот вопрос требует тщательного исследования, поскольку детали подшипников, подвергнутые дополнительному высокому отпуску, имеют пониженную твердость (см. табл. 3), что снижает усталостную стойкость подшипников.

При твердости ниже *HRC* 58 грузоподъемность подшипника резко падает, поэтому такие подшипники возможно применять только в узлах с малыми рабочими ресурсами либо в тех случаях, когда усталостная стойкость колец и тел качения не определяет работу подшипника.

В современных турбореактивных и поршневых двигателях применяют много типов подшипников, прошедших специальный высокий отпуск при температурах, определяемых рабочей средой подшипника. Большинство из них составляют шарикоподшипники радиальные однорядные и радиально-упорные, а также подшипники с короткими цилиндрическими роликами.

Таблица 3

## Влияние температуры отпуска на твердость деталей подшипника

Температура отпуска колец °С	Отпуск роликов	Отпуск шариков	Твердость <i>HRC</i>			Коэффициент понижения расчетной долговечности $K'_T$
	при температуре, установленной для колец		колец	роликов	шариков	
200	Не производится		60÷63	61÷65	62÷66	0,9
250	Начиная с диаметра: 15 мм   1" (25,4 мм)		58÷62	До диаметра 15 мм 60÷65 Свыше 57÷62	До диаметра 25,4 мм 62÷66 Свыше 57÷62	0,5
300	Всех размеров		Не менее 55	Не менее	54	0,3
350	То же		Не менее 52	Не менее	51	0,2
400	"		Не менее 49	Не менее	48	0,1
450	"		Не менее 45	Не менее	44	—

Произвести точный расчет подшипников с пониженной твердостью колец и тел качения в ряде случаев весьма сложно. Это объясняется отсутствием достаточных экспериментальных данных по грузоподъемности подшипников, прошедших специальную термообработку, по сравнению с подшипниками, изготовленными по обычной технологии.

Встречающиеся в справочной литературе коэффициенты понижения расчетной долговечности подшипников, работающих при повышенных температурах, в ряде случаев не могут быть признаны достоверными, так как не отвечают данным практики.

Поэтому введены новые поправочные коэффициенты  $K'_T$  (см. табл. 3), позволяющие более точно определять долговечность подшипника, однако они не являются окончательными.

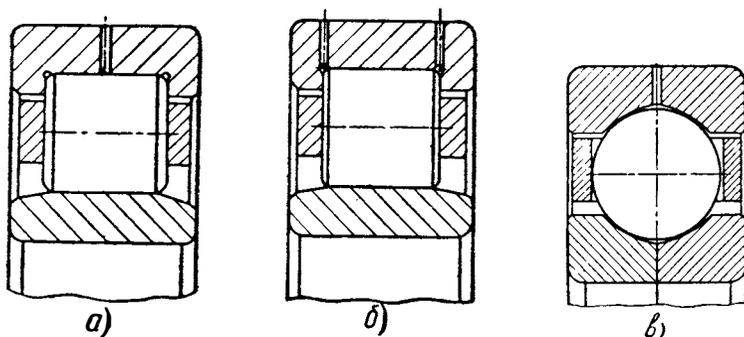
Стандовые испытания некоторых подшипников показали, что рекомендуемые коэффициенты дают в отдельных случаях некоторые заниженные значения расчетной долговечности по сравнению с фактической.

Повышенные температуры окружающей среды, а также интенсивное тепловыделение подшипников в связи с высокими скоростями вращения потребовали пересмотреть конструкцию отдельных элементов подшипника. Сюда в первую очередь относится:

а) введение специальных отверстий в наружном кольце для дополнительной подачи масла к трущимся поверхностям подшипника (фиг. 98);

б) применение конструкций подшипников с наиболее простой кинематикой движения шариков, уменьшающих собственное тепловыделение;

в) применение соответствующего материала сепаратора и изменение его конструкции.



Фиг. 98. Подшипник, в наружном кольце которого имеются отверстия для подвода масла.

*а*—шесть отверстий, равномерно расположенные по окружности и выходящие в центр роликовой дорожки, *б*—двенадцать отверстий, расположенные в два ряда в шахматном порядке и выходящие в боковую часть роликовой дорожки, *в*—шесть отверстий, равномерно расположенные по окружности и выходящие в центр желоба.

Установлено, что в большинстве случаев стальные штампованные и массивные сепараторы из цветных металлов (АК4, БрАЖМц10-3-1,5 и БрАЖН10-4-4) могут работать при температуре до 250°С, сохраняя в этих условиях достаточно высокие технические характеристики;

г) увеличение внутренних зазоров в подшипниках.

Повышенные температуры окружающей среды предъявляют более высокие требования к подшипниковым узлам, главными из которых являются:

1) подшипниковый узел должен быть по возможности максимально изолирован от попадания в него внешнего тепла;

2) конструкция подшипникового узла должна обеспечить интенсивное охлаждение его;

3) посадки подшипника на вал и в корпус должны быть выбраны с учетом температурных режимов работы узла;

4) радиальные зазоры должны соответствовать температурным условиям эксплуатации;

5) смазочные и охлаждающие материалы должны наиболее эффективно обеспечивать работоспособность подшипников в условиях повышенных температур.

В значительной части авиационных электроагрегатов, работающих при температурах от  $-60$  до  $+200 \div 250^\circ\text{C}$ , необходимы подшипники закрытого типа, заполняемые рабочей консистентной смазкой.

Подобрать подшипники для работы в таких условиях чрезвычайно трудно, ибо применяемые мыльные консистентные смазки не обладают достаточной работоспособностью при повышенных температурах. Необходимы новые смазочные продукты, обладающие высокой термической и коллоидной стабильностью, которые по своим вязкостным свойствам могли быть применены в подшипниках закрытого типа.

Для рабочих температур до  $200^\circ\text{C}$  (в отдельных случаях до  $250^\circ\text{C}$ ) можно применять подшипники из стали ШХ15, кольца и тела качения которых необходимо подвергать стабилизирующему отпуску при температурах, превышающих рабочую на  $40 \div 50^\circ\text{C}$ . Испытания показали, что в подшипниках, работающих при температурах до  $200^\circ\text{C}$ , допустимо применять сепараторы, изготовленные из высококачественного текстолита (на шифоновой или батистовой основе); заготовки текстолита подвергают специальной термической обработке в масляной среде. При рабочих температурах, превышающих  $200^\circ\text{C}$ , необходимо применять сепараторы из цветного металла или стальные штампованные.

Были испытаны: бронзовые сепараторы (марки БрАЖМц 10-3-1,5), дуралюминовые сепараторы (марки АК4), сепараторы из графитизированной стали (марки ЭИ366). Лучшие результаты показали сепараторы из БрАЖМц10-3-1,5. Из этой бронзы изготовляют сепараторы для значительной номенклатуры скоростных шариковых и роликовых подшипников, работающих при нормальной температуре. Высокие механические характеристики этой бронзы и антифрикционные свойства обеспечивают удовлетворительную работу в условиях консистентной смазки.

При работе высокоскоростного подшипника выделяется значительное количество тепла на контактирующих поверхностях колец и тел качения; кроме того, имеется дополнительное тепло за счет повышенных окружающих температур. При смазке и охлаждении подшипника жидким маслом с циркуляционной системой образующее тепло эффективно отводится от подшипника. Применение только консистентной смазки, причем в весьма ограниченном объеме, заключенном внутри подшипника, значительно усложняет его работу, поскольку небольшое количество смазки в ряде случаев не обеспечивает достаточно быстрого отвода тепла.

Нарушение установившегося температурного режима в подшипнике приводит к увеличению температуры внутреннего вращающегося кольца и шариков, в результате чего уменьшаются внутренние зазоры в подшипнике, и дальнейшее увеличение температуры деталей приводит в конечном счете к защемлению подшипника.

В результате исследований было установлено, что не все высокотемпературные смазки могут быть использованы в агрегатных подшипниках. Смазки для таких подшипников наряду с достаточной теплостойкостью должны обеспечивать работу подшипников на высоких числах оборотов. В связи с этим смазочные материалы, содержащие в своем составе твердые наполнители, не могут быть рекомендованы для шариковых агрегатных подшипников, хотя такие продукты обладают значительной температуростойкостью.

Эксперименты показали, что смазки, изготовленные на кремнийорганических жидкостях, обеспечивают работоспособность шарикоподшипников, хотя известно, что эти жидкости в чистом виде обладают весьма низкими смазывающими способностями.

При рабочих температурах от  $-60$  до  $+200^{\circ}\text{C}$  в агрегатных подшипниках применяют смазку ЦИАТИМ-221С. Эта смазка является высокоплавкой морозостойкой консистентной смазкой, изготовленной путем сгущения кремнийорганической жидкости (сополимер 3) стеаратом кальция в присутствии стабилизатора ацетата кальция. Данная смазка характеризуется следующими физико-химическими свойствами:

температура каплепадения — не ниже  $200^{\circ}\text{C}$ ;

пенетрация при  $-60^{\circ}\text{C}$  — не ниже 35;

коллоидная стабильность (выделение масла) — не более 9% (по весу);

потери в весе при температуре  $200^{\circ}\text{C}$  в течение 10 час — не более 3% (по весу).

При температурах  $200$ — $250^{\circ}\text{C}$  применяют консистентную смазку ВНИИНП-235. Эта смазка является высокотемпературной консистентной смазкой, приготовленной на основе красителя дибензинтренового ряда и кремнийорганической жидкости. Смазка предназначена для применения в подшипниках качения при рабочих температурах от  $-60$  до  $+250^{\circ}\text{C}$ .

Данная смазка характеризуется следующими физико-химическими свойствами:

эффективная вязкость в паузах при градиенте скорости 100 сек и температуре  $+20^{\circ}\text{C}$  — не менее 8;

эффективная вязкость в паузах при градиенте скорости 10 сек и температуре  $-20^{\circ}\text{C}$  — не более 300;

термическая стабильность (потеря в весе) при температуре  $250^{\circ}\text{C}$  в течение 1 часа — не более 2%.

Изучение работоспособности подшипников в условиях повышенных температур показало, что внутренние зазоры оказывают заметное влияние на сроки их службы. Было установлено, что недостаточные зазоры отрицательно сказываются на работоспособности подшипников. Нежелательными являются также большие радиальные зазоры, поскольку в этом случае уменьшается общая грузоподъемность подшипников. Кроме того, при больших радиальных зазорах появляется опасность возникновения повышенных

вибраций, которые отрицательно отражаются как на работе подшипника, так и на работе агрегата в целом.

Экспериментами и данными практики подтверждено, что повышение радиальных зазоров на одну ступень по действующим градациям (по сравнению с величинами, принимаемыми для работы подшипника при обычных температурных режимах) создает наиболее благоприятные условия для работы подшипника.

Повышенные температуры окружающей среды создают более тяжелые условия для работы агрегата в целом и подшипников в частности, поскольку увеличенные температурные деформации деталей нарушают в какой-то степени установленные размерные цепи в конструкции машины. Это обстоятельство создает опасность осевого зажатия подшипника в случае установки в обеих опорах шариковых подшипников; в связи с этим целесообразно применять в таких агрегатах в «плавающей» опоре роликовые подшипники.

Необходимо отметить, что смазки для роликового подшипника должны отличаться от рекомендуемых для шариковых подшипников. Дело в том, что в роликовых подшипниках скольжение тел качения по дорожкам качения происходит в значительно большей степени, чем в шарикоподшипниках; в связи с этим применяемые смазки должны обладать лучшими смазывающими свойствами. Обеспечить удовлетворительную работу роликового подшипника на кремнийорганических смазках не всегда удается, поскольку жидкая основа этих смазок обладает сравнительно низкими смазывающими свойствами. При работе на таких смазках в условиях высоких скоростей вращения в ряде случаев наблюдаются большие износы рабочих поверхностей колец и роликов.

В связи с этим при установке роликового подшипника целесообразно применение смазок, содержащих в своем составе компоненты, обладающие высокими смазывающими способностями, например, графит или дисульфид молибдена. Положительные результаты в таких условиях работы показывает смазка ВНИИП-220. Она приготовлена на кремнийорганической жидкости, в ее состав входит дисульфид молибдена и может работать при температурах  $-60 \div +150^\circ \text{C}$ .

Значительно увеличить ресурс теплостойких подшипников, работающих на консистентных смазках, можно как за счет усовершенствования конструкции подшипника, так и за счет подбора соответствующих смазочных материалов.

Увеличения ресурса подшипников можно добиться за счет следующих конструктивных мероприятий:

а) пополнения подшипника смазкой после определенной работы;

б) внедрения закрытых подшипников с увеличенной шириной с большим резервуаром смазки внутри подшипника.

Испытания показали, что увеличение ширины подшипника средней серии на  $3,6 \text{ мм}$  ( $23,6 \text{ мм}$  вместо  $20 \text{ мм}$ ), позволяющее по-

высить норму закладки смазки в подшипник с 2,5 до 4,5 г, удлиняет срок его службы примерно в два раза при температуре 200°С. Стендовые испытания подшипника проводились на режиме: скорость вращения внутреннего кольца  $n=10\,000$  об/мин, радиальная нагрузка на подшипник  $R=50$  кг;

в) улучшения охлаждения подшипника путем введения в опору подшипника каких-либо охлаждающих продуктов (керосина, спирто-водяных смесей, холодного воздуха). Снижение рабочей температуры даже на 25°С значительно облегчает условия работы подшипника;

г) применения в отдельных случаях жидких масел с циркуляционной системой. Этот метод может быть рекомендован тогда, когда по причинам слишком высоких скоростей вращения и температур удовлетворительная работа подшипника на консистентной смазке не может быть обеспечена.

## 2. ПОДШИПНИКИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Дальнейшее повышение скоростей авиационных конструкций обусловило необходимость создания подшипников, которые могли бы работать при еще более высоких температурах окружающей среды.

Решение этой задачи потребовало отработки самой конструкции подшипников, подбора необходимых материалов для их деталей и выбора термостойких смазочных продуктов.

Обычно применяемая для подшипников сталь ШХ15 недостаточно удовлетворяет условиям работы подшипников при температуре 300°С и выше, так как стабилизирующий отпуск, необходимый для деталей из такой стали, понижает твердость колец и тел качения и не обеспечивает достаточную грузоподъемность подшипников.

Было признано целесообразным изготавливать кольца и тела качения подшипников из теплоустойчивой вольфрамованадиевой стали ЭИ347. Детали из этой стали сохраняют высокую твердость ( $HRC\ 61$ ), необходимую для обеспечения нужной грузоподъемности термостойких подшипников при весьма высокой рабочей температуре.

Одним из недостатков стали ЭИ347 является сравнительно высокая степень загрязненности ее крупными неметаллическими включениями и заметная карбидная неоднородность.

Для более высоких температур, когда сталь ЭИ347 оказывается недостаточно термостойкой, подшипники качения изготавливают из специальных материалов.

Грузоподъемность подшипников, изготовленных из термостойкой стали, не уступает грузоподъемности подшипников из стали ШХ15 в условиях их работы при нормальной температуре.

Поскольку горячая твердость колец и тел качения, изготовленных из стали ЭИ347, находится примерно в тех же пределах, что и твердость деталей из стали ШХ15 при нормальных температурах, при выборе теплостойких подшипников используют обычный метод расчета без внесения в него каких-либо поправок, связанных с высокой температурой окружающей среды.

Выше отмечалось, что при высоких температурах окружающей среды работа подшипника часто зависит от качества смазки. Поэтому долговечность такого подшипника в ряде случаев нельзя определять только путем расчета.

Для узлов современных турбореактивных двигателей потребовались следующие конструкции подшипников, которые смогли бы работать при температурах 350—400°С и в ряде случаев выше:

- а) шарикоподшипники радиальные однорядные;
- б) роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами;
- в) шарикоподшипники радиально-упорные однорядные с двухточечным и четырехточечным контактом с разъемными наружными или внутренними кольцами.

Для сепараторов таких подшипников были исследованы следующие сплавы: безоловянистая бронза БрАЖМц10-3-1,5; железоникелевая бронза БрАЖН10-4-4; бериллиевая бронза БрБ2; сплав алюминия АК4; сплав алюминия ВД17; магниевый чугун; никелевый сплав ЭИ437; никелевый сплав ЭИ974 (инконель Х). Лучшие результаты в указанных условиях работы показали сепараторы, изготовленные из бронзы БрАЖН10-4-4. Сепараторы, изготовленные из алюминиевого сплава АК4, оказались работоспособными лишь при температурах до 300°С.

Магниевый чугун, обработанный паром, также можно применять для изготовления сепараторов теплостойких подшипников двигателя. Конструкция таких сепараторов должна быть возможно более облегченной, что позволит избежать больших износов центрирующих поверхностей, имевших место при испытании высокоскоростных подшипников.

Для некоторых авиационных электроагрегатов потребовались шарикоподшипники закрытого типа, работающие при температурах до 350°С на консистентных смазках. Ограниченный ресурс таких подшипников облегчил их создание.

Теплостойкие подшипники для электроагрегатов с внутренним диаметром от 20 до 30 мм были изготовлены и проверены как в условиях стендовых испытаний, так и непосредственно в изделиях.

Большое значение для обеспечения нормальной работы имеет конструкция сепаратора для теплостойкого высокоскоростного агрегатного подшипника и количество закладываемой в подшипник смазки.

Для узлов топливной аппаратуры при температурах до 350°С применяют теплостойкие упорно-радиальные шарикоподшипники.

Недостаточность экспериментальных данных не позволяет пока сделать окончательные выводы о работоспособности таких подшипников в топливной среде и в условиях высоких температур.

Для механизмов управления, работающих при температурах до  $450^{\circ}\text{C}$ , изготавливают из теплостойкой стали ЭИ347 следующие типы подшипников:

- а) шариковые радиальные однорядные;
- б) шариковые сферические двухрядные;
- в) игольчатые;
- г) с бочкообразными роликами;
- д) шарнирные;
- е) шариковые упорные.

При разработке этих подшипников из указанной стали наибольшее внимание уделялось выбору конструкции и материала сепараторов, а также необходимых смазочных продуктов.

При этом имелись в виду простота конструкции и наименьшая трудоемкость изготовления подшипников, так как срок службы подшипников в механизмах управления весьма мал.

Исследования показали, что для шариковых радиальных однорядных подшипников, работающих в механизмах управления с вращательным движением при малых скоростях при температурах до  $350^{\circ}\text{C}$  и нагрузках, создающих максимальные контактные напряжения  $\sigma_{\max}=40\,000\text{ кг/см}^2$ , можно применять стальные штампованные сепараторы. При повышении окружающей температуры до  $450^{\circ}\text{C}$  и увеличении контактных напряжений до  $\sigma_{\max}=45\,000\text{--}50\,000\text{ кг/см}^2$  указанные сепараторы разрушаются.

При испытании шариковых радиальных двухрядных сферических подшипников и шариковых упорных подшипников в условиях, аналогичных тем, при которых исследовались шарикоподшипники радиальные, было установлено, что уже при  $350^{\circ}\text{C}$  стальные штампованные сепараторы непригодны; удовлетворительные результаты получены при испытании бронзовых сепараторов.

Разрывы штампованных сепараторов при данных условиях работы объясняются действием на сепаратор значительных сил в связи с нарушением плавности вращения подшипника в результате раскатки желобов. Продукты коксования смазки, откладываясь на рабочих поверхностях колец и шариков, ухудшают работу сепаратора.

Консистентная смазка ПФМС-4С является наиболее приемлемой для температур до  $450^{\circ}\text{C}$ ; эта смазка и получила практическое применение.

Смазка ПФМС-4С представляет собой термостойкую кремний-органическую жидкость (ПФМС), сгущенную коллоидальным графитом. По смазывающим свойствам при высоких температурах эта смазка превосходит твердые сухие порошкообразные смазки. При работе подшипников в условиях температур до  $400^{\circ}\text{C}$  поверхность дорожек качения колец покрывается равномерным слоем смазки; при более высоких температурах  $450\text{--}500^{\circ}\text{C}$  по мере высыхания

жидкой основы смазки поверхности трения покрываются пленкой графита, которая обеспечивает легкое скольжение и предотвращает износ контактирующих поверхностей.

Вопрос о допустимых нагрузках на теплостойкие подшипники механизмов управления подвергся изучению. Установлено, что выводы, сделанные о нагрузках, допустимых на подшипники, работающие в условиях обычных температур, могут быть распространены на подшипники, изготовленные из теплостойкой стали и работающие при высоких температурах.

---

## Глава V

# РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

### 1. О МЕТОДИКЕ РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ

Подшипники качения рассчитывают по методу отыскания эквивалентной нагрузки, которая заменяет фактическую нагрузку и за один и тот же промежуток времени приводит к одинаковой усталости материала. По этой нагрузке аналитически определяют возможную продолжительность работы подшипника. Что касается статических соображений, то установление максимальных напряжений и деформаций в местах контакта тел качения обычно производится только в том случае, когда определяющим для данных условий работы подшипника является его способность воспринимать предельные нагрузки.

Многолетний опыт работы подтвердил целесообразность такого метода расчета напряженных деталей, в связи с чем он начинает распространяться в других областях механики.

Основные теоретические соображения, связанные с расчетом подшипников качения, были разработаны весьма давно, причем за последние годы работы отечественных исследователей в большей части были направлены на уточнение практических методов расчета. Работы В. Н. Трейера<sup>1</sup>, Д. Н. Решетова<sup>2</sup>, М. П. Белянчикова<sup>3</sup> по теории расчета подшипников, исследования С. В. Пинегина<sup>4</sup>, В. А. Добровольского<sup>5</sup>, связанные с изучением игольчатых подшипников, труды Н. А. Спицына<sup>6</sup> по высокоскоростным подшипни-

<sup>1</sup> В. Н. Трейер, Теория и расчет подшипников качения, ОНТИ, 1936.

<sup>2</sup> Д. Н. Решетов, Совместное действие на шарикоподшипники радиальной и осевой нагрузки, «Подшипник», 1939, № 10—11.

<sup>3</sup> М. П. Белянчиков, Новая методика расчета грузоподъемности и долговечности радиально-упорных шарикоподшипников, «Подшипниковая промышленность», 1960, № 3.

<sup>4</sup> С. В. Пинегин, Гидродинамические явления внутри игольчатого подшипника, «Подшипник», 1937, № 5—6.

С. В. Пинегин, Общие элементы работы игольчатого подшипника, «Подшипник», 1936, № 1—2.

<sup>5</sup> В. А. Добровольский, Детали машин, Гостехиздат УССР, 1954.

<sup>6</sup> А. А. Португалова, Н. А. Спицын, Подшипниковые узлы высокоскоростных приводов, Машгиз, 1948.

кам, работы Б. В. Цыпкина<sup>1</sup> по установлению влияния радиальных зазоров на грузоподъемность и долговечность подшипников представляются в этом отношении весьма ценными.

Эксперименты ВНИПП дают материалы для уточнения методики расчетов подшипников, применяемых в некоторых специальных условиях, в частности, следует указать на рекомендации по расчету подшипников, работающих при повышенных температурах, в специальных средах, в условиях качательного движения.

Кроме того, практика применения подшипников позволила накопить фактический материал по стойкости подшипников в различных машинах и механизмах, обработка которого позволит в будущем внести уточнения в существующие методы расчета.

Вместе с тем в настоящее время ряд вопросов по методике расчета подшипников не решен. Так, например, при расчете долговечности подшипников не принимается во внимание микрогеометрия рабочих поверхностей деталей, хотя работами, проведенными Институтом подшипниковой промышленности, установлено, что повышение чистоты обработки поверхностей дорожек качения колец до 11-го класса по ГОСТу значительно увеличивает срок службы подшипника.

Повышение точности изготовления деталей подшипников оказывает значительное влияние на его долговечность, так как снижает концентрацию нагрузки на отдельные элементы подшипника, а также уменьшает дополнительные динамические нагрузки, возникающие при быстром вращении подшипника; вместе с тем и этот параметр не учитывают при практическом применении существующих методов расчета долговечности.

Подшипники, изготовленные из материалов различных свойств, будут иметь различную долговечность; оценить это с помощью существующих методов расчета не представляется возможным.

До настоящего времени нет также достаточной ясности в расчете шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников, работающих в условиях одновременного действия радиальных и осевых усилий (с преобладающей осевой нагрузкой).

Недостатки в существующих методах расчета, которыми пользуются в инженерной практике, не позволяют в ряде случаев произвести более точную теоретическую оценку соответствия подшипника заданным условиям работы, что особенно важно для конструирования наиболее сложных аппаратов авиационной техники.

Исследования Г. Герца<sup>2</sup> в конце прошлого века о контакте двух упругих тел послужили основой для дальнейших работ

---

<sup>1</sup> Б. В. Цыпкин, Метод расчета подшипников качения с учетом влияния радиального зазора, «Вестник машиностроения», 1951, № 5.

<sup>2</sup> H. Herz, Über Berührung fester elastischer Körper und über die Härte, Gesammelte Werke, Leipzig, 1882.

Штрибека<sup>1</sup>, Пальмгрена<sup>2</sup>, Беляева<sup>3</sup> и др., а также для вывода достаточно точных и удобных формул, применяющихся при расчете подшипников качения и до настоящего времени.

Исследуя два соприкасающихся тела, Герц предполагал:

а) что они состоят из однородного материала;

б) что действующие в месте касания напряжения не превышают предела упругости, т. е. в исследуемом поле существует пропорциональность между напряжением и деформациями. Коэффициент упругого расширения на площадке контакта должен иметь одинаковые значения с коэффициентом сжатия;

в) в связи с упругостью материала площадь контакта тел должна быть очень малой по сравнению с их полными поверхностями. Для шара в этом случае предельная площадь соприкосновения не должна превышать 1/400 его поверхности;

г) в точках контакта действуют силы, нормально направленные к поверхностям соприкосновения обеих тел. Это означает, что поверхности должны быть абсолютно гладкими и оба соприкасающихся тела могут двигаться друг относительно друга без трения.

Правильные фигуры плоски лишь в очень редких случаях, например, когда оба взаимно соприкасающихся тела представляют собой шары одинакового диаметра и состоят из одного и того же абсолютно однородного материала. В большинстве случаев названные фигуры получают в пространстве форму изогнутой поверхности, которая в случае обычных соединений представляет собой параболоид вращения. Для расчета параметров последнего Герц вывел необходимые формулы. Обозначив величины, обратные главным радиусам кривизны двух тел в основных плоскостях в точке касания через

$$\rho_{11} = \frac{1}{R_{11}}; \quad \rho_{12} = \frac{1}{R_{12}};$$

$$\rho_{21} = \frac{1}{R_{21}}; \quad \rho_{22} = \frac{1}{R_{22}},$$

Герц вывел вспомогательную величину  $\tau$ , необходимую для быстрого определения коэффициентов  $\mu$  и  $\nu$ , раскрыв значения эллиптических интегралов. Величина  $\tau$  является функцией основных соприкасающихся линий изгибов и равна

$$\tau = \frac{\sqrt{(\rho_{11} - \rho_{12})^2 + 2(\rho_{11} - \rho_{12})(\rho_{21} - \rho_{22}) \cos 2\omega + (\rho_{21} - \rho_{22})^2}}{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}}, \quad (9)$$

где  $\omega$  — угол между плоскостями основных сечений обоих тел.

<sup>1</sup> R. Striebeck, Kugellager für beliebige Belastungen, UDI 45, 1901.

<sup>2</sup> А. Пальмгрэн, Шариковые и роликовые подшипники. Машгиз, 1949.

<sup>3</sup> Сборник института инженеров путей сообщения. Петроград, 1917, и Сборник статей «Инженерные сооружения и строительная механика», Ленинград, 1924.

Определение значений  $\tau$  сводится к вычислению формулы, содержащей только геометрические величины. На основании этой формулы выводят значения обоих коэффициентов Герца  $\mu$  и  $\nu$  (см. табл. 4). С помощью этих коэффициентов находят полуоси проекций площадок соприкосновения по следующим формулам (фиг. 99):

$$a = \mu \sqrt[3]{\frac{3}{8} P' \frac{v_1 + v_2}{\sum \rho}}, \quad (10)$$

$$b = \nu \sqrt[3]{\frac{3}{8} P' \frac{v_1 + v_2}{\sum \rho}}, \quad (11)$$

где  $a$  — большая полуось эллипса в см;  
 $b$  — малая полуось эллипса в см;  
 $P'$  — сжимающая сила двух соприкасающихся тел в кг;

$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$  — сумма основных изгибов соприкасающихся тел;

$v_1 = 4 \frac{(m_1^2 - 1)}{Em_1^2}$  — коэффициент упругости материала первого тела;

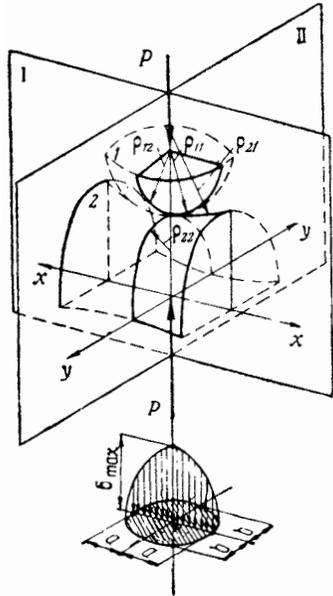
$v_2 = 4 \frac{(m_2^2 - 1)}{Em_2^2}$  — коэффициент упругости материала второго тела.

Здесь  $E = 2,12 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup> — модуль упругости;  
 $m$  — коэффициент Пуассона.

Герц пришел к заключению, что проекция фигуры двух соприкасающихся тел на касательную плоскость будет представлять собой поверхность второго порядка, имеющую эллиптическую форму с полуосями  $a$  и  $b$ , и будет определяться следующим уравнением (фиг. 100):

$$z = \frac{3}{2} \frac{P'}{\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}. \quad (12)$$

Кроме того, он нашел, что напряжения в каждой точке этой поверхности образуют полуэллипсоид с полуосями, основания которых равны  $a$  и  $b$ , а высота  $\frac{3}{2} \frac{P'}{\pi ab}$ . Таким образом, максимальное напряжение имеет место в центре фигуры и равно  $\frac{3}{2}$  значения



Фиг. 99. Схема, иллюстрирующая проекции площадок соприкосновения в шарикоподшипниках.

Значения коэффициентов  $\mu$ ,  $\nu$ ,  $j$ 

$\tau$	$\mu$	$\nu$	$\mu\nu$	$j$	$\frac{j}{\mu}$	$\tau$	$\mu$	$\nu$	$\mu\nu$	$j$	$\frac{j}{\mu}$
0,0000	1,000	1,0000	1,000	1,5700	1,570	0,8310	2,469	0,5217	1,288	2,9645	1,201
0,0466	1,032	1,9696	1,001	1,6200	1,570	0,8350	2,494	0,5186	1,293	2,9722	1,192
0,1075	1,076	0,9318	1,003	1,6882	1,569	0,8389	2,521	0,5155	1,300	3,0047	1,190
0,1974	1,148	0,8791	1,008	1,7887	1,558	0,8428	2,548	0,5124	1,306	3,0125	1,183
0,2545	1,198	0,8472	1,015	1,8509	1,545	0,8468	2,576	0,5093	1,312	3,0202	1,172
0,3204	1,262	0,8114	1,025	1,9330	1,532	0,8507	2,605	0,5061	1,318	3,0507	1,170
0,3954	1,345	0,7717	1,038	2,0436	1,519	0,8545	2,635	0,5029	1,325	3,0545	1,159
0,4795	1,456	0,7278	1,060	2,1610	1,488	0,8584	2,666	0,4996	1,332	3,0808	1,155
0,5342	1,540	0,6992	1,078	2,2462	1,459	0,8623	2,698	0,4963	1,338	3,1098	1,153
0,5819	1,607	0,6791	1,092	2,3048	1,439	0,8661	2,731	0,4930	1,346	3,1125	1,140
0,6113	1,684	0,6580	1,108	2,3945	1,423	0,8699	2,765	0,4897	1,354	3,1373	1,135
0,6521	1,775	0,6359	1,128	2,4584	1,385	0,8737	2,800	0,4863	1,362	3,1615	1,123
0,6716	1,826	0,6245	1,140	2,5071	1,373	0,8774	2,837	0,4828	1,370	3,1851	1,120
0,6920	1,882	0,6127	1,153	2,5599	1,360	0,8811	2,874	0,4794	1,378	3,2046	1,115
0,7126	1,943	0,6006	1,168	2,5956	1,334	0,8849	2,914	0,4759	1,388	3,2270	1,107
0,7332	2,011	0,5881	1,182	2,6659	1,326	0,8885	2,954	0,4723	1,395	3,2452	1,099
0,7538	2,087	0,5752	1,200	2,7191	1,303	0,8922	2,996	0,4687	1,404	3,2670	1,090
0,7579	2,103	0,5726	1,204	2,7248	1,296	0,8958	3,040	0,4650	1,416	3,2833	1,080
0,7620	2,119	0,5699	1,208	2,7389	1,293	0,8994	3,082	0,4613	1,423	3,2995	1,070
0,7661	2,136	0,5672	1,210	2,7473	1,286	0,9030	3,135	0,4576	1,432	3,3322	1,064
0,7702	2,153	0,5646	1,215	2,7597	1,281	0,9065	3,181	0,4538	1,444	3,3468	1,052
0,7743	2,171	0,5618	1,220	2,7685	1,275	0,9100	3,233	0,4499	1,455	3,3775	1,045
0,7784	2,189	0,5591	1,223	2,7837	1,271	0,9134	3,286	0,4460	1,466	3,3906	1,032
0,7825	2,207	0,5564	1,228	2,7917	1,265	0,9269	3,526	0,4297	1,515	3,5131	0,996
0,7866	2,226	0,5536	1,232	2,8166	1,265	0,9428	3,899	0,4076	1,588	3,6656	0,940
0,7907	2,245	0,5508	1,237	2,8416	1,264	0,9458	3,986	0,4029	1,606	3,6907	0,926
0,7948	2,265	0,5480	1,240	2,8587	1,262	0,9488	4,079	0,3981	1,623	3,7220	0,915
0,7988	2,286	0,5452	1,246	2,8633	1,253	0,9517	4,178	0,3932	1,643	3,7657	0,901
0,8029	2,306	0,5423	1,250	2,8697	1,244	0,9574	4,395	0,3830	1,682	3,8424	0,874
0,8069	2,328	0,5395	1,256	2,8842	1,239	0,9705	5,091	0,3551	1,808	4,0583	0,797
0,8110	2,350	0,5366	1,260	2,8898	1,229	0,9818	6,159	0,3223	1,985	4,3440	0,705
0,8150	2,372	0,5336	1,266	2,9040	1,224	0,9909	8,062	0,2814	2,268	4,7492	0,589
0,8190	2,395	0,5307	1,270	2,9136	1,217	0,9973	12,789	0,2232	2,855	5,4415	0,425
0,8230	2,419	0,5277	1,277	2,9468	1,215	1,0000	$\infty$	0,0000	—	—	—
0,8270	2,443	0,5247	1,282	2,9558	1,210	—	—	—	—	—	—

среднего напряжения. По краям эллипса основания напряжение будет равно нулю.

Измерив расстояние между двумя точками касающихся тел, взятых достаточно далеко одна от другой, Герц нашел сближение двух тел вследствие деформаций в месте контакта; оно равно

$$\delta = \frac{3P'}{8} \frac{v_1 + v_2}{a\pi} \int_0^{\infty} \frac{dz'}{(1 + k'^2 z'^2)(1 + z'^2)}, \quad (13)$$

где  $z'$  — отрезок нормали в любой точке эллипса деформации до пересечения ее с полуэллипсоидом напряжений;  
 $k = b/a$  — отношение малой полуоси к большой полуоси эллипса деформаций.

Для удобства пользования этим выражением в обычных расчетах принимают

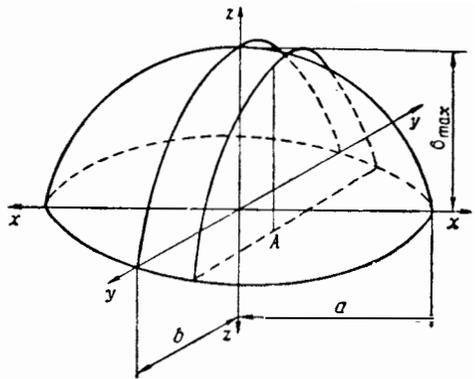
$$\int_0^{\infty} \frac{dz'}{(1 + k'^2 z'^2)(1 + z'^2)} = j.$$

Для подтверждения своих теоретических выводов Герц провел целый ряд экспериментов. Ему удалось установить форму деформирующейся поверхности и измерить ее величину. Результаты этих экспериментов не всегда соответствовали теоретическим выводам, однако они позволили заключить, что эта теория была пригодна с некоторым приближением в той области, которая представляет интерес для большей части приложений механики.

Формулы Герца являются основой современного контактного расчета и применяются для определения напряжений между двумя любыми элементами машины, оказывающими друг на друга давление.

При расчете подшипников качения с помощью формул Герца определяют напряжения между телами качения и кольцами под действием воспринимаемой нагрузки, форму и величину контактных площадок, а также величину сближения контактирующих поверхностей.

Для случаев применения различных подшипников рекомендуемые формулы приведены ниже в окончательном виде.



Фиг. 100. Поверхностная диаграмма удельных давлений на площадке деформации.

Штрибек также занимался изучением вопросов сближения двух упругих шаров под действием давления и вывел следующую приближенную формулу:

$$\delta/2 = 1,23 \sqrt[3]{\frac{P r^2 \alpha^2 (r_1 + r_2)}{r_1 r_2}}, \quad (14)$$

где  $\alpha$  — коэффициент удлинения материала;  
 $r_1$  и  $r_2$  — радиусы рассматриваемых тел, имеющих форму шаров.

Значение коэффициента Пуассона для обоих тел принято  $10/3$ . Эта формула более проста, чем формула Герца, и применение ее не представляет трудностей, тем более, что модули упругости и коэффициенты Пуассона для обоих сжимающихся тел, как правило, одинаковы.

Штрибек провел большое количество опытов с целью проверки области применения уравнений, полученных Герцем. Он пришел к очень важному выводу о применимости с достаточным приближением этих уравнений почти для всех расчетов подшипников.

Штрибек, исследуя и рассчитывая подшипники качения, нашел с помощью аналитической системы закономерность, на основе которой в шарикоподшипниках происходит распределение внешней нагрузки на тела качения. Стараясь избежать статически неопределимой задачи, он допустил в своих работах, что кольца под действием приложенной силы не деформируются и что в подшипнике отсутствуют какие-либо внутренние зазоры.

Штрибек нашел, что нагрузка распределяется различным образом между телами качения и что наибольшее усилие воспринимает шарик, находящийся непосредственно под внешним усилием, при этом

$$P = 4,37 \frac{R}{z}, \quad (15)$$

где  $P$  — нагрузка на наиболее нагруженный шарик;

$R$  — радиальная нагрузка на подшипник;

$z$  — количество шариков в подшипнике.

В дальнейшем для практических расчетов коэффициент 4,37 был увеличен до 5, целесообразность чего была подтверждена всей последующей работой.

Аналогичное распределение сил существует между телами качения и в подшипниках с линейным контактом, однако теоретический коэффициент здесь несколько иной.

Вместе с тем опыт подтвердил, что на практике можно употреблять одинаковые формулы, поскольку трудность определения рабочих зазоров в подшипниках вводит неточности, превышающие погрешности, связанные с уточнением теоретических коэффициентов.

Штрибек рекомендует нагрузки на остальные шарики определять по следующей формуле (фиг. 101):

$$P_{n'} = 5 \frac{R}{z} \cos^{3/2} n' \alpha, \quad (16)$$

где  $\alpha$  — центральный угол между двумя рядом расположенными шариками;

$n'$  — номер шарика по порядку, считая от наиболее нагруженного.

Штрибек провел ряд испытаний, сдавливая, в частности, соединенные по парам шарики; исследовал значения больших нагрузок, которые приводили контактные тела к деформациям, близким к пределу упругости материала. В результате этих работ ему удалось показать, что при нагружении шариков из закаленной стали, нагрузка, вызывающая деформацию шариков, близкая к пределу упругости материала, пропорциональна квадрату диаметра шарика:

$$P = k d_{ш}^2, \quad (17)$$

где  $k$  — коэффициент пропорциональности;

$d_{ш}$  — диаметр шарика в мм.

Для расчета подшипников эта формула приведена Штрибеком к виду

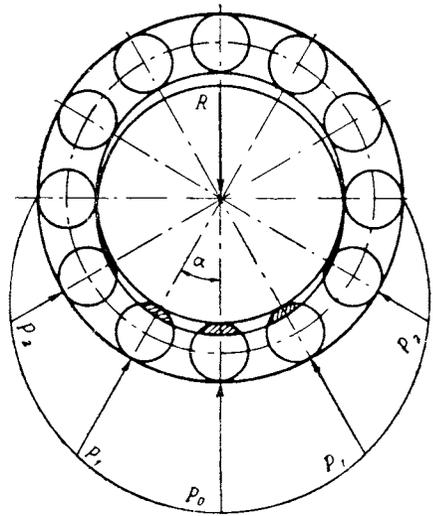
$$P = k z d_{ш}^2, \quad (18)$$

где  $z$  — число шариков подшипника.

Эту формулу применяют в настоящее время при определении допустимой нагрузки на невращающийся подшипник (статическая нагрузка); коэффициент  $k$  зависит от конструкции подшипника (формы контактирующих поверхностей).

Значения коэффициентов  $k$  были предложены Штрибеком и другими исследователями, однако эти значения непрерывно уточняются, что объясняется развитием металлургии и технологии обработки, позволяющим увеличить грузоподъемность подшипников.

Установлено, что для подшипника, находящегося в статическом состоянии, может быть допущена меньшая нагрузка, чем на медленно вращающийся подшипник. Это объясняется тем, что при отсутствии движения напряжению подвергаются одни и те же части



Фиг. 101. Схема распределения нагрузки на шарики подшипника.

тел качения и дорожек качения колец. При медленном вращении зоны нагружения деталей непрерывно меняются; после нагрузки и упругой деформации восстанавливается первоначальная форма детали и снимаются внутренние напряжения в ней, прежде чем она подвергнется новому давлению.

## 2. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

В основе расчета подшипников лежит зависимость между долговечностью подшипника, исчисляемой суммарным числом оборотов (или соответствующим временем), нагрузкой и характеристикой конкретного подшипника (коэффициентом работоспособности):

$$h = \frac{1}{n} \left( \frac{C}{Q_{\text{пр}}} \right)^{m'} \quad (19)$$

где  $C$  — коэффициент работоспособности подшипника (постоянный для данного подшипника);

$Q_{\text{пр}}$  — приведенная нагрузка в  $\kappa\Gamma$ ;

$n$  — число оборотов подшипника в минуту;

$m'$  — постоянный показатель степени;

$h$  — долговечность подшипника в часах.

Показатель степени  $m'$  в отечественной практике принят равным 3,33. Зарубежные фирмы принимают его равным 3; 3,33; 4; его значение непрерывно уточняется.

В табл. 22—30 приведены вспомогательные материалы для расчета подшипников.

### Расчет радиальных шарико- и роликоподшипников

Расчет радиальных подшипников производят на основании следующей формулы:

$$C = Q_{\text{пр}} (nh)^{0,3} \quad (20)$$

(значения  $(nh)^{0,3}$  приведены в табл. 27).

Приведенную нагрузку на шарикоподшипник при совместном действии радиальной и осевой нагрузок определяют по формуле

$$Q_{\text{пр}} = R + mA \quad (21)$$

где  $R$  — радиальная нагрузка в  $\kappa\Gamma$ ;

$A$  — осевая нагрузка в  $\kappa\Gamma$ ;

$Q_{\text{пр}}$  — приведенная радиальная нагрузка на подшипник, эквивалентная одновременному действию радиальной и осевой нагрузок;

$m$  — коэффициент приведения осевой нагрузки к условной радиальной.

В принятой стандартной методике расчета приведенную радиальную нагрузку определяют по формуле

$$Q_{\text{пр}} = R + 1,5 A. \quad (22)$$

Однако практика показывает, что эта формула может быть применена в ограниченных случаях (когда радиальные зазоры в подшипнике имеют малые значения). В большинстве же случаев она дает завышенные значения приведенной нагрузки.

Еще в 1939 г. Д. Н. Решетов высказал предположение, что принятый для расчета шариковых радиальных подшипников коэффициент  $m$ , равный 1,5, сильно завышен. Теоретически решая задачу об определении приведенной нагрузки для шариковых радиальных подшипников, Д. Н. Решетов пользовался выведенными им геометрическими соотношениями и рекомендациями Герца:

$$P = k\delta^{3/2}.$$

По задаваемым значениям максимального и минимального сближений он определял распределение нагрузки на шарики и результирующие силы (радиальные и осевые). Составленные таким образом таблицы распределения нагрузки на шарики и соответствующих значений радиальной и осевой составляющих дали возможность определить эквивалентную нагрузку на подшипники (вычисления выполнены для значений  $A/R$  от 0 до 1).

Опыт дальнейшей работы подтвердил, что используемая в стандартной методике формула вычисления приведенной радиальной нагрузки недостаточно точна. Она составлена без учета одновременного действия на подшипник радиальной и осевой сил. При рассмотрении процесса нагружения подшипника можно обнаружить, что при наличии осевой нагрузки сила распределяется в радиальном направлении равномернее: при чисто радиальной нагрузке менее половины шариков подвергаются напряжению, а при наличии дополнительной осевой силы радиальная нагрузка распространяется на большее количество тел качения (а в некоторых случаях, когда осевая сила достаточно велика, на все тела качения). Следовательно, на один шарик приходится меньшее давление, поэтому в этом случае подшипник может подвергаться большему радиальному нагружению.

В практическом применении приведенная условная радиальная нагрузка принимается с поправочными множителями  $K_6$  и  $K_K$ :

$$Q_{\text{пр}} = (K_K R + mA) K_6, \quad (23)$$

где  $K_6$  — динамический коэффициент, учитывающий динамичность приложения нагрузки к подшипнику;

$K_k$  — кинематический коэффициент, учитывающий изменение числа циклов напряжения при вращающемся наружном кольце (при внутреннем вращающемся кольце он равен 1; в случае вращения наружного кольца он равен 1,1 — для сферических шарикоподшипников и 1,35 — для всех остальных подшипников).

Формула (22) может быть использована (с определенным дополнением) при углах контакта в подшипниках до  $12^\circ$  (при радиальном зазоре по основному ряду табл. 31); для отыскания приведенной нагрузки при больших углах контакта следует руководствоваться методикой, принятой для радиально-упорных подшипников.

### Расчет радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

Формула для расчета радиально-упорных подшипников имеет тот же вид, что и для радиальных подшипников:

$$C = (K_k R + mA) K_6 (nh)^{0,3}. \quad (24)$$

Поскольку данные подшипники работают, как правило, при преобладающих осевых усилиях, под действием радиальной нагрузки  $S$  (фиг. 102), направленная вдоль оси подшипника, которую учитывают при расчете по формуле

$$S \approx 1,3R \operatorname{tg} \beta. \quad (25)$$

В связи с этим формула (24) примет следующий вид:

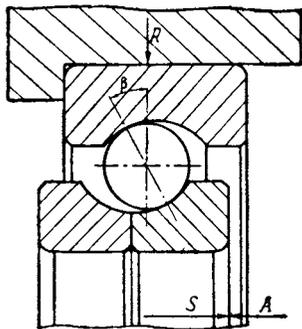
$$C = [K_k R + m(A - S)] K_6 (nh)^{0,3}. \quad (26)$$

Коэффициент  $m$  приведения осевой нагрузки к условной радиальной зависит от угла контакта в подшипнике и определяется по формуле

$$m = \frac{1}{2,6 \operatorname{tg} \beta} \quad (27)$$

(округленные значения коэффициента  $m$  даны в табл. 22).

Теоретические и экспериментальные работы ВНИПП позволяют предложить новую уточненную методику определения приве-



Фиг. 102. Схема действия осевой составляющей  $S$  от радиальной нагрузки на радиально-упорный шарико-подшипник.

денной радиальной нагрузки при расчете радиально-упорных шарикоподшипников:

$$Q_{\text{пр}} = x'R + y'A, \quad (28)$$

где  $x'$  и  $y'$  — коэффициенты, значения которых для некоторых типов подшипников приведены в табл. 5.

Таблица 5

Значение коэффициентов  $x'$  и  $y'$  для некоторых типов подшипников

Тип подшипника	Угол контакта в подшипнике град	Значение коэффициента		$\frac{A}{R}$
		$x'$	$y'$	
36000	12	0,4	1,77	$\geq 0,34$
46000	26	0,43	0,75	$\geq 0,76$
66000	36	0,47	0,48	$\geq 1,1$

Примечание. При  $\frac{A}{R} < 0,34$  значение  $Q$  принимают равным  $R$ .

### Расчет упорных шарикоподшипников

Расчет упорных подшипников проводят на основании следующей формулы:

$$C = AK_6(nh)^{0,3}. \quad (29)$$

### Расчет подшипников, работающих при переменной нагрузке и переменном числе оборотов

В тех случаях, когда подшипник работает при переменной нагрузке и переменном числе оборотов, расчет его производят по эквивалентному режиму  $Q_{\text{эк}}$  и  $n_{\text{эк}}$ .

Для определения эквивалентной нагрузки применяют следующую формулу:

$$Q_{\text{эkv}} = \sqrt[3,33]{\alpha_1 \beta_1 Q_1^{3,33} + \alpha_2 \beta_2 Q_2^{3,33} + \dots + \alpha_n \beta_n Q_n^{3,33}}, \quad (30)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_n$  — продолжительность работы подшипника на каждом режиме относительно общего времени службы:

$$\alpha_1 = \frac{h_1}{h}; \quad \alpha_2 = \frac{h_2}{h}; \quad \alpha_n = \frac{h_n}{h};$$

$\beta_1, \beta_2, \beta_n$  — число оборотов подшипника на каждом из заданных режимов относительно эквивалентного числа оборотов:

$$\beta_1 = \frac{n_1}{n_{\text{эkv}}}; \quad \beta_2 = \frac{n_2}{n_{\text{эkv}}}; \quad \beta_n = \frac{n_n}{n_{\text{эkv}}}.$$

Значение  $n_{\text{эkv}}$  обычно принимают равным наиболее длительному режиму работы. Подсчитанные значения  $Q^{3,33}$  и  $\sqrt[3,33]{Q}$  приведены в табл. 24.

Если нагрузка на подшипник непрерывно изменяется по закону прямой линии от  $Q_{\text{min}}$  до  $Q_{\text{max}}$ , то эквивалентную нагрузку определяют по следующей формуле:

$$Q_{\text{эkv}} = \frac{Q_{\text{min}} + 2Q_{\text{max}}}{3}. \quad (31)$$

Расчет подшипника производят по формуле

$$Q = Q_{\text{эkv}} K_k K_b.$$

### Расчет подшипников, работающих при $n \leq 10$ об/мин

При скорости вращения подшипника 10 об/мин специальный расчет его на долговечность не проводят. Соответствие подшипника условиям работы в узле определяют путем сравнения заданной нагрузки с допускаемой статической нагрузкой  $Q_{\text{ст}}$  для данного подшипника, указанной в каталогах.

### Статическая нагрузка

Статическую нагрузку определяют как нагрузку на невращающийся подшипник. Допустимая статическая нагрузка на подшипник определяется допустимой величиной остаточной деформации,

В тех случаях, когда на невращающийся шарикоподшипник действуют одновременно радиальная и осевая нагрузки, приведенную статическую нагрузку определяют по формуле

$$Q_{ст.пр} = x''R + y''A. \quad (32)$$

Коэффициенты  $x''$  и  $y''$ , зависящие от типа и конструкции подшипника, приведены в табл. 6.

Таблица 6

Значение коэффициентов  $x''$  и  $y''$

Разновидность подшипника	Коэффициент	
	$x''$	$y''$
Шарикоподшипники радиальные однорядные и двухрядные	0,6	0,5
Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные при угле контакта:		
$\beta = 12^\circ$	0,6	0,5
$\beta = 26^\circ$	0,5	0,38
$\beta = 36^\circ$	0,5	0,3

Для двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников значения  $x''$  и  $y''$  удваиваются по сравнению с указанными в табл. 6.

Коэффициенты  $x''$  и  $y''$  для определения приведенной статической нагрузки основаны на рекомендациях, которые изданы Международной организацией по стандартизации (ИСО).

### Формулы для определения основных характеристик подшипников

Для определения основных характеристик подшипников в табл. 7 приведены эмпирические формулы.

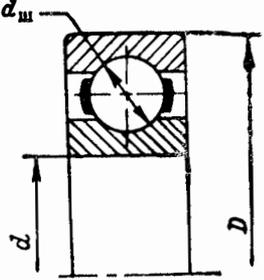
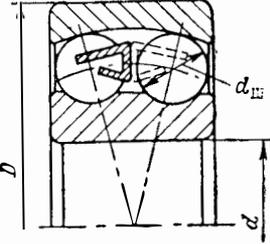
В этих формулах:

- $z$  — количество тел качения в одном ряду (шариков или роликов);
- $d_{ш}$  — диаметр шарика в мм;
- $\phi$  — коэффициент, зависящий от размера тел качения;
- $\beta$  — угол контакта;
- $d_p$  — диаметр ролика в мм;
- $l_p$  — рабочая длина ролика в мм;
- $d$  — внутренний диаметр подшипника в мм;
- $D$  — наружный диаметр подшипника в мм;
- $D_1$  — диаметр по дорожке качения внутреннего кольца в мм.

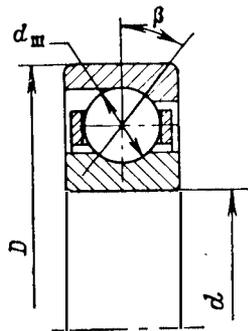
Примечания. 1. Значения  $z^{0,7}$ ,  $d_{ш}^2$ ,  $\phi$  приведены в табл. 25, 26.

2. Значения  $C$  и  $Q_{ст}$  для радиальных, радиально-упорных шарико- и роликоподшипников радиальных с короткими цилиндрическими роликами в зависимости от  $d_{ш}$  и  $z$  приведены в табл. 28—30.

Формулы для расчета

Разновидность подшипника	Эскиз	коэффициента работоспособности подшипника $C$	допустимой радиальной нагрузки на невращающийся подшипник $Q_{ст}$ $кГ$	ориентировочного предельного числа оборотов в минуту $n_{пр}$
Шарикоподшипник радиальный однорядный		$65z^{0,7} d_{ш}^2 \varphi$	$1,2z d_{ш}^2$	$\frac{1\ 000\ 000}{d + D}$
Шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный		$60z^{0,7} d_{ш}^2 \varphi \cos \beta$	$0,68 z d_{ш}^2$	$\frac{1\ 000\ 000}{d + D}$

Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный

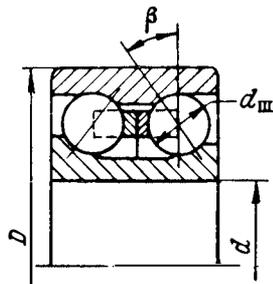


$$65z^{0,7} d_{\text{ш}}^2 \varphi \cos \beta$$

$$1,2z d_{\text{ш}}^2 \cos \beta$$

$$\frac{1\,000\,000}{d + D}$$

Шарикоподшипник радиально-упорный двухрядный

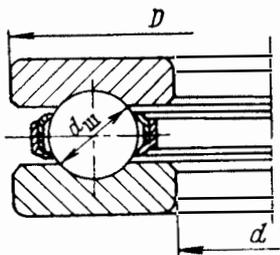
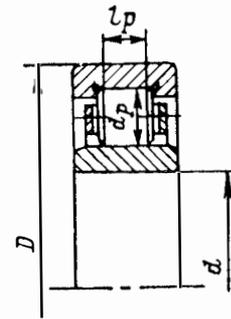


$$100z^{0,7} d_{\text{ш}}^2 \varphi \cos \beta$$

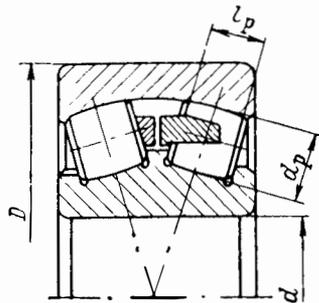
$$1,8z d_{\text{ш}}^2 \cos \beta$$

$$\frac{500\,000}{d + D}$$

## Формулы для расчета

Разновидность подшипника	Эскиз	коэффициента работоспособности подшипника $C$	допустимой радиальной нагрузки на невращающийся подшипник $Q_{ст}$ кГ	ориентировочного предельного числа оборотов в минуту $n_{пр}$
Шарикоподшипник упорный одинарный и двойной		$95z^{0,7} d_{ш}^2 \varphi$	$4,7 z d_{ш}^2$	$\frac{300\ 000}{d + D}$
Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами		$80z^{0,7} d_p l_p$	$2,2 z l_p d_p$	$\frac{1\ 000\ 000}{d + D}$

Роликоподшипник радиальный сферический двухрядный

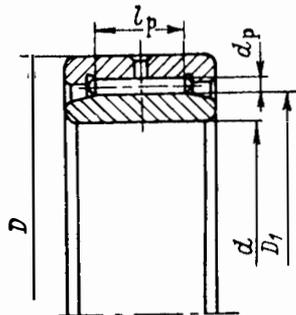


$$135z^{0,7} d_p l_p \cos \beta$$

$$3,5z l_p d_p \cos \beta$$

$$\frac{700\,000}{d + D}$$

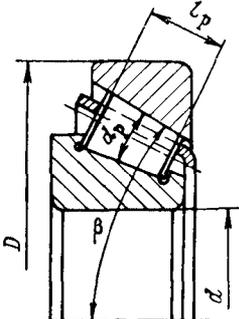
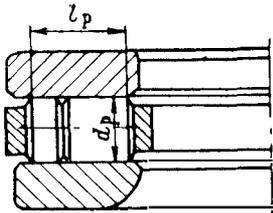
Роликоподшипник игольчатый



$$250 D_1^{0,7} l_p$$

$$3D_1 l_p$$

$$\frac{100\,000}{d}$$

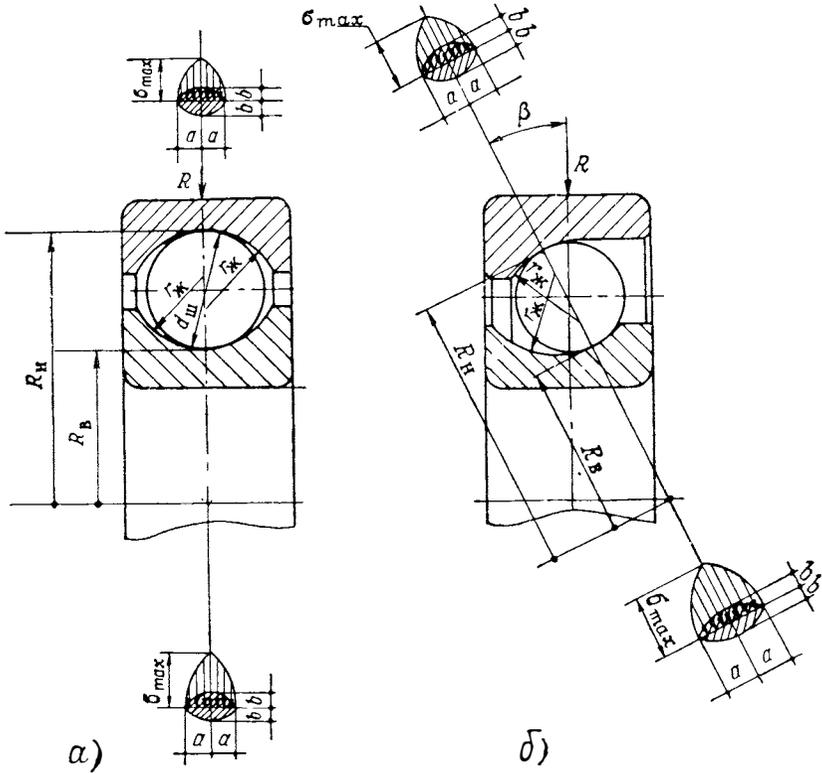
Разновидность подшипника	Эскиз	Формулы для расчета		
		коэффициент работоспособности подшипника $C$	допустимой радиальной нагрузки на невращающийся подшипник $Q_{ст}$ $кГ$	ориентировочного предельного числа оборотов в минуту $n_{пр}$
Роликоподшипник конический однорядный		$80z^{0,7} d_p l_p \cos \beta$	$2,2z d_p l_p \cos \beta$	$\frac{700\ 000}{d + D}$
Роликоподшипник упорный с короткими цилиндрическими роликами		$100z^{0,7} d_p l_p$	$6z d_p l_p$	—

### 3. ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕНИЙ И УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ В ПОДШИПНИКАХ

Таблица 8

В табл. 8—14 приведены основные формулы для расчета напряжений и упругих деформаций.

Определяемый параметр	Формулы для расчета в случае, если	
	шарик соприкасается с внутренним кольцом	шарик соприкасается с наружным кольцом



Однорядный радиальный (а) и радиально-упорный шарикоподшипник (б)

$\sigma_{\max}$ кг/см <sup>2</sup>	$\frac{4100}{\mu\sqrt{3}} \sqrt[3]{P \left( \frac{4}{d_{\text{ш}}} + \frac{1}{R_{\text{в}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} \right)^2}$	$\frac{4100}{\mu\sqrt{3}} \sqrt[3]{P \left( \frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{R_{\text{н}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} \right)^2}$
$a$ см	$0,0108\mu \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} + \frac{1}{R_{\text{в}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}}}}$	$0,0108\mu \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{R_{\text{н}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}}}}$

Определяемый параметр	Формулы для расчета в случае, если	
	шарик соприкасается с внутренним кольцом	шарик соприкасается с наружным кольцом
$b$ см	$0,0108 \nu \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d_{ш}} + \frac{1}{R_{в}} - \frac{1}{r_{ж}}}}$	$0,0108 \nu \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d_{ш}} - \frac{1}{R_{н}} - \frac{1}{r_{ж}}}}$
$\delta$ см	$372 \cdot 10^{-7} \frac{J}{\mu} \times$ $\times \sqrt[3]{P^2 \left( \frac{4}{d_{ш}} + \frac{1}{R_{в}} - \frac{1}{r_{ж}} \right)}$	$372 \cdot 10^{-7} \frac{J}{\mu} \times$ $\times \sqrt[3]{P^2 \left( \frac{4}{d_{ш}} - \frac{1}{R_{н}} - \frac{1}{r_{ж}} \right)}$

В этих формулах:

$\delta$  — сближение центров внутреннего и наружного колец вследствие упругих контактных деформаций;

$P$  — радиальная нагрузка на наиболее нагруженный шарик:

$$P = \frac{5R}{z \cos \beta}; \quad (33)$$

$r_{ж}$  — радиус желоба;

$R$  — радиальная нагрузка на подшипник;

$R_{н}, R_{в}$  — соответственно радиус по дну желоба колец наружного и внутреннего;

$\mu, \nu$  и  $j$  — коэффициенты, учитывающие кривизну тел в точке касания, являются функциями эллиптических интегралов; значения их в зависимости от  $\tau$  приведены в табл. 4.

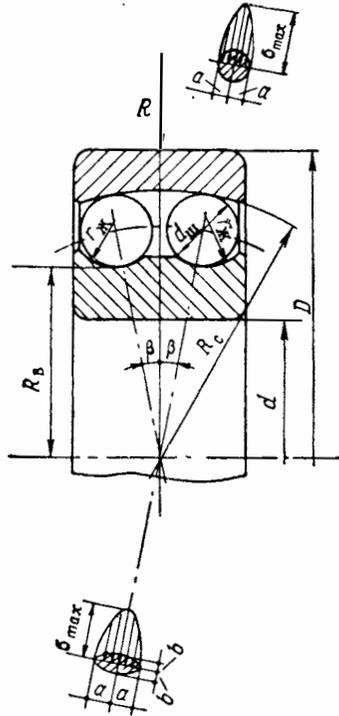
Здесь

$$\tau = \frac{\pm \frac{1}{R_{в(н)}} + \frac{1}{r_{ж}}}{\frac{4}{d_{ш}} \pm \frac{1}{R_{в(н)}} - \frac{1}{r_{ж}}}; \quad (34)$$

знак плюс берется в формулах при соприкосании шарика с внутренним кольцом, знак минус — с наружным.

Допускаемое напряжение для данных подшипников  $\sigma_{\max} \leq 50000 \text{ кг/см}^2$ .

Определяемый параметр	Формулы для расчета в случае, если	
	шарик соприкасается с внутренним кольцом	шарик соприкасается с наружным кольцом



Радиальный сферический двухрядный шарикоподшипник

$\sigma_{\max}$ кг/см <sup>2</sup>	$\frac{4100}{\mu\nu} \times$ $\times \sqrt[3]{P \left( \frac{4}{d_{\text{ш}}} + \frac{1}{R_{\text{в}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} \right)^2}$	$4100 \sqrt[3]{P \left( \frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{2}{R_{\text{с}}} \right)^2}$
$a$ см	$0,0108 \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} + \frac{1}{R_{\text{в}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}}}$	$0,0108 \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{2}{R_{\text{с}}}}$
$b$ см	$0,0108 \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} + \frac{1}{R_{\text{в}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}}}$	$0,0108 \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{2}{R_{\text{с}}}}$

Определяемый параметр	Формулы для расчета в случае, если	
	шарик соприкасается с внутренним кольцом	шарик соприкасается с наружным кольцом

$$\delta \text{ см} \quad \times \sqrt[3]{\frac{372 \cdot 10^{-7} \frac{j}{\mu} \times P^2 \left( \frac{4}{d_{\text{ш}}} + \frac{1}{R_{\text{в}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} \right)}{580 \cdot 10^{-7} \sqrt[3]{P^2 \left( \frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{2}{R_{\text{с}}} \right)}}$$

В этих формулах:

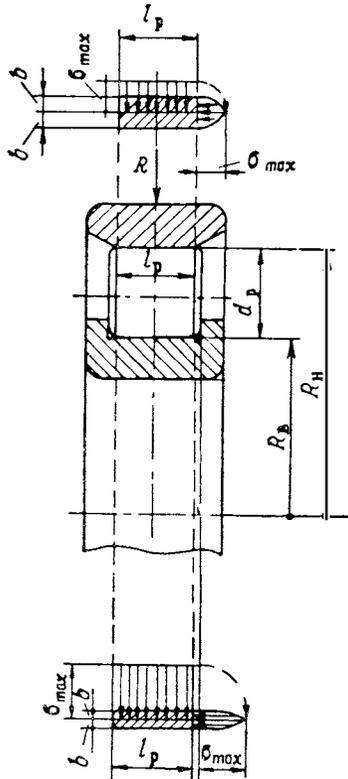
$$P = \frac{5R}{2z \cos \beta}; \quad (35)$$

$\mu$ ,  $\nu$ ,  $j$  — коэффициенты, определяемые в зависимости от значения  $\tau$ , которое определяют по формуле (34).

Допускаемое напряжение для данных подшипников  $\sigma_{\text{max}} \leq 50000 \text{ кг/см}^2$ .

Таблица 9

Определяемый параметр	Формулы для расчета в случае, если	
	ролик соприкасается с внутренним кольцом	ролик соприкасается с наружным кольцом



Определяемый параметр	Формулы для расчета в случае, если	
	ролик соприкасается с внутренним кольцом	ролик соприкасается с наружным кольцом

Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами

$\sigma_{\max}$ кг/см <sup>2</sup>	$610 \sqrt{\frac{P}{l_p} \left( \frac{2}{d_p} + \frac{1}{R_B} \right)}$	$610 \sqrt{\frac{P}{l_p} \left( \frac{2}{d_p} - \frac{1}{R_H} \right)}$
$b$ см	$104 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{P}{l_p \left( \frac{2}{d_p} + \frac{1}{R_B} \right)}}$	$104 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{P}{l_p \left( \frac{2}{d_p} - \frac{1}{R_H} \right)}}$
$\delta$ см	$61 \cdot 10^{-8} \frac{P}{l_p} \left[ 7,85 + \right.$ $\left. + \lg \frac{l_p}{P \left( \frac{2}{d_p} + \frac{1}{R_B} \right)} \right]$	$61 \cdot 10^{-8} \frac{P}{l_p} \left[ 7,85 + \right.$ $\left. + \lg \frac{l_p}{P \left( \frac{2}{d_p} - \frac{1}{R_H} \right)} \right]$

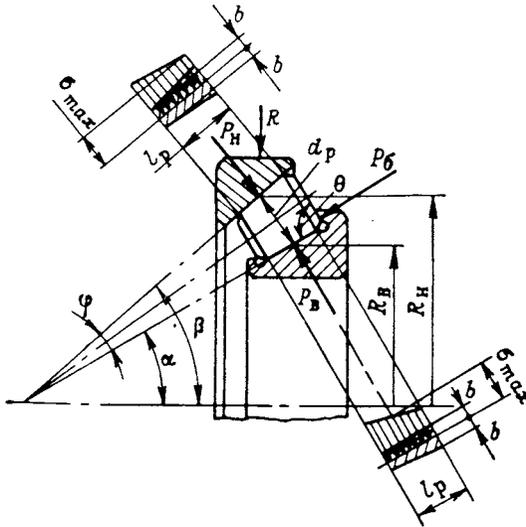
В этих формулах:

$P$  — радиальная нагрузка на наиболее нагруженный ролик:

$$P = \frac{4,6 R}{z}. \quad (36)$$

Допускаемое напряжение для данного подшипника  $\sigma_{\max} \leq 35\,000$  кг/см<sup>2</sup>.

Силы, воспринимаемые элементами подшипника	Формулы для расчета воспринимаемых нагрузок при действующих силах на подшипник	
	радиальной $R$	осевой $A$



Конический роликоподшипник

$P_v$ — дорожкой качения внутреннего кольца	$P \frac{\sin(180 - \varphi - \theta)}{\sin \theta}$	$\frac{A}{z} \frac{\sin(180 - \varphi - \theta)}{\sin \beta \sin \theta}$
$P_n$ — дорожкой качения наружного кольца	$P$	$\frac{A}{z} \frac{1}{\sin \beta}$
$P_6$ — направляющим бортом	$P \frac{\sin \varphi}{\sin \theta}$	$\frac{A}{z} \frac{\sin \varphi}{\sin \beta \sin \theta}$

В этих формулах  $P$  — радиальная нагрузка на наиболее нагруженный ролик

$$P = \frac{4,6 R}{z \cos \beta}. \quad (37)$$

$P_v$  — сила, воспринимаемая дорожкой качения внутреннего кольца;

$P_n$  — результирующая сила, воспринимаемая дорожкой качения наружного кольца;

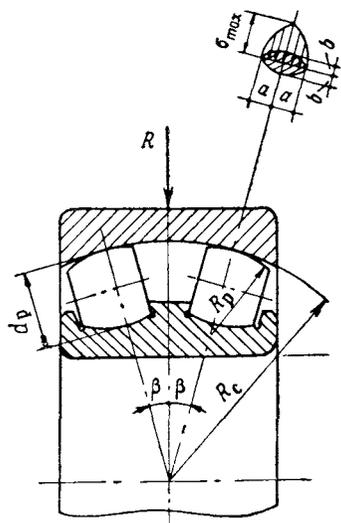
$P_6$  — результирующая сила, воспринимаемая направляющим бортом.

Для определения  $\sigma_{\max}$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $\delta$  применяют те же формулы, что и для роликоподшипников радиальных с короткими цилиндрическими роликами (см. табл. 9).

Допускаемое напряжение для данного подшипника  $\sigma_{\max} \leq 35\,000 \text{ кг/см}^2$ .

Определяемый  
параметр

Формулы для расчета в случае, если ролик  
соприкасается с наружным кольцом



Радиальный сферический двухрядный подшипник  
с бочкообразными роликами

$\sigma_{\max}$ кг/см <sup>2</sup>	$\frac{4100}{\mu \nu} \sqrt[3]{P \left( \frac{2}{d_p} + \frac{1}{R_p} - \frac{2}{R_c} \right)^2}$
$a$ см	$0,0108 \mu \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{2}{d_p} + \frac{1}{R_p} - \frac{2}{R_c}}}$
$b$ см	$0,0108 \nu \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{2}{d_p} + \frac{1}{R_p} - \frac{2}{R_c}}}$
$\delta$ см	$372 \cdot 10^{-7} \frac{j}{\mu} \sqrt[3]{P^2 \left( \frac{2}{d_p} + \frac{1}{R_p} - \frac{2}{R_c} \right)}$

Примечание. Наименее стойким в подшипниках такой конструкции является наружное кольцо, поэтому расчет напряжений и деформаций, как правило, ведут только по наружному кольцу.

В этих формулах:

$$P = \frac{5R}{2z \cos \beta}; \quad (38)$$

$R_c$  — радиус сферы дорожки качения наружного кольца;

$R_p$  — радиус сферы образующей ролика.

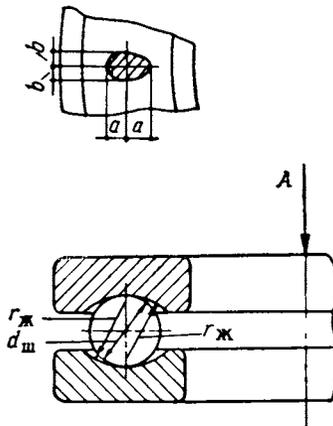
Значения коэффициентов  $\mu$ ,  $\nu$ ,  $j$  находят по табл. 4 в зависимости от значения  $\tau$ .  $\tau$  определяют по формуле

$$\tau = \frac{\frac{2}{d_p} - \frac{1}{R_p}}{\frac{2}{d_p} + \frac{1}{R_p} - \frac{2}{R_c}} \quad (39)$$

Допускаемое напряжение для данного подшипника  $\sigma_{\max} \leq 35000 \text{ кг/см}^2$ .

Таблица 12

Определяемый параметр	Формулы для расчета в случае, если шарик соприкасается с желобом одного из колец
-----------------------	--



Упорный шарикоподшипник

$\sigma_{\max} \text{ кг/см}^2$	$\frac{4100}{\mu\nu} \sqrt[3]{P \left( \frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} \right)^2}$
$a \text{ см}$	$0,0108 \mu \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}}}}$
$b \text{ см}$	$0,0108 \nu \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}}}}$
$\delta \text{ см}$	$372 \cdot 10^{-7} \frac{j}{\mu} \sqrt[3]{P^2 \left( \frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} \right)}$

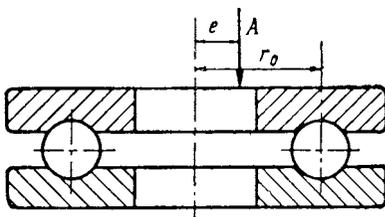
В этих формулах:

$P$  — осевое усилие на шарик, определяемое по формуле

$$P = \frac{A}{z}. \quad (40)$$

Фиг. 103. Эксцентричное приложение силы к упорному шарикоподшипнику.

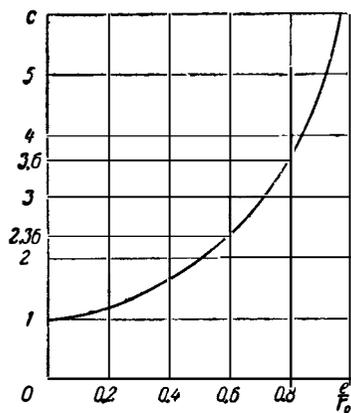
$l$  — расстояние от точки приложения силы до центра подшипника.



Если осевая сила  $A$  приложена к подшипнику эксцентрично (фиг. 103), то  $P$  определяется по формуле

$$P = c \frac{A}{z}, \quad (41)$$

где  $c$  — коэффициент, учитывающий эксцентричность приложения нагрузки, находится по графику фиг. 104.



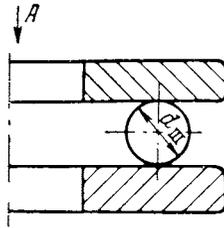
Фиг. 104. График для определения коэффициента  $c$  при расчете упорных шарикоподшипников в случае эксцентричного приложения осевой силы.

Коэффициенты  $\mu$ ,  $\nu$ ,  $j$  определяют по табл. 4 в зависимости от значения  $\tau$ , которое определяют по формуле

$$\tau = \frac{1}{\frac{4}{d_{ш}} - \frac{1}{r_{ж}}}. \quad (42)$$

Таблица 13

Определяемый параметр	Формулы для расчета в случае, если шарик соприкасается с дорожкой качения одного из колец
-----------------------	---



Шарикоподшипник упорный с плоскими кольцами

$\sigma_{\max}$ кг/см <sup>2</sup>	$0,398 \sqrt[3]{\frac{4PE^2}{d_{\text{ш}}^2}}$
$a$ см	$1,1 \sqrt[3]{\frac{Pd_{\text{ш}}}{2E}}$
$\delta$ см	$1,2 \sqrt[3]{\frac{2P^2}{E^2 \cdot d_{\text{ш}}}}$

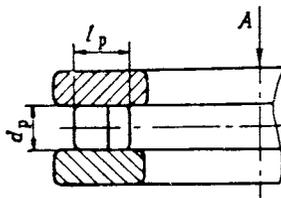
Здесь  
 $E=2,12 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup> — модуль упругости;  
 $P$  — осевое усилие на шарик:

$$P = \frac{A}{0,8 z}, \quad (43)$$

где  $A$  — осевая нагрузка на подшипник.

Таблица 14

Определяемый параметр	Формулы для расчета в случае, если ролик соприкасается с дорожкой качения одного из колец
-----------------------	---



Упорный роликоподшипник

$\sigma_{\max}$ кг/см <sup>2</sup>	$860 \sqrt{\frac{P}{l_p d_p}}$
------------------------------------	--------------------------------

Определяемый параметр	Формулы для расчета в случае, если ролик соприкасается с дорожкой качения одного из колес
<i>b см</i>	$74 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{Pd_p}{l_p}}$

$P$  — усилие на ролик;

$$P = \frac{A}{z}; \quad (44)$$

$l_p$  — рабочая длина ролика. Если в гнезде сепаратора помещено два ролика, то принимается общая рабочая длина обоих роликов;

$z$  — количество гнезд в сепараторе.

#### 4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ КАЧАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

В условиях качательного движения работает значительная часть всех подшипников, применяемых в авиационных изделиях.

Работа подшипников при циклических движениях имеет ряд особенностей, которые обусловили специальный подход к определению грузоподъемности подшипников и сроков их службы.

Если при определении допускаемых нагрузок на подшипники, работающие при вращательном движении, исходят из того, чтобы остаточная деформация в местах контакта, находящихся под наибольшей нагрузкой, не превышала 0,0001 диаметра тела качения, то применительно к подшипникам, работающим с качательным движением могут быть допущены остаточные деформации значительно большие.

Значение деформаций ограничивается здесь величиной допускаемого момента трения. Сопrotивление вращению в этих подшипниках больше, поскольку появляющаяся раскатка желобов усложняет движение тел качения по кольцу и возникающее торможение хода подшипников может привести к слишком высоким силам, необходимым для управления системой, в сочленении которой установлены подшипники.

Подшипники, работающие в качательном движении, можно разделить на две основные группы:

а) подшипники, работающие с малыми амплитудами колебания ( $3-6^\circ$ );

б) подшипники, работающие с большими амплитудами колебаний (свыше  $20^\circ$ ). Имеется в виду, что площадки контакта соседних тел качения при данных амплитудах качения не перекрываются.

Работа колеблющихся подшипников при малых амплитудах качения проходит в условиях, когда тела качения при перемещении из одного крайнего положения в другое не будут полностью освобождать контактную площадку кольца, чем создадут высокую

напряженность материала в местах контакта, а также неблагоприятные условия смазки данной поверхности.

В связи с этим срок службы подшипников, работающих в таких условиях, будет значительно меньшим, чем тех же подшипников, эксплуатирующихся при больших амплитудах колебания. Как известно, большая часть колеблющихся подшипников, применяемых в механизмах управления, работает при амплитудах колебания свыше  $20^\circ$ .

В связи с этим ВНИПП проведены исследования по установлению допускаемых нагрузок на подшипники, работающие при таких амплитудах колебания.

Была выведена следующая зависимость:

$$R_{\text{доп}} = qz d_m^2, \quad (45)$$

где  $R_{\text{доп}}$  — допускаемая (или разрушающая) радиальная нагрузка на подшипник в  $\text{кг}$ ;

$q$  — коэффициент, зависящий от конструкции и размера подшипника (см. табл. 15);

$z$  — количество шариков в подшипнике (в одном ряду);

$d_m$  — диаметр шарика в  $\text{мм}$ .

Допускаемые радиальные нагрузки на игольчатые подшипники с массивными кольцами для качательного движения рекомендуется подсчитывать по формуле

$$R_{\text{доп}} = 7,5 D_1 l_p, \quad (46)$$

где  $D_1$  — диаметр дорожки качения внутреннего кольца в  $\text{мм}$ ;

$l_p$  — рабочая длина роликов в  $\text{мм}$  (если в подшипнике два ряда роликов принимают общую рабочую длину обоих роликов).

При определении разрушающей нагрузки для сферических двухрядных шарикоподшипников наименьшее значение  $q$  может быть равно 8.

*Под разрушающей радиальной нагрузкой* понимают такую нагрузку, которая приводит подшипник к разрушению при следующих условиях: подшипник запрессован в жесткий корпус, а нагрузка возрастает непрерывно от нуля до величины, разрушающей подшипник в течение 1,5 мин при колебательном движении одного из колец с амплитудой  $20^\circ$  и периодом колебаний 1 сек. Под термином разрушение подшипника имеется в виду появление на кольцах выкрашивания металла.

При осевых нагрузках за разрушающую нагрузку принимают такую, при которой происходит разрушение подшипника или полное его заклинивание.

Значения осевых разрушающих нагрузок составляют: 70% от радиальных разрушающих нагрузок для радиальных шарикоподшипников и 35% от радиальных разрушающих нагрузок для двухрядных сферических шарикоподшипников.

Таблица 15

Значение коэффициента  $q$  для определения  $R_{разр}$  и  $R_{доп}$ 

Разновидность подшипника	Тип и серия подшипника	Внутренний диаметр подшипника <i>мм</i>	Коэффициент $q$ для определения		
			$R_{разр}$	$R_{доп}$	
				при 25 000 циклов качаний	при 100 000 циклов качаний
Шарикоподшипник радиальный однорядный	7000100 100 200	До 50	12	5	2
	900000	До 9	12	5	2
		свыше 9	9,5	4	1,6
	980000	До 9	12	5	2
		свыше 9	9,5	4	1,6
	981000	До 9	10	2,5	2
свыше 9		8	2	1,6	
Шарикоподшипник двухрядный сферический	1000	До 10	27— $b$	4	2,8
	1200	До 50	27— $b$	4	2,8
	1300 971000	До 50	28— $b$	4,7	3,3

 $b$  — ширина наружного кольца подшипника в *мм*.

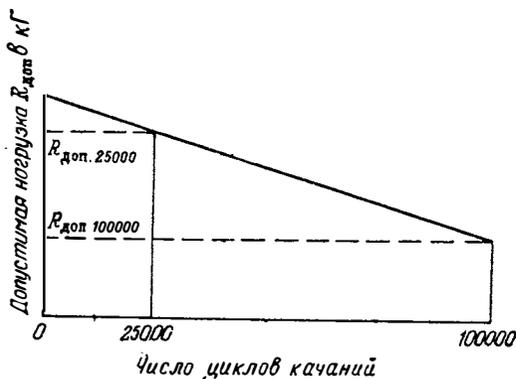
При установлении допускаемых нагрузок на качающиеся подшипники все эксперименты проводились при использовании консистентной смазки ЦИАТИМ-201.

Для узлов механизмов управления оценку работоспособности подшипника производят по тому количеству качаний, которое может выдержать подшипник при определенной нагрузке. Установлено, что для большинства случаев 100 000 качаний достаточно для обеспечения заданного ресурса подшипника; для узлов короткого срока службы принято 25 000 качаний. Эти две величины были взяты за основу при установлении экспериментальным методом допускаемых нагрузок на качающиеся подшипники.

Что касается случаев, когда необходимый срок службы подшипника исчисляется величиной менее 25 000 качаний или каким-то промежуточным числом циклов между 25 000 и 100 000, то допускаемые на подшипник в этом случае нагрузки могут быть опре-

делены с известным приближением путем интерполяции значений нагрузок для 25 000 и 100 000 качаний (фиг. 105).

Исследованиями, проведенными ВНИПП и другими научными организациями, а также наблюдением за работой подшипников в действующих механизмах установлено, что основной причиной выхода из строя качающихся подшипников является характерное повреждение дорожек качения колец (в большинстве случаев внутренних), называемое *ложным бринелированием*. Повреждения образуются в местах контакта шариков, где первоначально появляются отпечатки площадок контактной деформации, далее лунок,



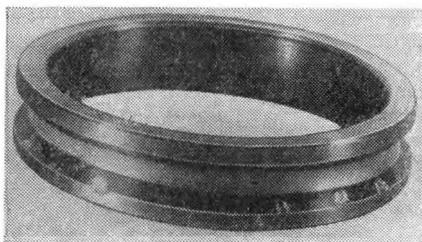
Фиг. 105. График, иллюстрирующий изменение допустимых нагрузок при работе подшипника в зависимости от числа циклов качаний.

которые по мере выкрашивания поверхности превращаются в глубокие раковины (фиг. 106).

При качательном движении износ дорожек качения колец в значительной мере определяется окислительными процессами и особыми условиями смазки в зонах контакта тел качения с кольцами. При колебательном движении подшипника в зонах контакта происходит интенсивное окисление смазки, а также материала колец и тел качения. Получающаяся при этом окись железа, смешиваясь со смазкой, образует своеобразную полировочную смесь, которая при высоких контактных напряжениях вызывает быстрый износ дорожек качения.

Методика расчета подшипников, работающих с качательным движением, составлена ВНИПП на основании практических результатов стендовых испытаний. Эта методика рекомендована как временная до получения дополнительных материалов по работе колеблющихся подшипников. Необходимость уточнения этой методики вытекает из анализа тех расчетных коэффициентов, которые приведены в табл. 15, где прежде всего обращает на себя внимание необходимость получения более четких закономерностей

между нагрузками, допустимыми для 25 000 и 100 000 циклов качаний для разных типов подшипников. В соответствии с общепринятой точкой зрения при качательном движении, как и при вращении подшипника, допустимая нагрузка связана с числом циклов изменений напряжений (в данном случае числом качаний) определенным соотношением.



Фиг. 106. Вид лунок, образуемых на дорожках качения колец при работе подшипника с колебательным движением.

Подсчитанные по формуле (45) допустимые нагрузки на подшипники, работающие в условиях колебательного движения,

Таблица 16

**Максимальные контактные напряжения подшипников  
(условно подсчитанные)**

Разновидность подшипника	Тип и серия подшипника	Внутренний диаметр подшипника <i>мм</i>	Допускаемое максимальное контактное напряжение на кольцах <i>кг/см<sup>2</sup></i>	
			для 25 000 циклов качаний	для 100 000 циклов качаний
Шарикоподшипник радиальный однорядный	200	до 50	90 000	65 000
	900000	до 50	120 000	90 000
	980000	до 10	75 000	55 000
	981000	до 50	130 000	120 000
Шарикоподшипник двухрядный сферический	1000	до 10	150 000	130 000
	1200	до 50	150 000	130 000
	1300	до 50	150 000	130 000

обуславливают высокие максимальные контактные напряжения на кольцах, которые для некоторых типов подшипников превосходят в несколько раз допускаемые максимальные напряжения на подшипники, работающие в условиях вращения (см. табл. 16).

В настоящее время нет более точных проверенных данных для определения допускаемых нагрузок на подшипники, работающие при качательном движении. Накопленный Институтом подшипниковой промышленности экспериментальный материал позволит внести в будущем нужные коррективы в изложенную методику расчета.

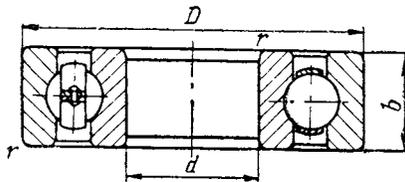
Ниже приведены допускаемые нагрузки на подшипники, наиболее часто применяющиеся в узлах с качательным движением (см. табл. 17—21).

Таблица 17

Допускаемые нагрузки на подшипники

Тип подшипника	Размеры							Количество шариков $z$ шт.	Допускаемая нагрузка кг			Разрушающая радиальная нагрузка при качании $R_{\text{разр}}$ кг
	подшипника в мм					шарика $d_{\text{ш}}$			статическая $Q_{\text{ст}}$	радиальная при 100 000 циклов качений $R_{\text{доп}}$	радиальная при 25 000 циклов качений $R_{\text{доп}}$	
	$d$	$D$	$b$	$b_1$	$r$	дюйм	мм					

Шарикоподшипники радиальные однорядные

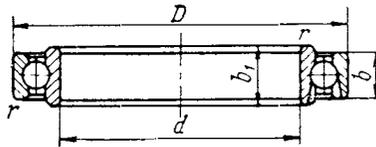


24	4	13	5	—	0,3	$3/32$	2,381	6	40	70	170	400
34	4	16	5	—	0,5	$1/8$	3,175	6	70	120	300	700
25	5	16	5	—	0,5	$1/8$	3,175	6	70	120	300	700

Тип подшипника	Размеры								Количество шариков $z$	Допускаемая нагрузка $KГ$			Разрушающая радиальная нагрузка при качении $R_{раз}$ $KГ$
	подшипника в $ММ$					шарика $d_{ш}$		статическая $Q_{ст}$		радиальная при 100 000 циклов качений $R_{дп}$	радиальная при 25 000 циклов качений $R_{доп}$		
	$d$	$D$	$b$	$b_1$	$r$	$d_{ш}$ дюйм	$d_{ш}$ мм						
												шт.	
35	5	19	6	—	0,5	5/32	3,969	6	110	190	470	1100	
26	6	19	6	—	0,5	5/32	3,969	6	110	190	470	1100	
27	7	22	7	—	0,5	5/32	3,969	7	130	220	550	1300	
18	8	22	7	—	0,5	5/32	3,969	7	130	220	550	1300	
29	9	26	8	—	1	3/16	4,763	7	190	310	795	1900	
200	10	30	9	—	1	15/64	5,953	6	250	420	1060	2500	
7000101	12	28	7	—	0,5	3/16	4,763	8	220	360	900	2200	
101	12	28	8	—	0,5	3/16	4,763	8	220	360	900	2200	
201	12	32	10	—	1	7/32	5,556	7	250	430	1080	2500	
7000102	15	32	8	—	0,5	3/16	4,763	8	220	360	900	2200	
202	15	35	11	—	1	15/64	5,953	8	340	560	1410	3400	
7000103	17	35	8	—	0,5	13/64	5,159	8	250	430	1050	2500	
203	17	40	12	—	1	9/32	7,144	7	430	710	1780	4300	
104	20	42	12	—	1	1/4	6,35	9	430	720	1800	4300	
204	20	47	14	—	1,5	5/16	7,938	8	600	1010	2520	6000	
7000105	25	47	8	—	1	7/32	5,556	11	400	670	1690	4000	
205	25	52	15	—	1,5	5/16	7,938	9	680	1130	2830	6800	
706	30	42	7/6	—	0,5	1/8	3,175	15	180	300	750	1800	
106	30	55	13	—	1,5	9/32	7,144	11	670	1100	2800	6700	
206	30	62	16	—	1,5	3/8	9,525	9	980	1630	4080	9800	
7000107	35	62	9	—	1	7/32	5,556	15	550	920	2500	5500	
207	35	72	17	—	2	7/16	11,113	9	1300	2200	5560	13000	
7000108	40	68	9	—	1	1/4	6,35	16	770	1290	3220	7700	
208	40	80	18	—	2	1/2	12,7	9	1750	2900	7260	17000	
209	45	85	19	—	2	1/2	12,7	9	1750	2900	7260	17000	
210	50	90	20	—	2	1/2	12,7	10	1950	3200	8000	19000	

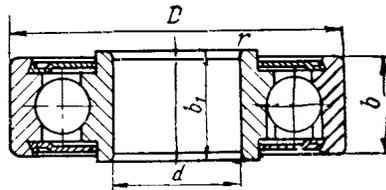
Тип подшипника	Размеры							Количество шариков $z$	Допускаемая нагрузка $kГ$		
	подшипника в мм					шарика $d_{ш}$			статическая $Q_{ст}$	нагрузка	
	$d$	$D$	$b$	$b_1$	$r$	дюйм	мм			радиальная при 100 000 циклов качений $R_{доп}$	радиальная при 25 000 циклов качений $R_{доп}$
								шт.			

*Шарикоподшипники радиальные однорядные с канавкой для ввода шариков без сепаратора*



900803	17	26	6	7	0,5	$\frac{3}{32}$	2,381	27	245	615	1400
900805	25	37	6	7	0,5	$\frac{1}{8}$	3,175	30	480	1200	2800
900706	30	42	6	7	0,5	$\frac{1}{8}$	3,175	35	560	1400	3300
900808	40	52	6	7	0,5	$\frac{1}{8}$	3,175	45	720	1800	4200
900709	45	58	6	7	0,5	$\frac{1}{8}$	3,175	50	800	2000	4700
900810	50	65	6	7	0,5	$\frac{1}{8}$	3,175	57	910	2280	5400
900711	55	72	6	7	0,5	—	3,5	56	1100	2750	6500
7900812	50	78	6	7	0,5	$\frac{1}{8}$	3,175	67	1070	2670	6300

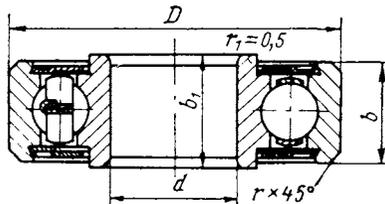
*Шарикоподшипники радиальные однорядные с канавкой для ввода шариков с двумя защитными шайбами без сепаратора*



980055	5	16	5,5	7	0,5	$\frac{1}{8}$	3,175	10	200	500	1200
980065	5	16	5,5	8	0,5	$\frac{1}{8}$	3,175	10	200	500	1200
980035	5	20	7	8	0,5	$\frac{5}{32}$	3,969	10	310	790	1900
980077	7	19	6	8	0,5	$\frac{1}{8}$	3,175	13	260	650	1600
980067	7	24	9	12	0,8	$\frac{3}{16}$	4,763	10	450	1130	2700

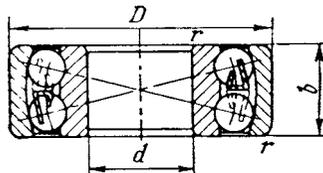
Тип подшипника	Размеры							Количество шариков $z$	Допускаемая нагрузка кг			Разрушающая радиальная нагрузка при качении $R_{разр}$ кг
	подшипника в мм					шарика $d_{ш}$			статическая $Q_{ст}$	радиальная при 100 000 циклов качений $R_{доп}$	радиальная при 25 000 циклов качений $R_{доп}$	
	$d$	$D$	$b$	$b_1$	$r$	дюйм	мм					
980079	9	24	7	9	0,5	5/32	3,969	13	410	1020	2500	
980800	10	30	9	13	1	7/32	5,556	11	540	1300	3200	
980700	10	37	12	16	1	5/16	7,938	9	900	2200	5300	
980704	20	42	10	11	1	1/4	6,35	15	930	2400	5700	
980705	25	52	12	15	1	1/4	6,35	19	1200	3100	7200	
980912	58	78	9,5	11	0,5	3/16	4,763	45	1600	4100	9800	

Шарикоподшипники радиальные однорядные с двумя защитными шайбами



80701	12	30	8	10	0,8	3/16	4,763	8	220	360	900	2200
80702	15	35	11	14	1	7/32	5,556	8	490	1230	1230	2900

Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные

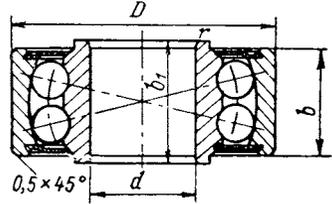


1005	5	19	6	—	0,5	1/8	3,175	16	50	220	320	1700
1006	6	19	6	—	0,5	1/8	3,175	16	50	220	320	1700
1007	7	22	7	—	0,5	1/8	3,175	20	70	280	400	2000
1008	8	22	7	—	0,5	1/8	3,175	20	70	280	400	2000
1009	9	26	8	—	1	5/32	3,969	18	90	395	560	2700

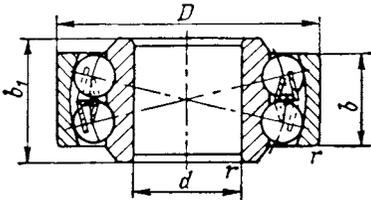
Тип подшипника	Размеры							Количество шариков $z$	Допускаемая нагрузка кг			Разрушающая радиальная нагрузка при качении $R_{разр}$ кг
	подшипника в мм					шарика $d_{ш}$			статическая $Q_{ст}$	радиальная при 100 000 циклов качений $R_{доп}$	радиальная при 25 000 циклов качений $R_{доп}$	
	$d$	$D$	$b$	$b_1$	$r$	дюйм	мм					
1200	10	30	9	—	1	3/16	4,763	18	140	570	810	3700
1300	10	35	11	—	1	7/32	5,556	18	180	910	1300	4700
1201	12	32	10	—	1	3/16	4,763	20	150	630	900	3800
1301	12	37	12	—	1,5	1/4	6,35	18	240	1200	1700	5800
1202	15	35	11	—	1	7/32	5,556	20	200	860	1230	4900
1302	15	42	13	—	1,5	1/4	6,35	20	270	1330	1890	6000
1203	17	40	12	—	1,5	7/32	5,556	24	250	1030	1480	5500
1303	17	47	14	—	1,5	5/32	7,144	22	370	1850	2640	7800
1204	20	47	14	—	1,5	1/4	6,35	24	320	1350	1930	6300
1304	20	52	15	—	2	9/32	7,144	24	410	2020	2880	8000
1205	25	52	15	—	1,5	9/32	7,144	24	410	1710	2450	7300
1305	25	62	17	—	2	11/32	8,731	24	610	3020	4300	10000
1206	30	62	16	—	1,5	5/16	7,938	28	590	2470	3530	9700
1306	30	72	19	—	2	3/8	9,525	26	830	3900	5500	10600
1207	35	72	17	—	2	5/16	7,938	32	680	2820	4030	10000
1307	35	80	21	—	2,5	13/32	10,319	28	1000	4900	1000	11800
1208	40	80	18	—	2	11/32	8,731	34	780	3630	5180	11600
1308	40	90	23	—	2,5	7/16	11,113	30	1300	6100	8600	14700
1209	45	85	19	—	2	3/8	9,525	32	980	4060	5800	11600
1210	50	90	20	—	2	3/8	9,525	36	1100	4570	6530	13000
1211	55	100	21	—	2,5	13/32	10,319	38	1360	5660	8090	16000
1212	60	110	22	—	2,5	7/16	11,113	38	1580	6570	9380	18000

Тип подшипника	Размеры						Количество шариков $z$	Допускаемая нагрузка $KГ$			Разрушающая радиальная нагрузка при катании $R_{раз}$ $KГ$	
	подшипника в мм					шарика $d_{ш}$		статическая $Q_{ст}$	радиальная при 100 000 циклов качений $R_{доп}$	радиальная при 25 000 циклов качений $R_{доп}$		
	$d$	$D$	$b$	$b_1$	$r$	дюйм						мм

*Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные с двумя защитными шайбами без сепаратора*



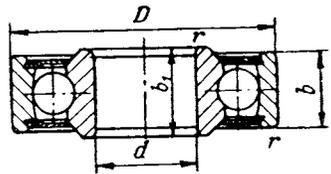
971067	7	24	12	18	1	1/8	3,175	30	—	450	700	2400
971809	10	37	16	20	1	13/64	5,159	28	—	1200	1500	4500



*Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные*

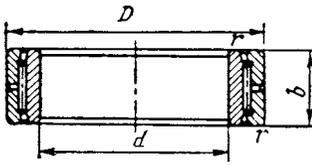
961066	6	22	7	11	0,5	1/8	3,175	20	—	280	400	2000
--------	---	----	---	----	-----	-----	-------	----	---	-----	-----	------

*Шарикоподшипники радиальные сферические однорядные с двумя защитными шайбами без сепаратора*

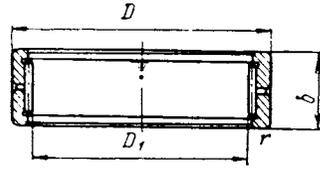


981065	5	20	7	8	0,5	1/8	3,175	12	—	240	300	1200
981067	7	24	9	12	0,8	5/32	3,969	12	—	380	460	1800
					(0,5)							
981028	8	24	12	16	0,5	5/32	3,969	12	—	380	460	1800
981068	8	30	10	14	0,5	3/16	4,763	13	—	590	740	2900
					(0,8)							
981700	10	37	12	16	0,5	7/32	5,556	13	—	640	800	3200
981701	12	42	13	17	0,8	1/4	6,35	13	—	850	1050	4200
981702	15	52	15	20	1	11/32	8,731	12	—	1450	1800	7300
981704	20	52	15	20	1	9/32	7,144	16	—	1300	1600	6500
981705	25	62	17	22	1	11/32	8,731	15	—	1800	2200	9200

## Допускаемые нагрузки на роликоподшипники игольчатые



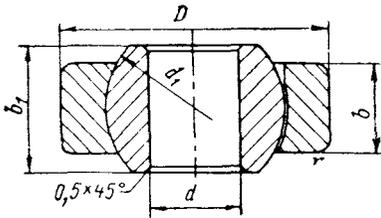
тип 4074000



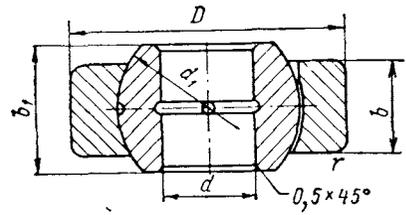
тип 4024000

Тип подшипника		Размеры в мм								Допускаемая нагрузка кГ	
		подшипника					ролика игольчатого				
4074000	4024000	$d$	$D$	$D_1$	$b$	$r$	диаметр $d_p$	длина $l$ мм	количество $z$ шт.	статическая $Q_{ст}$	при качательном движении $R_{доп}$
4074103	4024103	17	35	24	18	0,5	2	12	40	800	2100
4074104	4024104	20	42	28	22	1	2,5	16	38	1260	3300
4074105	4024105	25	47	34	22	1	3	16	38	1460	4000
4074106	4024106	30	55	40	25	1,5	3	18	45	2000	5400
4074107	4024107	35	62	46	27	1,5	3	20	50	2500	6800
4074108	4024108	40	68	52	28	1,5	3	20	57	2800	7800
4074109	4024109	45	75	58	30	1,5	3	22	63	3500	9500
4074110	4024110	50	80	62	30	1,5	3	22	68	3800	10000
4074111	4024111	55	90	70	35	2	3	24	76	4600	12500
4074112	4024112	60	95	75	35	2	2,9	24	84	5000	13500
4074113	4024113	65	100	80	35	2	3	24	87	5400	14000
4074114	4024114	70	110	88	40	2	3	30	95	6700	19000
4074115	4024115	75	115	92	40	2	3	30	99	7100	20000
4074116	4024116	80	125	100	45	2	3,5	30	95	8500	22000
4074117	4024117	85	130	105	45	2	3,5	30	97	8900	23000
4074821	4024821	105	130	115	25	1,5	3	18	123	6200	25000
4074924	4024924	120	165	140	45	2	4	35	113	15500	37000

## Допускаемые нагрузки для шарнирных подшипников



тип Ш и ШМ



тип ШС

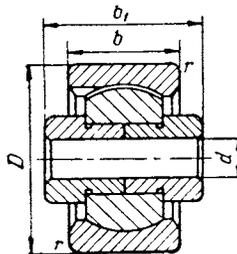
Условное обозначение подшипника		Размеры в мм						Допускаемая нагрузка в кг	
для подвижных соединений	для неподвижных соединений	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>b</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>r</i>	для типов Ш и ШС	для типа ШМ
Ш5; ШС5	ШМ5	5	14	4	6	10	0,5	1 000	2 000
Ш6; ШС6	ШМ6	6	14	4	6	10	0,5	1 000	2 000
Ш7; ШС7	ШМ7	7	17	5	8	13	0,5	1 625	3 250
Ш8; ШС8	ШМ8	8	17	5	8	13	0,5	1 625	3 250
Ш9; ШС9	ШМ9	9	20	6	9	16	0,5	2 400	4 800
Ш10; ШС10	ШМ10	10	20	6	9	16	0,5	2 400	4 800
Ш12; ШС12	ШМ12	12	22	7	10	18	1	3 150	6 300
Ш15; ШС15	ШМ15	15	28	8	12	23	1	4 600	9 200
Ш17; ШС17	ШМ17	17	32	10	14	26	1	6 500	13 000
Ш20; ШС20	ШМ20	20	35	12	16	29	1	8 700	17 400
Ш25; ШС25	ШМ25	25	42	16	20	35	1	14 000	28 000
Ш30; ШС30	ШМ30	30	47	18	22	40	1	18 000	36 000
Ш35; ШС35	ШМ35	35	55	21	26	47	1,5	24 675	49 350
Ш40; ШС40	ШМ40	40	62	22	28	53	1,5	29 150	58 300
Ш45; ШС45	ШМ45	45	70	25	32	60	2	37 500	75 000
— ШС50	ШМ50	50	75	28	35	66	2	46 200	92 400
— ШС55	—	55	85	32	40	74	2	59 200	—
— —	ШМ60	60	90	34	44	80	2	—	136 000
— ШС100	—	100	125	25	30	114	1,5	71 250	—
— ШС110	—	110	150	35	40	132	2	115 500	—
2Ш10; 2ШС10	2ШМ10	10	30	10	14	22	1	5 500	11 000
2Ш12; 12ШС12	2ШМ12	12	32	12	16	24	1	7 200	14 400

Продолжение

Условное обозначение подшипника		Размеры в мм						Допускаемая нагрузка в кг	
для подвижных соединений	для неподвижных соединений	$d$	$D$	$b$	$b_1$	$d_1$	$r$	для типов Ш и ШС	для типа ШМ
2Ш15; 2ШС15	2ШМ15	15	35	14	18	27	1	9 450	18 900
2Ш17; 2ШС17	2ШМ17	17	40	14	21	31	1	10 850	21 700
— —	2ШМ20	20	47	15	26	35	1	—	26 250
— —	2ШМ25	25	52	15	28	40	1,5	—	30 000
— —	9ШМ35	35	55	15	22	46	1	—	34 500
— —	2ШМ45	45	85	23	30	69	2	—	79 350

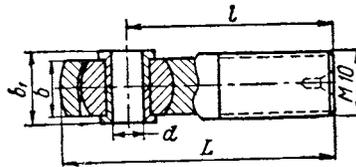
Таблица 20

Допускаемые нагрузки для шарнирных подшипников с переходными втулками



Условное обозначение подшипника	Размеры в мм					Допускаемая нагрузка $R_{доп}$ в кг
	$d$	$D$	$b$	$b_1$	$r$	
ШВ7	7	32	19	28	1	9100
ШВ8	8	32	19	32	1	9100

Допускаемые нагрузки для шарнирных подшипников с переходными втулками и хвостовиком



Условное обозначение подшипника	Размеры в мм					Допустимая нагрузка $R_{доп}$ кг
	$d$	$L$	$b$	$b_1$	$l$	
ШВХ5	5	45	9	12	35	3260
ШВХ6	6	62	9	12	52	3260

### 5. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ, РАБОТАЮЩИХ В УЗЛАХ АВИАКОЛЕС

Как известно, в узлах авиаколес широко применяют конические роликоподшипники, которые работают в условиях, значительно отличающихся от обычных. Специфика режимов работы этих подшипников заключается в том, что, воспринимая высокие радиальные и осевые усилия, они должны одновременно выдерживать большие ударные перегрузки, возникающие при посадке и взлете самолета. Эти подшипники работают при изменяющемся числе оборотов от нуля до максимума (при взлете) и от максимума до нуля (при посадке).

Общепринятыми методами расчета нельзя определить действительную долговечность подшипников, работающих в подобных условиях. Кроме того, срок службы данного подшипника целесообразнее определять не в часах, а количеством взлетов и посадок, которое может сделать самолет до разрушения подшипника.

Анализ случаев преждевременного выхода из строя подшипников в авиаколесах позволил установить, что в подавляющем большинстве они разрушаются вследствие трещин и подгара упорного (рабочего) борта внутреннего кольца подшипника; усталостное выкрашивание деталей подшипников, работающих в авиаколесах, весьма редкое явление.

Изучение условий работы подшипников в авиаколесах позволило сформулировать основные требования, выполнение которых обеспечивает безаварийную работу подшипников.

Здесь следует отнести в первую очередь правильный выбор подшипника для конкретных условий работы колеса. Методика такого расчета разработана ВНИПП и заключается в следующем.

Работа подшипника в авиаколесах обычно включает следующие режимы:

а) режим взлета, для которого задается:

число оборотов подшипника  $n_1$  в *об/мин* (от 0 до  $n_{1\max}$ ), эксплуатационная радиальная нагрузка  $R_1$  в  $\kappa\Gamma$ , эксплуатационная осевая нагрузка  $A_1$  в  $\kappa\Gamma$ , длина пути разбега  $L_1$  в *м*;

б) режим посадки, для которого задается:

число оборотов подшипника  $n_2$  в *об/мин* (от  $n_{2\max}$  до 0), эксплуатационная радиальная нагрузка  $R_2$  в  $\kappa\Gamma$ , эксплуатационная осевая нагрузка  $A_2$  в  $\kappa\Gamma$ , длина пути пробега  $L_2$  в *м*;

в) режим рулежки, для которого задается:

число оборотов подшипника  $n_3$  в *об/мин*, эксплуатационная радиальная нагрузка  $R_3$  в  $\kappa\Gamma$ , длина пути при рулежке (включает взлет и посадку)  $L_3$  в *м*.

Кроме того, должны быть известны следующие данные: рабочая температура подшипника  $t^\circ\text{C}$ ; возможные кратковременные перегрузки, действующие на подшипники, носящие ударный характер  $R_{\max}$  в  $\kappa\Gamma$  и  $A_{\max}$  в  $\kappa\Gamma$ ; радиус колеса качения  $R_k$  в *мм*; количество циклов работы подшипника  $\dot{f}$  (включает в себя взлет, посадку и соответствующее руление).

По заданному режиму работы расчет ведут в следующем порядке:

1. Определяют необходимый коэффициент работоспособности и подбирают по каталогу соответствующий подшипник.

2. Определяют возможный срок службы  $h$  выбранного подшипника.

3. Определяют число циклов работы  $\dot{f}$ , которое может выдержать подшипник в соответствии со своей грузоподъемностью.

Далее производят поверочные расчеты выбранного подшипника:

1. На допустимое максимальное контактное напряжение на внутреннем кольце.

2. На допустимую перегрузку с учетом кратковременно действующих максимальных нагрузок.

3. На допустимое удельное давление на упорный борт внутреннего кольца для определения возможности выдавливания смазки и как следствие образование пригара борта.

Необходимый коэффициент работоспособности определяют из следующего равенства:

$$C = Q_{\text{экв}} K_6 K_k K_r \left( \frac{f(L_1 + L_2 + L_3)}{377 R_k} \right)^{0,3}, \quad (47)$$

где  $K_6$  — динамический коэффициент (примерные значения см. в табл. 23);

$K_k$  — коэффициент, учитывающий, какое из колец вращается, (при вращающемся внутреннем кольце  $K_k = 1$ , при вращающемся наружном кольце  $K_k = 1,35$ );

$K_T$  — коэффициент, учитывающий влияние на долговечность подшипника температурного режима работы.

Рабочая температура подшипника в °C	125	150	175	200	225	250
Значение коэффициента $K_T$	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Эквивалентная радиальная нагрузка на подшипник равна

$$Q_{\text{ЭКВ}} = \sqrt[3,33]{\alpha_1 \beta_1 Q_1^{3,33} + \alpha_2 \beta_2 Q_2^{3,33} + \alpha_3 \beta_3 Q_3^{3,33}}, \quad (48)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  — отношение продолжительности работы подшипника на соответствующем режиме к общему времени одного цикла:

$$\alpha_1 = \frac{t_1}{T}, \quad \alpha_2 = \frac{t_2}{T}, \quad \alpha_3 = \frac{t_3}{T},$$

здесь  $t_1$  — время работы при режиме взлета;

$t_2$  — время работы при режиме посадки;

$t_3$  — время рулежки;

$T$  — время одного полного цикла работы:

$$T = t_1 + t_2 + t_3;$$

$$t_1 = \frac{L_1 \cdot 1000}{2\pi R_K n'_1}; \quad t_2 = \frac{L_2 \cdot 1000}{2\pi R_K n'_2}; \quad t_3 = \frac{L_3 \cdot 1000}{2\pi R_K n'_3},$$

здесь  $n'_1, n'_2, n'_3$  — среднее число оборотов подшипника в минутах на соответствующем режиме:

$$n'_1 = \frac{n_{1\text{max}}}{2}; \quad n'_2 = \frac{n_{2\text{max}}}{2}; \quad n'_3 = \frac{n_{3\text{max}}}{2};$$

$\beta_1, \beta_2, \beta_3$  — отношение средних чисел оборотов на соответствующем режиме к эквивалентному числу оборотов цикла:

$$\beta_1 = \frac{n'_1}{n_{\text{ЭКВ}}}; \quad \beta_2 = \frac{n'_2}{n_{\text{ЭКВ}}}; \quad \beta_3 = \frac{n'_3}{n_{\text{ЭКВ}}},$$

здесь

$$n_{\text{ЭКВ}} = \frac{n'_1 t_1 + n'_2 t_2 + n'_3 t_3}{T};$$

$Q_1, Q_2, Q_3$  — приведенные нагрузки на соответствующем режиме:

$$Q_1 = R'_1 + mA_1, \quad (49)$$

$$Q_2 = R'_2 + mA_2, \quad (50)$$

$$Q_3 = R'_3 + mA_3, \quad (51)$$

здесь

$$R'_1 = \frac{2}{3} R_1 \text{ (принято условно);}$$

$$R'_2 = \frac{2}{3} R_2 \text{ (принято условно);}$$

$m$  — коэффициент приведения осевой нагрузки к условной радиальной:

$$m = \frac{1}{2,6 \operatorname{tg} \beta},$$

где  $\beta$  — угол контакта тел качения с наружным кольцом (значения  $m$  см. табл. 22).

После выбора подшипника определяют срок его службы  $h$  в часах, исходя из следующего равенства:

$$C = Q_{\text{экр}} K_b K_c K_T (n_{\text{экр}} \cdot h)^{0,3}. \quad (52)$$

Число циклов работы выбранного подшипника  $f$  определяют по существующей формуле

$$f = \frac{h \cdot 60}{T}, \quad (53)$$

где  $h$  определено по формуле (52).

Максимальное контактное напряжение на внутреннем кольце определяют по формуле, помещенной в табл. 9, причем при расчете учитывают максимальные силы, которые могут действовать на подшипник,  $R_{\text{max}}$  и  $A_{\text{max}}$ .

Для надежной работы подшипника максимальное контактное напряжение не должно быть более  $50\,000 \text{ кг/см}^2$ . Установлено, что подшипник в авиаколесах может выдержать кратковременные пятикратные перегрузки

$$\frac{Q_{\text{пер.крат}}}{Q_{\text{ст}}} \leq 5, \quad (54)$$

где

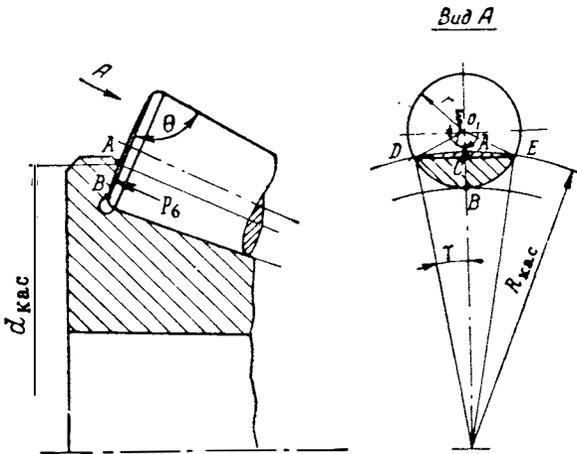
$$Q_{\text{пер.крат}} = R_{\text{max}} + mA_{\text{max}};$$

$Q_{\text{ст}}$  — допустимая статическая нагрузка на подшипник в  $\text{кг}$ , берется по каталогу.

Удельное давление на упорный борт внутреннего кольца подшипника учитывают следующим образом:

а) определяют площадь контакта ролика с упорным бортом кольца, заключенную между дугами  $DAE$  и  $DBE$  (фиг. 107):

$$S_{\text{кон}} = \left( \frac{\pi}{180} 2\xi - \sin 2\xi \right) \frac{r_{\text{мин}}^2}{2} + \left( \frac{\pi}{180} 2\gamma - \sin 2\gamma \right) \frac{R_{\text{кас. мин}}^2}{2} \quad (55)$$



Фиг. 107. Площадка контакта ролика с упорным бортом конического подшипника.

б) определяют усилие, действующее на борт:

$$P_6 = \frac{4,6 R_1}{z} \frac{\sin \varphi}{\cos \beta \sin \theta} + \frac{A_1}{z} \frac{\sin \varphi}{\sin \beta \sin \theta}; \quad (56)$$

в) определяют удельное давление на борт:

$$P_{\text{уд}} = \frac{P_6}{S_{\text{кон}}}. \quad (57)$$

Допустимое удельное давление на борт  $3 \div 4 \text{ кг/мм}^2$ .

Эта методика будет подвергаться дальнейшей проверке и уточнению путем сравнения расчетных данных и результатов практики.

## 6. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ТАБЛИЦЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ

Таблица 22

Значение коэффициента  $t$

Разновидности подшипника	Тип и серия подшипника	Внутренний диаметр подшипника <i>мм</i>	$t$
Шарикоподшипники упорные однорядные	радиально-	36000	1,5
		46000	0,8
		116000	0,8
		176000	0,5
		66000	0,5

## Продолжение

Разновидности подшипника	Тип и серия подшипника	Внутренний диаметр подшипника <i>мм</i>	<i>t</i>
Шарикоподшипники радиальные однорядные	1000800 1000900 7000000 100 200 300 400	Все диаметры	1,5*
Шарикоподшипники радиальные сферические легкой серии	1200	17 20—40 45 и выше	2,5 3,5 4,5
То же, средней серии	1300	До 30 35 и выше	3 4
То же, широких серий	1500—1600	Все диаметры	2,5
Роликоподшипники радиальные сферические легкой серии	3500	Все диаметры	4,5
Роликоподшипники радиальные сферические средней серии	3600	Все диаметры	3,5
Шарикоподшипники магнетные	6000	Все диаметры	2
Роликоподшипники конические особо легкой и легкой серии	7100 7200 7500	Все диаметры	1,5
Роликоподшипники конические средних серий	7300 7600	Все диаметры	1,8

\* Коэффициент 1,5 предусмотрен для случаев, когда радиальные зазоры подшипника не превышают значений, установленных основным рядом действующих нормативов (см. табл. 31); в случае увеличенных радиальных зазоров коэффициент *t* принимают: 1,2— при радиальных зазорах подшипника, соответствующих 7-му ряду, и 1— при радиальных зазорах по 8-му ряду.

Примерные значения коэффициента  $K_6$ 

Характер нагрузки на подшипник	$K_6$	Примеры применения
Спокойная нагрузка, толчки отсутствуют	1 ÷ 1,1	Узлы механизмов управления пассажирских самолетов; системы, работающие без вибрационных нагрузок
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от нормальной (расчетной) нагрузки	1,2	Узлы механизмов управления скоростных самолетов; электро-механизмы; агрегаты и насосы, работающие при небольших вибрациях; приборы
Умеренные толчки. Вибрация нагрузки. Кратковременные перегрузки до 150% от нормальной (расчетной) нагрузки	1,3 ÷ 1,5	Редукторы; компрессоры и турбины ТРД, электромашин; высокооборотные турбомашины; приводы; коробки агрегатов; двигатели внутреннего сгорания; узлы механизмов управления, работающие в условиях значительных перегрузок
Нагрузка со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200% от нормальной (расчетной) нагрузки	1,8 ÷ 2,5	Электроагрегаты, работающие в условиях высоких вибраций; колеса самолетов

Таблица 24

Числовые значения  $Q^{3,33}$  и  $\sqrt[3,33]{Q}$ 

$Q$	$Q^{3,33}$ в тыс.	$\sqrt[3,33]{Q}$	$Q$	$Q^{3,33}$ в тыс.	$\sqrt[3,33]{Q}$	$Q$	$Q^{3,33}$ в тыс.	$\sqrt[3,33]{Q}$
1	0,001	1	20	21,7	2,46	39	201	3,00
2	0,01	1,23	21	25,6	2,50	40	219	3,03
3	0,039	1,39	22	29,8	2,53	41	238	3,05
4	0,1	1,51	23	34,6	2,56	42	258	3,07
5	0,214	1,62	24	40,5	2,60	43	278	3,09
6	0,392	1,71	25	45,7	2,63	44	301	3,11
7	0,656	1,80	26	52,1	2,66	45	324	3,13
8	1	1,87	27	59,1	2,69	46	349	3,16
9	1,52	1,93	28	66,7	2,72	47	375	3,18
10	2,16	2,00	29	75	2,75	48	402	3,20
11	2,96	2,05	30	83,9	2,78	49	431	3,22
12	3,96	2,11	31	93,6	2,80	50	461	3,24
13	5,17	2,16	32	104	2,83	51	492	3,26
14	6,61	2,20	33	115	2,86	52	525	3,28
15	8,32	2,26	34	127	2,88	53	559	3,29
16	10	2,30	35	140	2,90	54	595	3,31
17	12,7	2,34	36	154	2,93	55	633	3,33
18	15,3	2,38	37	169	2,95	56	672	3,34
19	18,3	2,41	38	185	2,98	57	713	3,36

Продолжение

$Q$	$Q^{3,33}$ в тыс.	$3,33\sqrt{Q}$	$Q$	$Q^{3,33}$ в тыс.	$3,33\sqrt{Q}$	$Q$	$Q^{3,33}$ в тыс.	$3,33\sqrt{Q}$
58	755	3,38	74	1700	3,64	90	3270	3,86
59	800	3,40	75	1780	3,66	91	3390	3,87
60	846	3,43	76	1860	3,67	92	3520	3,88
61	894	3,42	77	1940	3,68	93	3650	3,89
62	943	3,44	78	2010	3,69	94	3780	3,90
63	1000	3,46	79	2120	3,70	95	3910	3,92
64	1050	3,48	80	2200	3,72	96	4050	3,93
65	1110	3,50	81	2300	3,73	97	4200	3,94
66	1160	3,51	82	2400	3,74	98	4340	3,96
67	1220	3,52	83	2500	3,76	99	4490	3,98
68	1280	3,54	84	2600	3,78	10 <sup>2</sup>	4640	4,00
69	1350	3,56	85	2700	3,80	10 <sup>3</sup>	—	8,00
70	1410	3,58	86	2800	3,81	10 <sup>4</sup>	—	16,00
71	1480	3,59	87	2920	3,82	10 <sup>5</sup>	—	32,00
72	1550	3,60	88	3020	3,83	10 <sup>6</sup>	—	64,00
73	1630	3,62	89	3150	3,84	—	—	—

Таблица 25

Числовые значения  $z^{0,7}$ 

$z$	$z^{0,7}$	$z$	$z^{0,7}$	$z$	$z^{0,7}$	$z$	$z^{0,7}$	$z$	$z^{0,7}$	$z$	$z^{0,7}$
5	3,08	21	8,42	37	12,5	53	16,1	69	19,4	85	22,4
6	3,50	22	8,70	38	12,7	54	16,3	70	19,6	86	22,6
7	3,90	23	8,98	39	13,0	55	16,5	71	19,8	87	22,8
8	4,29	24	9,25	40	13,2	56	16,7	72	20,0	88	23,0
9	4,65	25	9,52	41	13,5	57	17,0	73	20,2	89	23,2
10	5,01	26	9,79	42	13,7	58	17,2	74	20,3	90	23,3
11	5,36	27	10,1	43	13,9	59	17,4	75	20,5	91	23,5
12	5,69	28	10,3	44	14,1	60	17,6	76	20,7	92	23,7
13	6,02	29	10,6	45	14,4	61	17,8	77	20,9	93	23,9
14	6,34	30	10,8	46	14,6	62	18,0	78	21,1	94	24,0
15	6,66	31	11,1	47	14,8	63	18,2	79	21,3	95	24,2
16	6,96	32	11,3	48	15,0	64	18,4	80	21,5	96	24,4
17	7,27	33	11,6	49	15,3	65	18,6	81	21,7	97	24,6
18	7,56	34	11,8	50	15,5	66	18,8	82	21,9	98	24,8
19	7,85	35	12,0	51	15,7	67	19,0	83	22,0	99	24,9
20	8,14	36	12,3	52	15,9	68	19,2	84	22,2	100	25,1

Числовые значения  $d_{ш}^2$  и  $\varphi$  ( $\varphi = \frac{1}{1+0,02d_{ш}}$ )

Диаметр шарика $d_{ш}$		$d_{ш}^2$	$\varphi$	Диаметр шарика $d_{ш}$		$d_{ш}^2$	$\varphi$	Диаметр шарика $d_{ш}$		$d_{ш}^2$	$\varphi$
дюймы	мм			дюймы	мм			дюймы	мм		
1/64	0,397	0,156	1	19/64	7,541	56,87	0,868	—	14	196,0	0,781
1/32	0,794	0,630	0,990	5/16	7,938	63,01	0,862	9/16	14,288	204,1	0,777
—	1,5	2,250	0,971	21/64	8,334	69,46	0,857	—	14,5	210,3	0,775
1/16	1,588	2,522	0,969	—	8,5	72,25	0,854	—	15	225,0	0,770
5/64	1,984	3,936	0,961	11/32	8,731	76,25	0,851	19/32	15,081	227,5	0,768
3/32	2,381	5,669	0,954	23/64	9,128	83,32	0,845	—	15,5	240,3	0,763
—	2,5	6,250	0,952	—	9,5	90,25	0,840	5/8	15,875	252,0	0,759
7/64	2,778	7,717	0,947	3/8	9,525	90,73	0,839	—	16	256,0	0,757
1/8	3,175	10,081	0,940	25/64	9,922	98,45	0,834	—	16,5	272,3	0,752
—	3,5	12,250	0,934	13/32	10,319	106,5	0,828	21/32	16,669	277,8	0,749
9/64	3,572	12,76	0,933	—	10,5	110,3	0,826	—	17	289,0	0,746
5/32	3,969	15,75	0,926	27/64	10,716	114,8	0,823	11/16	17,463	304,9	0,741
11/64	4,366	19,06	0,919	—	11	121,0	0,820	—	17,5	306,3	0,740
—	4,5	20,25	0,918	7/16	11,113	123,5	0,818	—	18	324,0	0,735
3/16	4,763	22,69	0,913	—	11,5	132,3	0,813	23/32	18,256	333,3	0,732
13/64	5,159	26,61	0,906	29/64	11,509	132,5	0,812	—	18,5	342,3	0,730
—	5,5	30,25	0,90	15/32	11,906	141,8	0,807	—	19	361,0	0,724
7/32	5,556	30,87	0,899	—	12	144,0	0,806	3/4	19,05	362,9	0,724
15/64	5,953	35,44	0,893	31/64	12,303	151,4	0,802	—	19,5	380,3	0,719
1/4	6,350	40,32	0,887	—	12,5	156,3	0,800	25/32	19,844	393,8	0,715
—	6,5	42,25	0,885	1/2	12,700	161,3	0,797	—	20,5	420	0,709
17/64	6,747	45,52	0,881	—	13	169,0	0,793	13/16	20,638	426	0,707
9/32	7,144	51,04	0,874	17/32	13,494	182,1	0,787	27/32	21,431	459	0,700
—	7,5	56,25	0,870	—	13,5	182,3	0,787	—	21,5	462	0,699

Диаметр шарика $d_{ш}$		$d_{ш}^2$	$\varphi$	Диаметр шарика $d_{ш}$		$d_{ш}^2$	$\varphi$	Диаметр шарика $d_{ш}$		$d_{ш}^2$	$\varphi$
дюй-мы	мм			дюй-мы	мм			дюй-мы	мм		
—	22	484	0,694	15/16	33,338	1111	0,599	—	46	2116	0,521
7/8	22,225	494	0,692	—	34	1156	0,595	113/16	46,038	2120	0,520
—	22,5	506	0,690	111/32	34,131	1165	0,594	127/32	46,831	2192	0,516
—	23	529	0,685	13/8	34,925	1220	0,589	—	47	2209	0,515
29/32	23,019	530	0,684	—	35	1225	0,588	17/8	47,625	2268	0,512
—	23,5	552	0,680	113/32	35,719	1276	0,583	—	48	2304	0,510
15/16	23,813	567	0,677	—	36	1296	0,581	129/32	48,419	2345	0,508
—	24	576	0,675	17/16	36,513	1333	0,577	—	49	2401	0,505
—	24,5	600	0,671	—	37	1369	0,574	115/16	49,313	2422	0,503
31/32	24,606	605	0,670	115/32	37,306	1392	0,572	131/32	50,006	2500	0,500
—	25	625	0,666	—	38	1444	0,570	2	50,8	2581	0,496
1	25,4	645	0,663	11/2	38,1	1452	0,567	21/32	51,594	2662	0,492
—	26	676	0,658	117/32	38,894	1510	0,566	21/16	52,388	2745	0,488
11/32	26,194	686	0,656	—	39	1521	0,562	21/8	53,975	2913	0,480
11/16	26,988	728	0,649	19/16	39,688	1575	0,557	—	55	3025	0,476
—	27	729	0,649	119/32	40,481	1610	0,552	23/16	55,563	3087	0,473
13/32	27,781	772	0,642	—	41	1681	0,549	21/4	57,15	3266	0,466
—	28	784	0,641	15/8	41,275	1704	0,547	25/16	58,738	3450	0,459
11/8	28,575	816	0,636	—	42	1764	0,543	23/8	60,325	3639	0,453
—	29	841	0,632	121/32	42,060	1770	0,542	27/16	61,913	3833	0,446
15/32	29,369	863	0,629	111/16	42,863	1837	0,538	21/2	63,5	4032	0,440
13/16	30,163	910	0,623	—	43	1849	0,537	—	—	—	—
17/32	30,956	958	0,617	123/32	43,656	1905	0,534	—	—	—	—
—	31	961	0,616	—	44	1936	0,532	—	—	—	—
11/4	31,75	1008	0,611	13/4	44,45	1976	0,529	—	—	—	—
—	32	1024	0,609	—	45	2025	0,526	—	—	—	—
19/32	32,544	1059	0,605	125/32	45,244	2045	0,524	—	—	—	—

Таблица 27

Значения  $(nh)^{0,3} = C/Q$ 

$\frac{n}{h}$ об/мин час	10	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
10	4	4,6	4,9	5,2	5,6	6	6,5	6,9	7,4	8	8,5	9,2	9,8
16	4,6	5,2	5,6	6	6,5	6,9	7,4	8	8,5	9,2	9,8	10,5	11,2
20	4,9	5,6	6	6,5	6,9	7,4	8	8,5	9,2	9,8	10,5	11,2	12
25	5,2	6	6,5	6,9	7,4	8	8,5	9,2	9,8	10,5	11,2	12	13
32	5,6	6,5	6,9	7,4	8	8,5	9,2	9,8	10,5	11,2	12	13	13,8
40	6	6,9	7,4	8	8,5	9,2	9,8	10,5	11,2	12	13	13,8	14,8
50	6,5	7,4	8	8,5	9,2	9,8	10,5	11,2	12	13	13,8	14,8	16
63	6,9	8	8,5	9,2	9,8	10,5	11,2	12	13	13,8	14,8	16	17
80	7,4	8,5	9,2	9,8	10,5	11,2	12	13	13,8	14,8	16	17	18,2
100	8	9,2	9,8	10,5	11,2	12	13	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5
125	8,5	9,8	10,5	11,2	12	13	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5	21
160	9,2	10,5	11,2	12	13	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4
200	9,8	11,2	12	13	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24
250	10,5	12	13	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7
320	11,2	13	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5
400	12	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5
500	13	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32
630	13,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34
800	14,8	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3
1 000	16	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39
1 250	17	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7
1 600	18,2	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7
2 000	19,5	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48
2 500	21	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3
3 200	22,4	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55
4 000	24	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59
5 000	25,7	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63
6 300	27,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6
8 000	29,5	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5
10 000	32	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7

n в час	n об/мин											
	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
10	10,5	11,2	12	13	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4
16	12	13	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7
20	13	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5
25	13,8	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5
32	14,8	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32
40	16	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34
50	17	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3
63	18,2	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39
80	19,5	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7
100	21	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7
125	22,4	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48
160	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3
200	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55
250	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59
320	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63
400	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6
500	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5
630	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7
800	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2
1 000	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89
1 250	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5
1 600	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102
2 000	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110
2 500	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117
3 200	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117	126
4 000	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117	126	135
5 000	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117	126	135	145
6 300	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117	126	135	145	155
8 000	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166
10 000	83,2	89	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178

## Продолжение

n об/мин h час	Продолжение											
	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000	25000	32000	40000	50000
10	24	25,7	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3
16	27,5	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59
20	29,5	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63
25	32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6
32	34	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5
40	36,3	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7
50	39	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2
63	41,7	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89
80	44,7	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5
100	48	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102
125	51,3	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110
160	55	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117
200	59	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117	126
250	63	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117	126	135
320	67,6	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117	126	135	145
400	72,5	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117	126	135	145	155
500	77,7	83,2	89	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166
630	83,2	89	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178
800	89	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191
1 000	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204
1 250	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219
1 600	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235
2 000	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251
2 500	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269
3 200	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289
4 000	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309
5 000	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309	331
6 300	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309	331	355
8 000	178	191	204	219	235	251	269	289	309	331	355	380
10 000	191	204	219	235	251	269	289	309	331	355	380	407

Примечание. При подсчете принято  $10^{0,3} = 2$ .

Расчетные значения (округленные) коэффициентов работоспособности  $C$  и допустимых статических нагрузок  $Q_{ст}$  для радиальных однорядных шарикоподшипников

$d_{ш}$ \ $z$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
2,381	1200 40	1300 45	1500 55	1600 60	1700 70	1900 75	2000 80	2100 90	2200 95	2300 100
2,778	1600 55	1800 65	2000 75	2200 80	2400 90	2500 100	2700 110	2800 120	3000 130	3200 140
3,175	2100 70	2400 80	2600 100	2900 110	3100 120	3300 130	3500 140	3700 160	3900 170	4100 180
3,572	2700 90	3000 110	3300 120	3600 140	3900 150	4100 170	4400 180	4600 200	4900 210	5100 230
3,969	3300 110	3700 130	4100 150	4400 170	4700 190	5100 210	5400 230	5700 240	6000 260	6300 280
4,366	4000 140	4400 160	4800 180	5300 200	5700 230	6100 250	6500 270	6800 300	7200 320	7600 340
4,763	4700 160	5200 190	5800 220	6200 240	6700 270	7200 300	7600 330	8100 350	8500 380	9000 410
5,00	5100 180	5700 210	6300 240	6900 270	7400 300	7900 330	8400 360	8900 390	9300 420	9800 450
5,159	5500 190	6100 220	6700 250	7300 290	7800 320	8400 350	8900 380	9400 410	10000 450	10500 480
5,556	6300 220	7000 260	7700 300	8400 330	9000 370	9600 400	10200 440	10800 480	11400 520	12000 550
5,953	7200 250	8000 300	8800 340	9600 380	10300 430	11000 470	11700 510	12400 550	13000 600	13700 640
6,35	8100 290	9000 340	10000 390	10800 430	11600 480	12500 530	13200 580	14000 630	14700 680	15500 720
6,747	9100 330	10100 380	11200 440	12100 490	13000 550	14000 600	14800 650	15700 710	16500 760	17300 820
7,144	10100 360	11300 430	12400 490	13500 550	14500 610	15500 670	16500 730	17500 800	18400 860	19300 920
7,541	11200 410	12500 480	13700 540	15000 610	16000 680	17200 750	18200 820	19300 890	20300 950	21300 1020
7,938	12300 450	13700 530	15100 600	16400 680	17700 750	19000 830	20100 900	21200 980	22400 1060	23500 1130
8,334	13500 500	15000 580	16500 660	17900 750	19300 830	20600 910	22000 1000	23200 1080	24400 1160	25600 1250
8,731	14700 550	16500 640	18100 730	19600 820	21100 910	22600 1000	24000 1100	25400 1190	26700 1280	28100 1370
9,128	16000 600	17800 700	19600 800	21300 900	23000 1000	24500 1100	26000 1200	27500 1300	29000 1400	30000 1500
9,525	17300 650	19200 760	21200 870	23000 980	24800 1090	26500 1200	28100 1300	30000 1410	31000 1520	33000 1630

$d_{III} \backslash z$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
9,922	18700 710	20800 820	22900 940	24800 1060	26700 1180	28600 1300	30000 1410	32000 1530	34000 1650	35500 1770
10,319	20000 760	22300 890	24600 1020	26600 1150	28700 1280	30500 1400	32500 1530	34500 1660	36000 1790	38000 1910
10,716	21500 830	24000 960	26300 1100	28600 1240	30500 1380	33000 1510	35000 1650	37000 1790	39000 1930	41000 2050
11,113	23000 890	25600 1040	28100 1180	30500 1330	33000 1480	35000 1630	37000 1780	39500 1920	42500 2050	43500 2200
11,509	24400 950	27200 1110	30000 1270	32500 1430	35000 1590	37500 1750	39500 1900	42000 2050	44500 2200	46500 2400
11,906	26000 1020	29000 1190	32000 1360	34000 1530	37000 1700	40000 1870	42000 2050	44500 2200	47000 2400	49500 2550
12,303	27600 1090	30500 1270	34000 1450	36500 1630	39500 1810	42000 2000	45000 2150	47500 2350	50000 2550	52000 2700
12,7	29200 1160	32500 1350	36000 1550	39000 1750	42000 1950	44500 2100	47500 2300	50000 2500	53000 2700	56000 2900
13,494	33000 1310	36000 1530	40000 1750	43000 2000	47000 2200	50000 2400	53000 2600	56000 2850	59000 3050	62000 3300
14,288	36000 1460	40000 1710	44000 1960	48000 2200	52000 2450	55000 2700	59000 2950	62000 3200	65000 3400	69000 3650
15,081	40000 1640	44000 1910	49000 2200	53000 2450	57000 2700	61000 3000	65000 3250	68000 3550	72000 3800	76000 4100
15,875	43500 1810	48500 2100	53000 2400	58000 2700	62000 3000	66000 3300	71000 3600	75000 3900	79000 4200	83000 4500
16,669	47000 2000	53000 2300	58000 2650	63000 3000	68000 3300	72000 3650	77000 4000	81000 4300	86000 4650	90000 5000
17,463	51000 2200	57000 2550	63000 2900	68000 3300	73000 3650	79000 4000	83000 4400	88000 4750	93000 5100	98000 5500
18,256	55000 2400	62000 2800	68000 3200	74000 3600	79000 4000	85000 4400	90000 4800	95000 5200	100000 5600	105000 6000
19,05	60000 2600	66000 3050	73000 3500	79000 3900	85000 4350	91000 4800	97000 5200	103000 5600	108000 6100	114000 6500
19,844	64000 2850	71000 3300	78000 3800	85000 4250	92000 4700	98000 5200	104000 5600	110000 6100	116000 6600	122000 7100
20,638	68000 3050	76000 3550	84000 4100	91000 4600	98000 5100	105000 5600	111000 6100	118000 6600	124000 7100	130000 7600
21,431	73000 3300	81000 3850	89000 4400	97000 4950	104000 5500	112000 6000	119000 6600	125000 7100	132000 7700	139000 8200
22,225	78000 3550	86000 4150	95000 4750	103000 5300	111000 5900	119000 6500	126000 7100	134000 7700	141000 8300	148000 8900
23,019	82000 3800	92000 4450	101000 5100	109000 5700	118000 6300	126000 7000	134000 7600	142000 8200	149000 8900	157000 9500
23,813	87000 4100	97000 4750	107000 5400	116000 6100	125000 6800	134000 7500	142000 8100	150000 8800	158000 9500	166000 10200

Продолжение

$d_{III}$ \ $z$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
24,606	92000 4350	103000 5100	113000 5800	122000 6500	132000 7200	141000 8000	150000 8700	159000 9400	167000 10100	175000 10900
25,4	97000 4650	108000 5400	119000 6200	129000 7000	139000 7700	149000 8500	158000 9300	167000 10000	176000 10800	185000 11600
26,194	102000 5000	114000 5700	125000 6600	136000 7400	146000 8200	157000 9000	166000 9900	176000 10700	185000 11500	195000 12300
26,988	107000 5200	120000 6100	132000 7000	143000 7800	154000 8700	165000 9600	175000 10500	185000 11300	195000 12200	205000 13100
27,781	113000 5500	125000 6500	138000 7400	150000 8300	161000 9200	172000 10200	183000 11100	194000 12000	204000 13000	214000 13900
28,575	118000 5900	131000 6800	145000 7800	157000 8800	169000 9800	181000 10800	192000 11700	203000 12700	214000 13700	225000 14700
29,369	123000 6200	137000 7200	151000 8300	164000 9300	176000 10300	189000 11400	200000 12400	212000 13400	223000 14500	235000 15500
30,163	129000 6500	144000 7600	158000 8700	171000 9800	184000 10900	197000 12000	210000 13100	222000 14200	233000 15300	245000 16300
30,956	134000 6900	150000 8000	165000 9200	179000 10300	192000 11500	206000 12600	219000 13800	231000 14900	244000 16100	256000 17200
31,75	140000 7200	156000 8400	172000 9700	186000 10900	200000 12100	214000 13300	228000 14500	241000 15700	254000 17000	266000 18100
32,544	145000 7600	162000 8900	178000 10100	193000 11400	208000 12700	223000 14000	237000 15200	251000 16500	264000 17800	277000 19000
33,338	151000 8000	169000 9300	186000 10600	201000 12000	217000 13300	232000 14600	246000 16000	260000 17300	274000 18600	288000 20000
34,131	157000 8400	175000 9800	193000 11200	209000 12600	225000 14000	241000 15400	256000 16800	271000 18200	285000 19600	300000 21000
34,925	163000 8800	182000 10200	200000 11700	217000 13100	233000 14600	250000 16100	265000 17500	280000 19000	295000 20500	310000 22000
35,719	169000 9200	188000 10700	207000 12200	225000 13700	242000 15300	259000 16800	275000 18300	291000 19900	305000 21400	320000 22900

Продолжение

$d_{III}$ \ $z$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
2,381	2400 110	2500 115	2600 120	2700 130	2800 135	2900 140	3000 150	3100 155	3200 160	3300 170
2,778	3300 150	3400 160	3600 165	3700 175	3900 185	4000 195	4100 200	4300 210	4400 220	4500 230
3,175	4300 190	4500 200	4600 220	4800 230	5000 240	5200 250	5300 260	5500 280	5700 290	5800 300
3,572	5400 240	5600 260	5800 270	6100 290	6300 300	6500 320	6700 340	6900 350	7100 370	7300 380

$d_{ш}$ \ $z$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
3,969	6600 300	6900 320	7200 340	7400 360	7700 380	8000 400	8200 410	8500 430	8800 450	9000 470
4,366	7900 360	8300 380	8600 410	8900 430	9300 460	9600 480	9900 500	10200 520	10500 550	10800 570
4,763	9400 430	9800 460	10200 490	10500 520	11000 540	11300 570	11700 600	12100 620	12400 650	12800 680
5,00	10300 480	10700 510	11100 540	11600 570	12000 600	12400 630	12800 660	13200 690	13600 720	14000 750
5,159	10900 510	11400 540	11800 570	12300 600	12700 640	13200 670	13600 700	14100 730	14500 760	14900 800
5,556	12500 600	13100 630	13600 670	14100 700	14700 740	15200 780	15700 810	16200 850	16700 890	17200 920
5,953	14300 680	15000 720	15500 760	16100 800	16700 850	17300 890	17900 930	18500 980	19000 1020	19600 1060
6,35	16200 770	16900 820	17600 870	18200 920	18900 970	19600 1010	20200 1060	20900 1100	21500 1160	22100 1200
6,747	18100 870	19000 930	20000 980	20500 1040	21000 1090	22000 1150	22700 1200	23400 1260	24000 1300	24800 1360
7,144	20200 980	21100 1040	22000 1100	22700 1160	23600 1220	24400 1290	25200 1350	26000 1400	26800 1470	27600 1530
7,541	22300 1090	23000 1160	24200 1200	25200 1300	26100 1350	27000 1430	27900 1500	28800 1570	29700 1640	30500 1700
7,938	24500 1200	25600 1290	26700 1360	27700 1440	28700 1500	29700 1590	30500 1660	32000 1740	32500 1810	33500 1890
8,334	26800 1330	28000 1410	29100 1500	30000 1570	31000 1650	32500 1740	33500 1830	34500 1900	35500 2000	37000 2050
8,731	29300 1460	30500 1560	32000 1650	33000 1730	34000 1830	35500 1920	36500 2000	38000 2100	39000 2200	40000 2300
9,128	32000 1600	33000 1700	34500 1800	36000 1900	37000 2000	38500 2100	40000 2200	41000 2300	42000 2400	43500 2500
9,525	34500 1740	36000 1850	37500 1960	39000 2050	40000 2200	41500 2300	43000 2400	44000 2500	45500 2600	47000 2700
9,922	37000 1890	39000 2000	40000 2100	42000 2200	43500 2350	45000 2500	46500 2600	48000 2700	49000 2800	51000 2950
10,319	40000 2050	41500 2150	43500 2300	45000 2400	46500 2550	48000 2700	50000 2800	51000 2900	53000 3050	54000 3200
10,716	42500 2200	44500 2350	46500 2500	48000 2600	50000 2750	52000 2900	53000 3000	55000 3150	57000 3300	58000 3450
11,113	45500 2350	47500 2500	49500 2650	51000 2800	53000 2950	55000 3100	57000 3250	59000 3400	61000 3500	62000 3700
11,509	48500 2550	51000 2700	53000 2850	55000 3000	57000 3150	59000 3350	61000 3500	63000 3650	64000 3800	66000 3950

$d_{\text{ш}}$ \ / $z$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
11,906	52000 2700	54000 2900	56000 3050	58000 3200	60000 3400	62000 3550	64000 3750	67000 3900	69000 4100	71000 4250
12,303	55000 2900	57000 3100	60000 3250	62000 3450	64000 3600	66000 3800	68000 4000	71000 4200	73000 4350	75000 4550
12,7	58000 3100	61000 3300	63000 3500	65000 3650	68000 3850	70000 4050	73000 4250	75000 4450	77000 4650	79000 4800
13,494	65000 3500	68000 3700	70000 3900	73000 4150	76000 4350	78000 4600	81000 4800	84000 5000	86000 5200	89000 5400
14,288	72000 3900	75000 4150	78000 4400	81000 4650	84000 4900	87000 5100	90000 5400	92000 5600	95000 5900	98000 6100
15,081	79000 4350	82000 4650	86000 4900	89000 5200	92000 5400	95000 5700	99000 6000	102000 6300	105000 6500	108000 6800
15,875	86000 4800	90000 5100	94000 5400	97000 5700	101000 6000	104000 6300	108000 6600	111000 6900	115000 7200	118000 7500
16,669	94000 5300	98000 5600	102000 6000	106000 6300	110000 6700	114000 7000	118000 7300	121000 7700	125000 8000	129000 8300
17,463	102000 5800	107000 6200	111000 6600	115000 6900	119000 7300	124000 7700	128000 8000	132000 8400	136000 8800	140000 9100
18,256	110000 6400	115000 6800	120000 7200	124000 7600	129000 8000	133000 8400	138000 8800	142000 9200	146000 9600	151000 10000
19,05	119000 7000	124000 7400	129000 7800	134000 8300	139000 8700	144000 9100	148000 9600	153000 10000	158000 10400	162000 10900
19,844	127000 7500	133000 8000	138000 8500	143000 9000	149000 9400	154000 9900	159000 10400	164000 10900	169000 11300	174000 11800
20,638	136000 8200	142000 8700	148000 9200	153000 9700	159000 10200	165000 10700	170000 11200	176000 11700	181000 12300	186000 12800
21,431	145000 8800	152000 9300	158000 9900	164000 10400	170000 11000	176000 11600	181000 12100	187000 12700	193000 13200	198000 13800
22,225	154000 9500	161000 10100	168000 10600	174000 11200	181000 11800	187000 12400	193000 13000	199000 13600	205000 14200	211000 14800
23,019	164000 10200	171000 10800	178000 11400	185000 12100	192000 12700	198000 13300	206000 14000	211000 14600	218000 15200	224000 15900
23,813	174000 10900	181000 11500	188000 12200	196000 12900	203000 13600	210000 14300	217000 14900	224000 15600	230000 16300	237000 17000
24,606	183000 11600	191000 12300	199000 13100	207000 13800	214000 14500	222000 15200	230000 16000	237000 16700	244000 17400	251000 18100
25,4	193000 12400	202000 13100	210000 14000	218000 14700	226000 15500	234000 16200	242000 17000	250000 17800	257000 18600	265000 19300
26,194	203000 13100	212000 14000	221000 14800	230000 15600	238000 16400	246000 17300	254000 18100	263000 18900	271000 19700	278000 20600
26,988	214000 14000	223000 14800	232000 15700	241000 16600	250000 17500	260000 18300	267000 19200	276000 20100	284000 21000	290000 21800

Продолжение

$d_{ш}$ \ $z$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
27,781	224000 14800	234000 15700	243000 16600	253000 17600	262000 18500	271000 19400	280000 20400	290000 21300	298000 22200	305000 23100
28,575	235000 15700	245000 16700	255000 17600	265000 18600	275000 19600	284000 20600	293000 21500	305000 22500	310000 23500	320000 24500
29,369	245000 16500	256000 17600	266000 18600	277000 19600	287000 20700	297000 21700	305000 22800	315000 23800	325000 24800	335000 25900
30,163	256000 17400	268000 18500	278000 19600	289000 20700	300000 21800	310000 22900	320000 24000	330000 25100	340000 26200	350000 27300
30,956	267000 18400	279000 19500	290000 20700	300000 21800	310000 23000	325000 24100	335000 25300	345000 26400	355000 27600	365000 28700
31,75	278000 19300	291000 20500	300000 21700	315000 23000	325000 24200	335000 25400	350000 26600	360000 27800	370000 29000	380000 30200
32,544	290000 20300	300000 21600	315000 22800	325000 24100	340000 25400	350000 26700	360000 27900	375000 29200	385000 30500	395000 31700
33,338	300000 21300	315000 22600	325000 24000	340000 25300	350000 26600	365000 28000	375000 29300	390000 30600	400000 32000	410000 33300
34,131	315000 22400	325000 23700	340000 25100	350000 26500	365000 27900	380000 29300	390000 30700	405000 32100	415000 33500	430000 34900
34,925	325000 23400	340000 24900	350000 26300	365000 27800	380000 29200	390000 30700	405000 32200	420000 33600	430000 35000	445000 36600
35,719	335000 24500	350000 26000	365000 27500	380000 29000	395000 30600	405000 32200	420000 33700	435000 35200	445000 36700	460000 38300

Продолжение

$d_{ш}$ \ $z$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
2,381	3400 175	3500 180	3600 190	3700 195	3800 200	3900 210	4000 215	4100 225	4150 230	4200 235
2,778	4600 240	4800 250	4900 260	5000 270	5100 280	5300 290	5400 295	5500 305	5600 315	5700 325
3,175	6000 310	6200 320	6300 340	6500 350	6600 360	6800 370	7000 390	7100 400	7300 410	7400 420
3,572	7600 400	7800 410	8000 430	8200 440	8400 460	8600 470	8700 490	9000 500	9100 520	9300 530
3,969	9300 490	9600 510	9800 530	10000 550	10200 570	10500 580	10700 600	11000 620	11200 640	11400 660
4,366	11100 590	11500 610	11700 640	12000 660	12300 690	12600 710	12900 730	13200 750	13400 780	13600 800
4,763	13200 700	13600 730	13900 760	14300 790	14500 810	14900 840	15200 870	15600 900	15900 920	16200 950
5,00	14400 780	14900 810	15200 840	15600 870	15900 900	16400 930	16700 960	17100 990	17400 1020	17700 1050

$d_{\text{ш}}$ \ / $z$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
5,159	15300 830	15800 860	16100 890	16600 920	16900 960	17400 990	17700 1000	18200 1050	18500 1080	18800 1100
5,556	17600 960	18200 1000	18600 1040	19100 1070	19500 1100	20000 1150	20400 1180	20900 1200	21300 1260	21600 1300
5,953	20100 1100	20300 1150	21200 1200	21800 1230	22200 1270	22800 1300	23200 13500	23800 1400	24200 1450	24700 1500
6,35	22700 1260	23500 1300	24000 1350	24600 1400	25100 1450	25800 1500	26300 1550	27000 1600	27400 1650	27900 1700
6,747	25500 1420	26000 1470	26800 1530	27600 1580	28000 1640	29000 1700	29500 1750	30000 1800	30500 1860	31000 1910
7,144	28400 1600	29300 1650	29800 1710	30500 1780	31500 1840	32000 1900	32500 1960	33500 2000	34000 2100	35000 2150
7,541	31500 1770	32500 1850	33000 1910	34000 1980	34500 2050	35500 2100	36000 2200	37000 2250	38000 2300	38500 2400
7,938	34500 1960	35500 2050	36500 2100	37500 2200	38000 2250	39000 2350	40000 2400	41000 2500	41500 2550	42500 2650
8,334	38000 2150	39000 2200	40000 2300	41000 2400	41500 2500	42500 2600	43500 2650	44500 2700	45500 2800	46000 2900
8,731	41000 2400	42500 2500	43500 2550	44500 2650	45500 2750	47000 2800	47500 2900	49000 3000	50000 3100	51000 3200
9,128	45000 2600	46000 2700	47000 2800	48500 2900	49500 3000	51000 3100	52000 3200	53000 3300	54000 3400	55000 3500
9,525	48500 2800	50000 2950	51000 3050	52000 3150	53000 3250	55000 3350	56000 3500	57000 3600	58000 3700	59000 3800
9,922	52000 3100	54000 3200	55000 3300	56000 3400	57000 3500	59000 3650	60000 3800	62000 3900	63000 4000	64000 4100
10,319	56000 3300	58000 3450	59000 3600	61000 3700	62000 3800	63000 3950	65000 4100	66000 4200	67000 4350	69000 4450
10,716	60000 3600	62000 3700	63000 3850	65000 4000	66000 4100	68000 4250	69000 4400	71000 4550	72000 4700	74000 4800
11,113	64000 3850	66000 4000	67000 4150	69000 4300	71000 4450	73000 4600	74000 4750	76000 4900	77000 5000	79000 5200
11,509	68000 4100	70000 4300	72000 4450	74000 4600	75000 4750	77000 4900	79000 5100	81000 5200	82000 5400	84000 5500
11,906	73000 4400	75000 4600	76000 4750	79000 4900	80000 5100	82000 5300	84000 5400	86000 5600	88000 5800	89000 5900
12,303	77000 4700	80000 4900	81000 5100	83000 5300	85000 5400	87000 5600	89000 5800	91000 6000	93000 6200	95000 6300
12,7	82000 5000	84000 5200	86000 5400	88000 5600	90000 5800	92000 6000	94000 6200	97000 6400	98000 6600	100000 6800
13,494	91000 5700	94000 5900	96000 6100	99000 6300	100000 6500	103000 6800	105000 7000	108000 7200	110000 7400	112000 7600
14,288	101000 6400	104000 6600	106000 6800	109000 7100	111000 7300	114000 7600	116000 7800	119000 8100	121000 8300	124000 8600

$d_{\text{ш}}$ \ / \ $z$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
15,081	111000 7100	115000 7400	117000 7600	120000 7900	123000 8200	126000 8500	128000 8700	132000 9000	134000 9300	136000 9500
15,875	122000 7800	125000 8100	128000 8400	132000 8800	134000 9100	138000 9400	140000 9700	144000 10000	146000 10300	149000 10600
16,669	132000 8700	136000 9000	139000 9300	143000 9700	146000 10000	150000 10300	153000 10700	157000 11000	160000 11300	162000 11700
17,463	144000 9500	148000 9900	151000 10200	156000 10600	159000 11000	163000 11300	166000 11700	170000 12100	173000 12400	176000 12800
18,256	155000 10400	160000 10800	163000 11200	168000 11600	171000 12000	176000 12400	179000 12800	184000 13200	187000 13600	190000 14000
19,05	167000 11300	172000 11700	176000 12200	181000 12600	184000 13000	189000 13500	193000 13900	198000 14400	201000 14800	205000 15200
19,844	179000 12300	185000 12700	188000 13200	194000 13700	198000 14200	203000 14600	207000 15100	212000 15500	216000 16100	220000 16500
20,638	192000 13300	198000 13800	202000 14300	207000 14800	211000 15300	217000 15800	221000 16300	227000 16900	231000 17400	235000 17900
21,431	204000 14300	211000 14900	215000 15400	221000 16000	225000 16500	232000 17100	236000 17600	242000 18200	246000 18700	250000 19300
22,225	217000 15400	224000 16000	229000 16600	235000 17200	240000 17800	247000 18400	251000 18900	258000 19500	262000 20100	267000 20700
23,019	230000 16500	238000 17200	243000 17800	250000 18000	254000 19100	261000 19700	266000 20300	273000 21000	278000 21600	283000 22200
23,813	244000 17700	252000 18300	257000 19000	264000 19700	269000 20400	277000 21100	282000 21800	289000 22400	294000 23100	299000 23800
24,606	258000 18900	266000 19600	271000 20300	279000 21000	285000 21800	293000 22500	298000 23200	305000 24000	310000 24700	315000 25400
25,4	272000 20100	281000 21000	286000 21700	295000 22400	300000 23200	310000 24000	315000 25000	320000 25500	330000 26300	335000 27100
26,194	286000 21400	295000 22200	300000 23000	310000 23900	315000 24700	325000 25500	330000 26300	340000 27100	345000 28000	350000 28800
26,988	300000 22700	310000 23600	315000 24400	325000 25300	330000 26200	340000 27100	345000 28000	355000 28800	360000 29700	370000 30600
27,781	315000 24100	325000 25000	330000 26000	340000 26800	345000 27800	355000 28700	365000 29600	375000 30500	380000 31500	385000 32400
28,575	330000 25500	340000 26400	350000 27400	355000 28400	365000 29400	375000 30400	380000 31300	390000 32300	400000 33300	405000 34300
29,369	345000 26900	355000 27900	365000 29000	375000 30000	380000 31000	390000 32100	400000 33100	410000 34100	415000 35200	425000 36200
30,163	360000 28300	370000 29400	380000 30500	390000 31600	400000 32700	410000 33800	415000 34900	425000 36000	435000 37100	440000 38200
30,956	375000 29900	390000 31000	395000 32200	405000 33300	415000 34500	425000 35600	435000 36800	445000 37900	455000 39100	460000 40200

$d_{ш}$ \ $z$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
31,75	390000	405000	410000	425000	430000	445000	450000	465000	470000	480000
	31400	32600	33800	35100	36200	37500	38700	39900	41000	42300
32,544	405000	420000	430000	440000	450000	460000	470000	485000	490000	500000
	33000	34300	35500	36800	38100	39400	40600	41900	43200	44500
33,338	425000	435000	445000	560000	470000	480000	440000	500000	510000	520000
	34600	36000	37300	38600	40000	41300	42600	44000	45300	46600
34,131	440000	455000	465000	475000	485000	500000	510000	520000	530000	540000
	36300	37700	39100	40500	42000	43300	44700	46100	47500	48900
34,925	455000	470000	480000	495000	505000	515000	525000	540000	550000	560000
	38000	39500	41000	42400	43900	45300	46800	48200	49700	51200
35,719	470000	490000	500000	510000	520000	535000	545000	560000	570000	580000
	39800	41300	42900	44400	46000	47500	49000	50500	52000	53600

Примечания. 1. Значения  $C$  и  $Q_{ст}$  подсчитаны по формуле:  
 $C = 65 z^{0,7} d_{ш}^2 \varphi$ ;  $Q_{ст} = 1,2 z d_{ш}^2$ .

2. Против каждого значения  $z$  и  $d_{ш}$  даны  $C$  (верхнее число) и  $Q_{ст}$  (нижнее число).

Таблица 29

Расчетные значения (округленные) коэффициентов работоспособности  $C$  и допустимых статических нагрузок  $Q_{ст}$  для шарикоподшипников радиально-упорных однорядных с углом контакта  $26^\circ$

$d_{ш}$ \ $z$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
2,381	1100	1200	1300	1450	1500	1600	1800	1900	2000	2100
	35	40	45	55	60	65	70	80	85	90
2,778	1500	1600	1800	1900	2000	2200	2400	2500	2700	2800
	50	60	65	75	80	90	100	110	115	120
3,175	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100	3300	3400	3600
	60	70	80	100	110	120	130	140	150	160
3,572	2400	2700	2900	3200	3400	3700	3900	4100	4300	4600
	80	90	110	120	130	150	160	180	190	200
3,969	2900	3300	3600	3900	4200	4500	4800	5100	5300	5600
	100	120	130	150	170	180	200	220	230	250
4,366	3500	3900	4300	4700	5100	5400	5700	6100	6400	6700
	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
4,763	4200	4700	5100	5600	6000	6400	6800	7200	7600	8000
	140	170	190	220	240	260	290	310	340	360
5,00	4600	5100	5600	6100	6600	7000	7500	7900	8300	8700
	160	190	210	240	270	290	320	350	370	400
5,159	4900	5400	6000	6500	7000	7500	7900	8400	8800	9300
	170	200	230	260	280	310	340	370	400	420

$d_m \backslash z$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
5,556	5600 200	6200 230	6900 260	7400 300	8000 330	8600 360	9100 390	9600 430	10100 460	10700 490
5,953	6400 230	7100 260	7800 300	8500 340	9100 380	9800 410	10400 450	11000 490	11600 530	12200 560
6,35	7200 260	8000 300	8800 340	9600 390	10300 430	11100 470	11700 510	12400 560	13100 600	13800 640
6,747	8100 290	9000 340	9900 390	10800 440	11600 480	12400 530	13200 580	13900 630	14700 680	15400 730
7,144	9000 330	10000 380	11000 430	12000 490	12900 540	13800 600	14700 650	15500 710	16300 760	17200 820
7,541	10000 360	11100 420	12200 480	13300 540	14300 610	15300 670	16200 730	17200 790	18100 850	19000 910
7,938	11000 400	12200 470	13500 540	14600 600	15700 670	16800 740	17900 810	18900 870	19900 940	20900 1010
8,334	12000 440	13300 510	14700 590	15900 660	17100 740	18300 810	19500 890	20600 960	21700 1030	22800 1100
8,731	13100 490	14600 570	16100 650	17400 730	18800 810	20100 900	21300 980	22600 1060	23800 1140	25000 1220
9,128	14200 530	15900 620	17400 710	18900 800	20400 890	21800 980	23100 1070	24500 1160	25800 1240	27100 1330
9,525	15400 580	17100 680	18900 780	20400 870	22000 970	23600 1070	25000 1160	26500 1260	27900 1360	29300 1450
9,922	16600 630	18500 730	20300 840	22100 940	23800 1050	25400 1150	27000 1260	28600 1360	30000 1470	31500 1570
10,319	17800 680	19900 790	21900 910	23700 1020	25500 1130	27300 1250	29000 1360	30500 1470	32000 1590	34000 1700
10,716	19100 730	21300 860	23400 980	25400 1100	27400 1220	29300 1350	31000 1470	33000 1590	34500 1710	36500 1840
11,113	20400 790	22800 920	25000 1050	27200 1190	29300 1320	31000 1450	33000 1580	35000 1710	37000 1840	39000 1980
11,509	21700 850	24200 990	26700 1130	28900 1270	31000 1410	33000 1550	35500 1700	37500 1840	39500 1980	41500 2100
11,906	23100 910	25800 1060	28400 1210	30500 1360	33000 1510	35500 1660	37500 1820	39500 1970	42000 2100	44000 2250
12,303	24600 970	27400 1130	30000 1290	32500 1450	35000 1610	37500 1780	40000 1940	42000 2100	44500 2250	46500 2400
12,7	26000 1030	29000 1200	32000 1370	34500 1550	37000 1720	39500 1890	42000 2050	44500 2200	47000 2400	49500 2550
13,494	29000 1160	32000 1360	35500 1550	38500 1750	41500 1940	44500 2100	47000 2300	50000 2500	52000 2700	55000 2900
14,288	32000 1300	35500 1520	39000 1740	42500 1960	46000 2150	49000 2400	52000 2600	55000 2800	58000 3050	61000 3250

$d_{III}$	$z'$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
15,081		35000 1460	39500 1700	43000 1940	47000 2200	50000 2400	54000 2650	57000 2900	61000 3150	64000 3400	67000 3650
15,875		38500 1610	43000 1880	47500 2150	51000 2400	55000 2700	59000 2950	63000 3200	66000 3500	70000 3750	73000 4000
16,669		42000 1780	47000 2050	51000 2350	56000 2650	60000 2950	64000 3250	68000 3550	72000 3850	76000 4150	80000 4450
17,463		45500 1950	51000 2250	56000 2600	61000 2900	65000 3250	70000 3550	74000 3900	78000 4200	83000 4550	87000 4850
18,256		49500 2150	55000 2500	60000 2850	65000 3200	70000 3550	75000 3900	80000 4250	85000 4600	89000 5000	94000 5300
19,05		53000 2300	59000 2700	65000 3100	70000 3500	76000 3850	81000 4250	86000 4650	91000 5000	96000 5400	101000 5800
19,844		57000 2500	63000 2950	70000 3350	76000 3750	81000 4200	87000 4600	92000 5000	98000 5400	103000 5900	108000 6300
20,638		61000 2700	68000 3200	75000 3650	81000 4100	87000 4550	93000 5000	99000 5400	105000 5900	110000 6400	116000 6800
21,431		65000 2950	72000 3450	79000 3900	86000 4400	93000 4900	99000 5400	105000 5900	112000 6400	118000 6800	123000 7300
22,225		69000 3150	77000 3700	85000 4200	92000 4750	99000 5200	106000 5800	112000 6300	119000 6800	125000 7400	131000 7900
23,019		73000 3400	82000 3950	90000 4500	97000 5100	105000 5600	112000 6200	119000 6800	126000 7300	133000 7900	139000 8500
23,813		78000 3600	86000 4200	95000 4850	103000 5400	111000 6000	119000 6600	126000 7200	133000 7900	141000 8500	148000 9100
24,606		82000 3850	91000 4500	100000 5100	109000 5800	117000 6400	126000 7100	133000 7700	141000 8400	149000 9000	156000 9700
25,4		86000 4100	96000 4800	106000 5500	115000 6200	124000 6900	132000 7600	141000 8200	149000 8900	157000 9600	165000 10300
26,194		91000 4400	101000 5100	111000 5800	121000 6600	130000 7300	139000 8000	148000 8800	157000 9500	165000 10200	173000 11000
26,988		95000 4600	106000 5400	117000 6200	127000 7000	137000 7800	146000 8500	155000 9300	164000 10100	173000 10900	182000 11600
27,781		100000 4900	112000 5700	123000 6600	133000 7400	143000 8200	153000 9000	163000 9900	172000 10700	181000 11500	191000 12300
28,575		105000 5200	117000 6100	129000 6900	139000 7800	150000 8700	161000 9600	171000 10400	181000 11300	190000 12200	200000 13100
29,369		110000 5500	122000 6400	134000 7300	146000 8300	157000 9200	168000 10100	178000 11000	189000 11900	199000 12900	209000 13800
30,163		115000 5800	128000 6800	140000 7700	152000 8700	164000 9700	176000 10700	186000 11600	197000 12600	208000 13600	218000 14500
30,956		120000 6100	133000 7100	147000 8200	159000 9200	171000 10200	183000 11200	194000 12200	206000 13300	217000 14300	228000 15300

## Продолжение

$d_{III}$ \ $z$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
31,75	124000 6400	139000 7500	153000 8600	165000 9700	178000 10700	191000 11800	202000 12900	214000 14000	226000 15000	237000 16100
32,544	130000 6800	144000 7900	159000 9000	172000 10100	185000 11300	198000 12400	211000 13500	223000 14700	235000 15800	247000 16900
33,338	135000 7100	150000 8300	165000 9500	179000 10600	193000 11800	206000 13000	219000 14200	232000 15400	244000 16600	256000 17800
34,131	140000 7400	156000 8700	171000 9900	186000 11200	200000 12400	214000 13600	228000 14900	241000 16100	254000 17400	266000 18600
34,925	145000 7800	162000 9100	178000 10400	193000 11700	208000 13000	222000 14300	236000 15600	250000 16900	263000 18200	276000 19500
35,719	150000 8200	168000 9500	184000 10900	200000 12200	215000 13600	230000 15000	245000 16300	259000 17700	273000 19000	286000 20400

## Продолжение

$d_{III}$ \ $z$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
2,381	2150 95	2250 100	2300 110	2400 115	2500 120	2600 125	2700 130	2800 140	2900 145	3000 150
2,778	2900 130	3100 140	3200 150	3300 155	3400 165	3500 170	3700 180	3800 190	3900 200	4000 205
3,175	3800 170	4000 180	4100 190	4300 200	4400 210	4600 220	4700 240	4900 250	5100 260	5200 270
3,572	4800 220	5000 230	5200 240	5400 260	5600 270	5800 280	6000 300	6200 310	6300 320	6500 340
3,969	5900 270	6100 280	6400 300	6600 320	6800 330	7100 350	7300 370	7600 380	7800 400	8000 420
4,366	7000 320	7300 340	7600 360	7900 380	8200 410	8500 430	8800 450	9100 470	9400 490	9600 510
4,763	8300 390	8700 410	9000 430	9400 460	9700 480	10100 510	10400 530	10700 550	11100 580	11400 600
5,00	9100 430	9500 450	9900 480	10300 510	10700 530	11000 550	11400 590	11800 610	12100 640	12500 670
5,159	9700 450	10100 480	10500 510	10900 540	11300 570	11700 600	12100 630	12500 650	12900 680	13300 710
5,556	11100 530	11600 560	12100 590	12600 620	13000 660	13500 690	13900 720	14400 750	14800 790	15300 820
5,953	12700 600	13300 640	13800 680	14300 720	14900 750	15400 790	15900 830	16400 870	16900 910	17400 940
6,35	14400 690	15000 730	15600 770	16200 810	16800 860	17400 900	18000 940	18600 990	19100 1030	19700 1070

$d_{ш}$ \ $z$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
6,747	16100 780	16800 820	17500 870	18200 920	18900 970	19500 1020	20200 1070	20800 1120	21400 1160	22100 1210
7,144	17900 870	18700 920	19500 980	20200 1030	21000 1090	21700 1140	22400 1200	23100 1250	23500 1310	24500 1360
7,541	19900 970	20700 1030	21600 1090	22400 1150	23200 1210	24000 1270	24800 1330	25600 1400	26400 1450	27200 1510
7,938	21800 1070	22800 1140	23700 1210	24600 1280	25600 1340	26400 1410	27300 1480	28200 1550	29000 1610	29900 1680
8,334	23800 1180	24900 1250	25900 1330	26900 1400	27900 1470	28800 1550	29800 1620	30500 1700	31500 1770	32500 1840
8,731	26100 1300	27300 1380	28400 1460	29400 1540	30500 1630	31500 1710	32500 1790	33500 1870	34500 1950	35500 2000
9,128	28300 1420	29600 1510	30500 1600	32000 1690	33000 1780	34000 1870	35500 1960	36500 2050	37500 2100	38500 2200
9,525	30500 1550	32000 1650	33000 1750	34500 1840	35500 1940	37000 2000	38000 2100	39500 2200	40500 2300	42000 2400
9,922	33000 1680	34500 1780	36000 1890	37000 2000	38500 2100	40000 2200	41000 2300	42500 2400	44000 2500	45000 2600
10,319	35500 1810	37000 1930	38500 2050	40000 2150	41500 2250	43000 2350	44000 2500	45500 2600	47000 2700	48500 2850
10,716	38000 1960	39500 2050	41000 2200	43000 2300	44500 2450	46000 2550	47500 2700	49000 2800	50000 2950	52000 3050
11,113	40500 2100	42500 2250	44000 2350	45500 2500	47500 2650	49000 2750	51000 2900	52000 3000	54000 3150	55000 3300
11,509	43000 2250	45000 2400	47000 2550	48500 2650	50000 2800	52000 2950	54000 3100	56000 3250	57000 3400	59000 3500
11,906	46000 2400	48000 2550	50000 2700	52000 2850	54000 3000	56000 3150	57000 3300	59000 3450	61000 3600	63000 3750
12,303	49000 2550	51000 2750	53000 2900	55000 3050	57000 3200	59000 3400	61000 3550	63000 3700	65000 3850	67000 4050
12,7	51000 2750	54000 2900	56000 3100	58000 3250	60000 3450	62000 3600	64000 3750	66000 3950	69000 4100	71000 4300
13,494	57000 3100	60000 3300	62000 3500	65000 3650	67000 3850	70000 4050	72000 4250	74000 4450	76000 4650	79000 4850
14,288	64000 3500	67000 3700	69000 3900	72000 4050	74000 4350	77000 4550	80000 4800	82000 5000	85000 5200	87000 5400
15,081	70000 3850	73000 4100	76000 4350	79000 4600	82000 4850	85000 5100	88000 5300	91000 5600	93000 5800	96000 6100
15,875	77000 4300	80000 4550	83000 4850	87000 5100	90000 5400	93000 5600	96000 5900	99000 6200	102000 6400	105000 6700
16,669	83000 4750	87000 5000	91000 5300	94000 5600	98000 5900	101000 6200	104000 6500	108000 6800	111000 7100	114000 7400

$d_{\text{ит}}$ \ / \ $z$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
17,463	91000 5200	95000 5500	99000 5800	102000 6200	106000 6500	110000 6800	113000 7100	117000 7500	121000 7800	124000 8100
18,256	98000 5700	102000 6000	106000 6400	111000 6700	115000 7100	119000 7500	123000 7800	127000 8200	130000 8500	134000 8900
19,05	106000 6200	110000 6600	114000 7000	119000 7300	124000 7700	128000 8100	132000 8500	136000 8900	140000 9300	144000 9700
19,844	113000 6700	118000 7100	123000 7500	128000 8000	132000 8400	137000 8800	141000 9200	146000 9600	150000 10100	155000 10500
20,638	121000 7300	126000 7700	131000 8200	137000 8600	142000 9100	146000 9500	151000 10000	156000 10400	161000 10900	166000 11400
21,431	129000 7800	135000 8300	140000 8800	146000 9300	151000 9800	156000 10300	161000 10800	167000 11300	172000 11700	177000 12200
22,225	137000 8400	144000 8900	149000 9500	155000 10000	161000 10500	166000 11000	172000 11600	177000 12100	183000 12600	188000 13200
23,019	146000 9000	152000 9500	158000 10200	164000 10700	170000 11300	176000 11900	182000 12400	188000 13000	194000 13600	199000 14100
23,813	154000 9700	161000 10300	168000 10900	174000 11500	181000 12100	187000 12700	193000 13300	199000 13900	205000 14500	211000 15100
24,606	163000 10300	170000 11000	177000 11600	184000 12300	191000 12900	197000 13500	204000 14200	210000 14800	217000 15500	223000 16100
25,4	172000 11000	180000 11700	187000 12400	194000 13100	201000 13800	208000 14400	215000 15100	222000 15800	229000 16500	235000 17200
26,194	181000 11700	189000 12400	197000 13200	204000 13900	212000 14600	219000 15400	226000 16100	234000 16800	241000 17600	248000 18300
26,988	190000 12400	199000 13200	206000 14000	214000 14700	222000 15500	230000 16300	238000 17100	245000 17900	253000 18600	260000 19400
27,781	199000 13200	208000 14000	216000 14800	225000 15600	233000 16500	241000 17300	249000 18100	257000 18900	265000 19700	273000 20600
28,575	209000 13900	218000 14800	227000 15700	236000 16500	244000 17400	253000 18300	261000 19200	269000 20000	278000 20900	286000 21800
29,369	218000 14700	228000 15600	237000 16600	246000 17500	255000 18400	264000 19300	273000 20200	282000 21200	290000 22100	299000 23000
30,163	228000 15500	238000 16500	248000 17500	257000 18400	267000 19400	276000 20400	285000 21300	294000 22300	300000 23300	310000 24300
30,956	238000 16300	248000 17400	258000 18400	268000 19400	278000 20400	288000 21400	297000 22500	305000 23500	315000 24500	325000 25500
31,75	248000 17200	259000 18300	269000 19300	279000 20400	290000 21500	300000 22600	310000 23600	320000 24700	330000 25800	340000 26900
32,544	258000 18100	269000 19200	280000 20300	291000 21400	300000 22600	310000 23700	320000 24800	330000 26000	340000 27100	350000 28200
33,338	268000 19000	280000 20100	291000 21300	300000 22500	315000 23700	325000 24900	335000 26100	345000 27300	355000 28400	365000 29500

Продолжение

$d_{ш}$ \ $z$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
34,131	278000 19900	291000 21100	300000 22300	315000 23600	325000 24800	335000 26100	350000 27300	360000 28600	370000 29800	380000 31100
34,925	289000 20800	300000 22100	315000 23400	325000 24700	335000 26000	350000 27300	360000 28600	370000 29900	385000 31200	395000 32500
35,719	299000 21800	310000 23100	325000 24500	335000 25900	350000 27200	360000 28600	375000 29900	385000 31300	400000 32700	410000 34000

Продолжение

$d_{ш}$ \ $z$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
2,381	3050 155	3100 160	3200 170	3300 175	3350 180	3450 185	3500 190	3600 200	3650 205	3700 210
2,778	4100 210	4200 220	4300 230	4500 240	4600 250	4700 255	4800 260	4900 270	5000 280	5100 290
3,175	5300 280	5500 290	5600 300	5800 310	5900 320	6100 330	6200 340	6300 350	6400 370	6600 380
3,572	6700 350	6900 370	7100 380	7300 390	7400 410	7600 420	7700 430	8000 450	8100 460	8200 470
3,969	8200 440	8500 450	8700 470	8900 490	9100 500	9300 520	9500 540	9800 550	9900 570	10100 590
4,366	9900 530	10200 550	10400 570	10700 590	10900 610	11200 630	11400 650	11700 670	11900 690	12100 710
4,763	11700 630	12100 650	12300 680	12700 700	12900 720	13300 750	13500 770	13900 800	14100 820	14400 850
5,00	12800 690	13300 720	13500 750	13900 770	14200 800	14600 830	14800 850	15200 880	15500 910	15800 930
5,159	13600 740	14100 770	14300 790	14800 820	15000 850	15500 880	15700 910	16200 940	16400 960	16700 990
5,556	15700 850	16200 890	16500 920	17000 950	17300 990	17800 1020	18100 1050	18600 1080	18900 1120	19200 1150
5,953	17900 980	18500 1020	18800 1060	19400 1100	19800 1130	20300 1170	20700 1210	21200 1250	21600 1280	22000 1320
6,35	20200 1120	20900 1160	21300 1200	21900 1250	22300 1290	22900 1330	23400 1370	24000 1420	24400 1460	24800 1500
6,747	22700 1260	23400 1310	23900 1360	24600 1410	25000 1460	25700 1500	26200 1550	26900 1600	27300 1650	27800 1700
7,144	25200 1410	26000 1470	26600 1520	27300 1580	27800 1630	28600 1690	29100 1740	29900 1800	30500 1850	31000 1900
7,541	27900 1580	28800 1640	29400 1700	30000 1760	30500 1820	31500 1880	32000 1940	33000 2000	33500 2050	34000 2100
7,938	30500 1750	31500 1810	32500 1880	33000 1950	34000 2000	35000 2050	35500 2150	36500 2200	37000 2300	37500 2350

$d_{III}$	$z$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
8,334	33500 1920	34500 1990	35000 2050	36000 2150	37000 2200	38000 2250	38500 2350	39500 2450	40500 2500	41000 2550	
8,731	36500 2100	38000 2200	38500 2250	39500 2350	40500 2450	41500 2500	42500 2600	43500 2650	44000 2750	45000 2850	
9,128	40000 2300	41000 2400	42000 2500	43000 2600	44000 2650	45000 2750	46000 2850	47000 2950	48000 3000	49000 3100	
9,525	43000 2500	44500 2600	45500 2700	46500 2800	47500 2900	48500 3000	49500 3100	51000 3200	52000 3300	53000 3400	
9,922	46500 2700	48000 2800	49000 2950	50000 3050	51000 3150	53000 3250	54000 3350	55000 3450	56000 3550	57000 3650	
10,319	50000 2950	51000 3050	52000 3150	54000 3300	55000 3400	56000 3500	57000 3600	59000 3750	60000 3850	61000 3950	
10,716	53000 3150	55000 3300	56000 3400	58000 3550	59000 3650	60000 3800	62000 3900	63000 4050	64000 4150	65000 4300	
11,113	57000 3400	59000 3550	60000 3700	62000 3800	63000 3950	65000 4050	66000 4200	67000 4350	69000 4450	70000 4600	
11,509	61000 3650	63000 3800	64000 3950	66000 4100	67000 4250	69000 4350	70000 4500	72000 4650	73000 4800	74000 4950	
11,906	65000 3900	67000 4100	68000 4250	70000 4400	71000 4550	73000 4700	75000 4850	77000 5000	78000 5100	79000 5300	
12,303	69000 4200	71000 4350	72000 4500	74000 4650	76000 4850	78000 5000	79000 5100	81000 5300	83000 5500	84000 5600	
12,7	73000 4450	75000 4650	76000 4800	79000 5000	80000 5100	82000 5300	84000 5500	86000 5600	88000 5800	89000 6000	
13,494	81000 5000	84000 5200	85000 5400	88000 5600	89000 5800	92000 6000	93000 6200	96000 6400	98000 6600	99000 6800	
14,288	90000 5600	92000 5900	94000 6100	97000 6300	99000 6500	102000 6700	103000 7000	106000 7200	108000 7400	110000 7600	
15,081	99000 6300	102000 6500	104000 6800	107000 7000	109000 7300	112000 7500	114000 7700	117000 8000	119000 8200	121000 8500	
15,875	108000 7000	112000 7200	114000 7500	117000 7800	119000 8100	123000 8300	125000 8600	128000 8800	130000 9100	133000 9400	
16,669	118000 7700	121000 8000	124000 8300	127000 8600	130000 8900	133000 9200	136000 9500	139000 9800	142000 10100	144000 10400	
17,463	128000 8400	132000 8800	134000 9100	138000 9400	141000 9700	145000 10100	147000 10400	151000 10700	154000 11000	157000 11400	
18,256	138000 9200	142000 9600	145000 9900	149000 10300	152000 10700	156000 11000	159000 11400	163000 11700	166000 12100	169000 12400	
19,05	149000 10100	153000 10400	156000 10800	161000 11200	164000 11600	168000 12000	172000 12400	176000 12800	179000 13200	182000 13500	
19,844	159000 10900	164000 11300	168000 11700	172000 12200	176000 12600	181000 13000	184000 13400	189000 13800	192000 14300	195000 14700	
20,638	170000 11800	176000 12300	179000 12700	184000 13200	188000 13600	193000 14100	197000 14500	202000 15000	205000 15500	209000 15900	

$d_{ш}$ \ $z$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
21,431	182000 12700	187000 13200	191000 13700	197000 14200	200000 14700	206000 15200	210000 15700	215000 16200	219000 16600	223000 17100
22,225	193000 13700	200000 14200	203000 14800	209000 15300	213000 15800	219000 16300	223000 16900	229000 17400	233000 17900	237000 18400
23,019	205000 14700	212000 15300	216000 15800	222000 16400	226000 16900	233000 17500	237000 18100	243000 18700	247000 19200	251000 19800
23,813	217000 15700	224000 16300	229000 16900	235000 17500	240000 18100	246000 18700	251000 19400	257000 20000	262000 20600	266000 21200
24,606	230000 16800	237000 17400	242000 18100	249000 18700	253000 19400	260000 20000	265000 20700	272000 21300	277000 21900	281000 22600
25,4	242000 17900	250000 18600	255000 19300	262000 20000	267000 20600	274000 21300	279000 22000	287000 22700	292000 23400	297000 24100
26,194	255000 19000	263000 19700	268000 20500	276000 21200	281000 21900	289000 22700	294000 23400	300000 24100	305000 24900	310000 25600
26,988	267000 20200	276000 21000	281000 21800	290000 22500	295000 23300	305000 24100	310000 24900	315000 25600	320000 26400	330000 27200
27,781	280000 21400	289000 22200	295000 23000	305000 23900	310000 24700	320000 25500	325000 26300	330000 27200	335000 28000	345000 28800
28,575	294000 22600	300000 23500	310000 24400	320000 25300	325000 26100	335000 27000	340000 27900	350000 28700	355000 29600	360000 30500
29,369	305000 24000	315000 24800	320000 35800	330000 26700	340000 27600	345000 28500	355000 29400	365000 30400	370000 31300	375000 32200
30,163	320000 25200	330000 26200	335000 27200	345000 28100	355000 29100	365000 30100	370000 31100	380000 32000	385000 33000	395000 34000
30,956	335000 26600	345000 27600	350000 28600	360000 29600	370000 30700	380000 31700	385000 32700	395000 33700	405000 34700	410000 35800
31,75	350000 27900	360000 29000	365000 30100	375000 31200	385000 32300	395000 33300	400000 34400	410000 35500	420000 36600	425000 37600
32,544	360000 29400	375000 30500	380000 31600	390000 32800	400000 33900	410000 35000	420000 36100	430000 37300	435000 38400	445000 39500
33,338	375000 30800	390000 32000	395000 33200	410000 34400	415000 35600	425000 36700	435000 37900	445000 39100	455000 40300	460000 41500
34,131	390000 32300	405000 33500	410000 34800	425000 36000	430000 37300	445000 38500	450000 39700	465000 41000	470000 42200	480000 43500
34,925	405000 33800	420000 35100	425000 36400	440000 37700	450000 39000	460000 40300	470000 41600	480000 42900	490000 44200	500000 45500
35,719	420000 35400	435000 36700	445000 38100	455000 39500	465000 40800	475000 42200	485000 43600	500000 44900	505000 46300	515000 47600

Примечания. 1. Значения  $C$  и  $Q_{ст}$  подсчитаны по формулам:

$$C = 65z^{0,7} d_{ш}^2 \varphi \cos \beta; Q_{ст} = 1,2z d_{ш}^2 \cos \beta.$$

2. Против каждого значения  $z$  и  $d_{ш}$  даны  $C$  (верхнее число) и  $Q_{ст}$  (нижнее число).

Расчетные значения (округленные) коэффициентов работоспособности  $C$  и допустимых статических нагрузок  $Q_{ст}$  для роликоподшипников радиальных с короткими цилиндрическими роликами

$d \times l$	$z$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
5×5		6100	6800	7500	8200	8800	9400	10000	10600	11100	11700
		290	340	390	430	480	530	580	630	680	720
5,5×5,5		7500	8400	9200	10000	10800	11500	12200	13000	13600	14300
		350	410	470	530	590	650	710	770	830	890
6×6		9100	10100	11100	12000	13000	13900	14700	15600	16400	17200
		430	500	570	640	710	780	850	920	1000	1070
6,5×6,5		10000	11100	12200	13300	14300	15300	16200	17200	18100	19000
		470	550	630	700	780	860	940	1020	1100	1180
7×7		11700	13100	14400	15600	16800	18000	19100	20200	21300	22400
		550	640	740	830	920	1010	1110	1200	1290	1380
8×8		15700	17400	19200	20800	22400	24000	25500	26900	28400	29800
		740	860	980	1110	1230	1250	1480	1600	1720	1850
9×9		20100	22400	24700	26800	28800	31000	32500	34500	36500	38500
		950	1110	1270	1420	1580	1740	1900	2050	2200	2350
10×10		25200	28000	31000	33500	36000	38500	41000	43500	45500	48000
		1190	1380	1580	1780	1980	2150	2350	2550	2750	2950
11×11		28900	32000	35500	38500	41500	44500	47000	50000	52000	55000
		1360	1590	1820	2050	2250	2500	2700	2950	3200	3400
12×12		35000	39000	43000	46500	50000	53000	57000	60000	63000	66000
		1650	1920	2200	2450	2750	3000	3300	3550	3850	4100
13×13		41500	46000	51000	55000	59000	63000	67000	71000	75000	79000
		1960	2300	2600	2950	3250	3600	3900	4250	4550	4900
14×14		48500	54000	59000	64000	69000	74000	79000	83000	88000	92000
		2300	2650	3050	3450	3800	4200	4600	4950	5300	5700
15×15		56000	62000	69000	75000	80000	86000	91000	97000	102000	107000
		2650	3100	3550	3950	4400	4850	5300	5700	6200	6600
16×16		64000	72000	79000	85000	92000	99000	105000	111000	117000	123000
		3050	3550	4050	4550	5000	5500	6100	6600	7100	7600
17×17		73000	81000	90000	97000	105000	112000	119000	126000	13300	139000
		3450	4000	4600	5200	5700	6300	6900	7500	8000	8600
18×18		82000	92000	101000	110000	118000	126000	134000	142000	149000	157000
		3900	4550	5200	5800	6500	7100	7800	8400	9100	9700
19×19		90000	100000	111000	120000	129000	138000	147000	155000	164000	172000
		4250	4950	5700	6400	7100	7800	8500	9200	9900	10600
20×20		101000	112000	123000	134000	144000	154000	164000	173000	182000	192000
		4750	5500	6300	7100	7900	8700	9500	10300	11100	11900
21×21		111000	124000	137000	148000	160000	171000	181000	192000	202000	212000
		5200	6100	7000	7900	8800	9600	10500	11400	12300	13100
22×22		123000	137000	151000	163000	176000	188000	200000	212000	223000	234000
		5800	6800	7700	8700	9700	10600	11600	12600	13500	14500

## Продолжение

$d \times l \backslash z$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
23×23	135000 6300	150000 7400	165000 8500	179000 9500	193000 10600	207000 11700	220000 12700	232000 13800	244000 14900	257000 15900
24×24	148000 6900	164000 8100	181000 9300	196000 10400	211000 11600	226000 12800	240000 13900	254000 15100	268000 16200	281000 17400
25×25	161000 7600	179000 8800	197000 10100	214000 11400	230000 12600	246000 13900	261000 15200	277000 16400	291000 17700	305000 18900
26×26	174000 8200	194000 9600	214000 11000	232000 12300	250000 13700	267000 15100	284000 16400	300000 17800	315000 19200	330000 20600
27×27	189000 8900	210000 10400	231000 11900	251000 13300	270000 14800	289000 16300	305000 17800	325000 19300	340000 20800	360000 22200
28×28	204000 9600	227000 11200	250000 12800	271000 14400	292000 16000	310000 17600	330000 19200	350000 20800	370000 22400	385000 24000
29×29	219000 10300	244000 12000	268000 13800	291000 15500	315000 17200	335000 18900	355000 20600	375000 22400	395000 24100	415000 25800
30×30	235000 11100	262000 12900	288000 14800	310000 16600	335000 18500	360000 20300	380000 22100	405000 24000	425000 25800	445000 27700
31×31	243000 11400	270000 13500	298000 15200	323000 17200	345000 19100	370000 21000	395000 22900	420000 24800	440000 26700	460000 28600
32×32	260000 12200	289000 14300	320000 16300	345000 18300	370000 20400	395000 22400	420000 24500	445000 26500	470000 28600	495000 30600
33×33	277000 13000	310000 15200	340000 17400	370000 19600	395000 21800	425000 23900	450000 26100	475000 28300	500000 30500	525000 32600
34×34	295000 13900	330000 16200	360000 18500	390000 20800	420000 23200	450000 25500	480000 27800	505000 30100	535000 32400	560000 34800
35×35	315000 14800	350000 17200	385000 19700	415000 22100	450000 26600	480000 27100	510000 29500	540000 32000	570000 34500	595000 36900

## Продолжение

$d \times l \backslash z$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
5×5	12200 770	12800 820	13300 870	13800 920	14300 970	14800 1010	15300 1060	15800 1110	16300 1160	16700 1210
5,5×5,5	15000 950	15700 1000	16300 1070	16900 1120	17500 1180	18100 1240	18800 1300	19300 1360	19900 1420	20500 1480
6×6	18000 1140	18800 1210	19600 1280	20300 1350	21100 1420	21800 1490	22500 1570	23300 1640	24000 1710	24700 1780
6,5×6,5	19900 1260	20800 1330	21600 1410	22400 1490	23300 1570	24100 1650	24900 1730	25700 1810	26400 1880	27200 1960
7×7	23400 1480	24400 1570	25400 1660	26400 1750	27300 1850	28300 1940	29200 2050	30000 2100	31000 2200	32000 2300

$d \times l$	$z$									
	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
8×8	31200 1970	32500 2100	34000 2200	35000 2350	36500 2450	37500 2500	39000 2700	40000 2800	41500 2950	42500 3050
9×9	40000 2550	42000 2700	43500 2850	45000 3000	47000 3150	48500 3300	50000 3500	51000 3650	53000 3800	55000 3950
10×10	50000 3150	52000 3350	54000 3550	56000 3750	58000 3950	60000 4150	62000 4350	64000 4550	66000 4750	68000 4950
11×11	57000 3650	60000 3850	62000 4100	65000 4300	67000 4550	69000 4750	72000 5000	74000 5200	76000 5400	79000 5700
12×12	69000 4400	72000 4650	75000 4950	78000 5200	81000 5500	84000 5700	87000 6000	89000 6300	92000 6600	95000 6800
13×13	82000 5200	86000 5500	89000 5800	93000 6200	96000 6500	100000 6800	103000 7100	106000 7500	109000 7800	113000 8100
14×14	96000 6100	101000 6500	105000 6900	109000 7200	113000 7600	117000 8000	121000 8400	124000 8800	128000 9100	132000 9500
15×15	112000 7000	117000 7500	121000 7900	126000 8400	131000 8800	135000 9300	140000 9700	144000 10100	149000 10600	153000 11000
16×16	128000 8100	134000 8600	139000 9100	144000 9600	150000 10100	155000 10600	160000 11100	165000 11600	170000 12100	175000 12600
17×17	146000 9200	152000 9800	158000 10300	164000 10900	170000 11500	176000 12100	182000 12600	188000 13200	194000 13800	199000 14400
18×18	164000 10400	171000 11000	178000 11700	185000 12300	192000 13000	199000 13600	205000 14300	212000 14900	218000 15600	225000 16200
19×19	180000 11300	188000 12100	195000 12800	203000 13500	210000 14200	217000 14900	225000 15600	232000 16300	239000 17000	246000 17700
20×20	200000 12600	209000 13400	217000 14200	226000 15000	234000 15800	242000 16600	250000 17400	258000 18200	266000 19000	274000 19800
21×21	222000 14000	232000 14900	241000 15800	250000 16700	260000 17500	268000 18400	277000 19300	286000 20200	295000 21000	305000 21900
22×22	245000 15500	256000 16400	266000 17400	276000 18400	286000 19300	296000 20300	305000 21300	315000 22200	325000 23200	335000 24200
23×23	269000 17000	281000 18000	292000 19100	305000 20200	315000 21200	325000 22300	335000 23400	345000 24400	355000 25500	365000 26500
24×24	294000 18600	305000 19700	320000 20900	330000 22000	345000 23200	355000 24400	365000 25500	380000 26700	390000 27900	400000 29000
25×25	320000 20200	335000 21500	345000 22700	360000 24000	375000 25300	385000 26500	400000 27800	415000 29100	425000 30300	435000 31600
26×26	345000 21900	360000 23300	375000 24700	390000 26100	405000 27400	420000 28800	435000 30200	450000 31500	460000 32900	475000 34300
27×27	375000 23700	390000 25200	410000 26700	425000 28200	440000 29700	455000 31200	470000 32600	485000 34100	500000 35600	515000 37100
28×28	405000 25600	425000 27200	440000 28800	455000 30400	475000 32000	490000 33600	505000 35200	520000 36800	540000 38400	555000 40000
29×29	435000 27500	455000 29300	475000 31000	490000 32700	510000 34400	525000 36100	545000 37900	560000 39600	580000 41300	595000 43000

Продолжение

$d \times l \backslash z$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
30×30	465000 29500	490000 31400	510000 33200	525000 35100	545000 36900	565000 38800	585000 40600	605000 42500	620000 44300	640000 46200
31×31	485000 30500	505000 32400	525000 34300	545000 36300	565000 38200	585000 40100	605000 42000	625000 43900	640000 45800	660000 47700
32×32	515000 32600	540000 34700	560000 36700	580000 38800	605000 40800	625000 42800	645000 44900	665000 46900	685000 49000	705000 51000
33×33	550000 34800	575000 37000	600000 39200	620000 41400	645000 43500	665000 45700	690000 47900	710000 50000	730000 52000	755000 54500
34×34	585000 37100	615000 39400	635000 41700	660000 44000	685000 46300	710000 48700	735000 51000	755000 53500	780000 55500	800000 58000
35×35	625000 39400	650000 41900	675000 44300	705000 46800	730000 49300	755000 51500	780000 54000	805000 56500	830000 59000	850000 61500

Продолжение

$d \times l \backslash z$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
5×5	17200 1260	17800 1300	18100 1350	18600 1400	19000 1450	19500 1500	19900 1550	20400 1600	20700 1650	21700 1700
5,5×5,5	21100 1540	21800 1600	22200 1660	22800 1720	23300 1780	23900 1840	24300 1900	25000 1950	25400 2000	25900 2050
6×6	25400 1850	26200 1920	26700 2000	27500 2050	28000 2150	28800 2200	29300 2300	30000 2350	30500 2400	31000 2500
6,5×6,5	28000 2050	28900 2100	29400 2200	30500 2300	31000 2350	31500 2450	32500 2500	33000 2600	33500 2650	34500 2750
7×7	33000 2400	34000 2500	34500 2600	35500 2700	36000 2750	37000 2850	38000 2950	39000 3050	39500 3150	40500 3250
8×8	44000 3200	45000 3300	46000 3450	47500 3550	48500 3700	49500 3800	50000 3950	52000 4050	53000 4200	54000 4300
9×9	56000 4100	58000 4250	59000 4450	61000 4600	62000 4750	64000 4900	65000 5000	67000 5200	68000 5400	69000 5500
10×10	70000 5100	73000 5300	74000 5500	76000 5700	78000 5900	80000 6100	81000 6300	83000 6500	85000 6700	86000 6900
11×11	81000 5900	83000 6100	85000 6300	87000 6600	89000 6800	92000 7000	93000 7300	96000 7500	97000 7700	99000 7900
12×12	98000 7100	101000 7400	103000 7700	106000 7900	108000 8200	111000 8500	113000 8800	116000 9000	118000 9300	120000 9600
13×13	116000 8500	120000 8800	122000 9100	125000 9400	128000 9800	131000 10100	134000 10400	137000 10700	140000 11100	142000 11400
14×14	136000 9900	140000 10300	143000 10700	147000 11000	150000 11400	154000 11800	157000 12200	161000 12600	164000 13000	166000 13300
15×15	157000 11500	162000 11900	165000 12400	170000 12800	173000 13200	178000 13700	181000 14100	186000 14600	190000 15000	193000 15500

$d \times l$ \ $z$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
16×16	180000 13200	186000 13700	190000 14200	195000 14700	199000 15200	204000 15700	208000 16200	214000 16700	217000 17200	221000 17700
17×17	205000 14900	211000 15500	215000 16100	222000 16700	226000 17300	232000 17800	236000 18400	243000 19000	247000 19600	251000 20100
18×18	231000 16900	238000 17500	243000 18200	250000 18800	255000 19500	262000 20100	267000 20800	274000 21400	278000 22100	283000 22700
19×19	253000 18400	261000 19200	266000 19900	274000 20600	279000 21300	287000 22000	292000 22700	299000 23400	305000 24100	310000 24800
20×20	282000 20600	291000 21400	296000 22200	305000 22900	310000 23700	320000 24500	325000 25300	335000 26100	340000 26900	345000 27700
21×21	310000 22800	320000 23700	330000 24600	340000 25400	345000 26300	355000 27200	360000 28100	370000 28900	375000 29800	385000 30000
22×22	345000 25100	355000 26100	360000 27100	375000 28000	380000 29000	390000 30000	395000 31000	410000 32000	415000 33000	420000 33900
23×23	380000 27000	390000 28700	395000 29700	410000 30800	415000 31900	430000 32900	435000 34000	445000 35000	455000 36100	464000 37200
24×24	415000 30200	425000 31300	435000 32500	445000 33700	455000 34800	470000 36000	475000 37100	490000 38300	500000 39500	505000 40600
25×25	450000 32900	465000 34100	475000 35400	485000 36700	495000 37900	510000 39200	520000 40500	535000 41700	540000 43000	550000 44200
26×26	490000 35700	505000 37000	515000 38400	530000 39800	540000 41200	555000 42500	565000 43900	580000 45300	590000 46600	600000 48000
27×27	530000 38600	545000 40100	555000 41600	570000 43000	585000 44500	600000 46000	610000 47500	625000 49000	635000 50500	650000 52000
28×28	570000 41600	590000 43200	600000 44800	615000 46400	630000 48000	645000 49600	660000 51000	675000 53000	685000 54500	700000 56000
29×29	615000 44800	630000 46500	645000 48200	665000 49900	675000 51500	690000 53500	705000 55000	725000 57000	740000 58500	750000 60000
30×30	660000 48000	680000 49900	690000 51500	710000 53500	725000 55500	745000 57000	760000 59000	780000 61000	790000 63000	805000 64500
31×31	680000 49600	700000 51500	715000 53500	735000 55500	750000 57000	770000 59000	785000 61000	805000 63000	820000 65000	835000 67000
32×32	725000 53000	750000 55000	765000 57000	785000 59000	800000 61000	825000 63000	840000 65500	860000 67500	875000 69500	890000 71500
33×33	775000 56500	800000 59000	815000 61000	840000 63000	855000 65500	880000 67500	895000 69500	920000 72000	935000 74000	950000 76000
34×34	825000 60000	850000 62500	870000 65000	895000 67000	910000 69500	935000 72000	950000 74000	980000 765000	995000 79000	1010000 81000
35×35	880000 64000	905000 66500	920000 69000	950000 71500	965000 74000	995000 76500	1010000 79000	1040000 81500	1050000 83500	1070000 86000

Примечания. 1. Значения  $C$  и  $Q_{ст}$  подсчитаны по формулам:

$$C = 80z^{0.7} dl_p; Q_{ст} = 2,2zdl_p.$$

2. Против каждого значения  $z$  и  $dl$  даны  $C$  (верхнее число) и  $Q_{ст}$  (нижнее число).

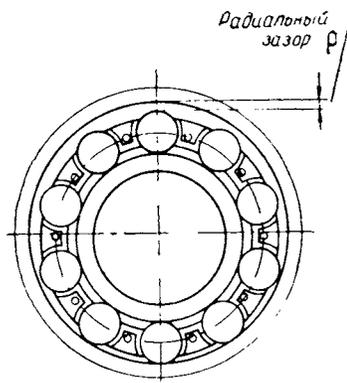
## Глава VI

### ВНУТРЕННИЕ ЗАОРЫ В ПОДШИПНИКАХ

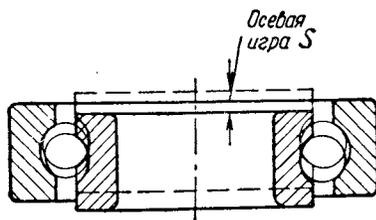
#### 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для сборки подшипников с определенными внутренними зазорами кольца и тела качения предварительно рассортировывают на размерные группы. Каждый типоразмер подшипника может иметь различные внутренние зазоры, которые обеспечиваются за счет колец и тел качения соответствующей размерной группы.

В подшипнике может задаваться *радиальный зазор* — смещение одного из колец относительно другого в радиальном направлении или



Фиг. 108. Радиальный зазор в подшипнике.



Фиг. 109. Осевая игра в подшипнике.

*осевая игра* — смещение одного из колец относительно другого в осевом направлении (фиг. 108 и 109).

Одновременный контроль радиального зазора и осевой игры подшипника производится в исключительных случаях, когда это необходимо в связи с особыми условиями работы узла.

Внутренние зазоры в подшипниках рассматривают как среднестатистическое значение результатов трех измерений с поворотом свободного кольца относительно неподвижного на  $120^\circ$ .

Различают следующие виды радиальных зазоров:

а) начальный зазор  $\rho_n$  — зазор в свободном подшипнике до посадки его на рабочее место;

б) посадочный зазор  $\rho_{\text{п}}$  — зазор в подшипнике после посадки его на вал и в корпус;

в) рабочий зазор  $\rho_{\text{р}}$  — зазор в подшипнике в его рабочем состоянии.

Решающее влияние на работу подшипника оказывает рабочий зазор, зависящий от ряда факторов, главными из которых являются: характер посадки подшипника на вал и в корпус, температурный режим работы подшипника, нагрузки, воспринимаемые подшипником.

Посадки подшипника на вал и в корпус с натягом значительным образом влияют на первоначальный зазор в подшипнике вследствие деформации колец, которая приводит к изменению диаметров дорожек качения. Величина этого изменения зависит от материала вала и корпуса и от жесткости посадочных мест.

С достаточной для инженерной практики точностью можно считать, что 50—60% суммы номинальных натягов по валу и корпусу из стали идет на уменьшение начальных радиальных зазоров в подшипнике; при изготовлении корпуса из цветного металла, диаметр дорожки качения наружного кольца изменяется лишь на 25÷30% от номинального натяга по корпусу.

Внутренние зазоры в подшипнике выбирают в зависимости от условий, в которых должен работать подшипник. Так, например, для шарикоподшипников, которые применяют в узлах с умеренными скоростями вращения, с нормальными температурными условиями работы и воспринимающих радиальные нагрузки, зазоры назначают по основному ряду табл. 31, а для подшипников, работающих на консистентных смазках, целесообразны несколько повышенные радиальные зазоры и их назначают по 7-му ряду табл. 31. Это связано с тем, что смазочный продукт, помещаясь на дорожках качения колец, а также на поверхностях шариков, приводит в процессе работы к некоторому уменьшению зазоров в подшипнике.

Во всех случаях, когда радиальные шариковые подшипники воспринимают в узле значительные осевые силы, для них устанавливают увеличенные значения радиальных зазоров.

## 2. ВНУТРЕННИЕ ЗАЗОРЫ В РАДИАЛЬНЫХ ОДНОРЯДНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКАХ

В настоящее время большую группу радиальных однорядных шарикоподшипников собирают, контролируя осевую игру, хотя для конструктора более важно знать пределы радиального зазора в подшипнике. Это объясняется тем, что для ряда типоразмеров подшипников еще не созданы соответствующие приборы для контроля радиальных зазоров. К тому же проверка осевой игры в подшипниках — операция более производительная, поскольку величина осевой игры значительно больше, чем радиальный зазор

(осевая игра задается в десятых долях миллиметра, радиальный зазор — в сотых).

Контроль радиального зазора позволяет более правильно судить о посадочном и рабочем зазорах в подшипнике, смонтированном в узел с определенными натягами.

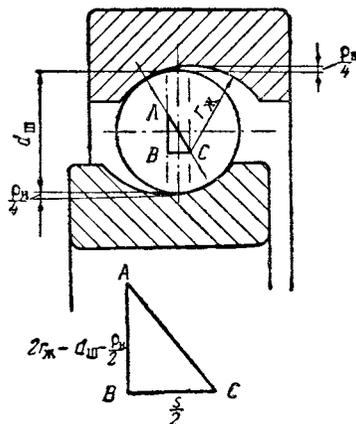
Таблица 31

Начальные радиальные зазоры в радиальных шарикоподшипниках

Внутренний диаметр подшипника <i>d</i> <i>мм</i>		Дополнительный ряд		Основной ряд		Дополнительный ряд				Нагрузка при измерении зазора <i>кГ</i>
		6		—		7		8		
		Начальный радиальный зазор в <i>мк</i>								
свыше	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	
2,5	10	3	10	5	16	11	25	—	—	2
10	18	5	14	8	22	16	30	23	38	5
18	24	5	15	10	24	18	33	25	41	
24	30	5	16	10	24	18	33	23	46	
30	40	5	16	12	26	21	39	33	51	10
40	50	5	16	12	29	24	42	35	56	
50	65	8	20	13	33	28	48	43	66	
65	80	8	20	14	34	29	55	51	76	
80	100	8	23	16	40	34	62	58	89	
100	120	8	25	20	46	41	71	66	102	15
120	140	8	28	23	53	46	86	76	119	
140	160	8	28	23	58	51	96	86	135	
160	180	8	30	24	65	57	106	96	152	
180	200	8	35	29	75	67	121	112	168	
200	225	8	35	33	83	75	130	120	180	15
225	250	8	40	35	90	85	145	135	200	
250	280	8	40	40	100	95	160	150	220	
280	315	10	45	45	105	100	165	160	230	
315	355	10	50	50	115	105	175	170	245	
355	400	10	55	55	125	110	185	180	260	

По действующим нормативам радиальные шариковые подшипники могут собираться со значениями начальных радиальных зазоров, приведенными в табл. 31.

В ряде случаев в связи с особыми условиями работы узла требуется определить не только радиальные зазоры, но и осевую игру подшипника, либо, наоборот, — при заданной осевой игре требуется определить пределы радиальных зазоров.



Фиг. 110. Треугольник взаимных перемещений колец шарикоподшипника.

Эти расчеты производят по следующим формулам (фиг. 110):

$$S_{\min} = \sqrt{4\rho_{n \min} (2r_{ж \min} - d_{ш \max}) - \rho_{n \min}^2}; \quad (58)$$

$$S_{\max} = \sqrt{4\rho_{n \max} (2r_{ж \max} - d_{ш \min}) - \rho_{n \max}^2}; \quad (59)$$

$$\rho_{n \max} = 4 \left( r_{ж \min} - \frac{d_{ш \max}}{2} - \sqrt{\left( r_{ж \min} - \frac{d_{ш \max}}{2} \right)^2 - \left( \frac{S_{\max}}{4} \right)^2} \right); \quad (60)$$

$$\rho_{n \min} = 4 \left( r_{ж \max} - \frac{d_{ш \min}}{2} - \sqrt{\left( r_{ж \max} - \frac{d_{ш \min}}{2} \right)^2 - \left( \frac{S_{\min}}{4} \right)^2} \right), \quad (61)$$

где  $S$  — начальная осевая игра в подшипнике в мм;

$\rho_n$  — начальный радиальный зазор в мм;

$r_{ж}$  — радиус желоба в мм;

$d_{ш}$  — диаметр шарика в мм.

Данные формулы выведены из чисто геометрических соотношений в подшипнике и не учитывают изменения зазоров в связи с деформацией колец под действием приложенной нагрузки. Практические замеры показывают, что осевая игра в подшипнике больше радиального зазора примерно в 7—10 раз.

### 3. ВНУТРЕННИЕ ЗАЗОРЫ В РАДИАЛЬНЫХ СФЕРИЧЕСКИХ ДВУХРЯДНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКАХ

В радиальных сферических двухрядных шарикоподшипниках при сборке контролируют осевую игру.

Нормы осевой игры устанавливают в соответствии с табл. 32.

Таблица 32

Начальная осевая игра в радиальных сферических двухрядных шарикоподшипниках

Внутренний диаметр подшипника $d$ мм		Начальная осевая игра $S$ мк	
свыше	до	наим.	наиб.
	10	60	120
10	18	60	120
18	30	60	120
30	40	70	140
40	50	80	160
50	65	90	180
65	80	100	200

Примечание. Нагрузка при измерении равна 4 кг.

### 4. ВНУТРЕННИЕ ЗАЗОРЫ В РАДИАЛЬНЫХ ОДНОРЯДНЫХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ С КОРОТКИМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ

Радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами изготовляют с радиальными зазорами в соответствии с действующими нормативами, приведенными в табл. 33 и 34.

Основное количество роликовых подшипников для узлов авиационных конструкций выпускают с зазорами, установленными по нормам для невзаимозаменяемых подшипников. Для подшипников, которые должны работать в обычных условиях эксплуатации, зазоры принимают по основному ряду табл. 33.

В подшипниках небольших габаритных размеров (с внутренним диаметром от 15 до 50 мм), применяемых в качестве опорных в быстроходных узлах, целесообразно в ряде случаев установить уменьшенный радиальный зазор по 5-му или нулевому ряду табл. 33. Малые зазоры в таких подшипниках исключают возможность появления повышенных вибраций при работе двигателя и как следствие развальцовки внутреннего кольца подшипника.

Начальные радиальные зазоры для невзаимозаменяемых роликоподшипников

Внутренний диаметр подшипника $d$ мм		Дополнительные ряды										Основной ряд	
		0	5	7	8	9	Начальный радиальный зазор $r_n$ в мк						
свыше	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.
14	20	0	10	10	20	35	45	45	55	65	75	20	30
20	30	5	15	15	25	40	50	50	60	70	80	25	35
30	40	5	15	15	30	45	60	60	75	80	95	30	45
40	50	5	20	15	30	50	65	65	80	95	110	30	45
50	65	5	20	15	35	55	75	75	95	110	130	35	55
65	80	5	25	20	40	70	90	90	110	130	150	40	60
80	100	5	25	25	45	85	105	105	125	150	170	45	65
100	120	—	—	25	50	95	120	120	145	180	205	50	75
120	140	—	—	30	60	105	135	135	165	200	230	60	90
140	160	—	—	35	70	115	150	150	185	225	260	70	105
160	180	—	—	35	75	125	165	165	205	250	290	75	115
180	200	—	—	40	80	140	180	180	220	275	315	80	120
200	225	—	—	45	90	155	200	200	245	305	350	90	135
225	250	—	—	50	100	170	220	220	270	330	380	100	150
250	280	—	—	55	110	185	240	240	295	370	420	110	165
280	315	—	—	60	120	205	265	265	325	410	470	120	180
315	355	—	—	65	135	225	295	295	365	455	525	135	205
355	400	—	—	75	150	255	330	330	405	510	585	150	225
400	450	—	—	85	165	270	350	350	460	570	650	165	245
450	500	—	—	95	185	290	380	430	520	650	740	185	275

Так, например, удовлетворительная работа подшипника 2306Л1 (габариты  $30 \times 72 \times 19$ ) в опоре компрессора (число оборотов внутреннего кольца  $n=24000$  об/мин, радиальная нагрузка на подшипник  $R=150$  кг, смазка подшипника жидким маслом марки МК-8, подводимым к подшипнику с помощью жиклеров) была достигнута при радиальном зазоре  $0,005 \div 0,015$  мм.

Подшипник 32208Д (габариты  $40 \times 80 \times 18$ ) в опоре турбины с радиальным зазором  $0,045 \div 0,06$  мм не обеспечивал удовлетворительную работу узла при числе оборотов внутреннего кольца  $n=26000$  об/мин; радиальной нагрузке на подшипник  $R=300$  кг;

Таблица 34

## Начальные радиальные зазоры для взаимозаменяемых роликоподшипников

Внутренний диаметр подшипника $d$ <i>мм</i>		Дополнительные ряды								Основной ряд	
		1		2		3		4		6	
		Начальный радиальный зазор $\rho_n$ в <i>мк</i>									
свыше	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.
14	30	0	30	30	60	45	75	60	90	15	45
30	40	0	35	40	75	45	80	80	115	20	55
40	50	5	40	40	75	60	95	80	115	20	55
50	65	5	45	50	90	70	110	100	140	25	65
65	80	5	55	60	100	80	120	120	160	30	70
80	100	10	60	70	115	90	135	140	185	35	80
100	120	10	65	80	130	100	150	160	210	40	90
120	140	10	75	90	145	115	170	180	235	45	100
140	160	15	80	100	165	130	195	205	270	50	115
160	180	20	85	110	175	145	210	230	295	60	125
180	200	25	95	125	195	160	230	260	330	65	135
200	225	30	105	140	215	180	255	290	365	75	150
225	250	40	115	155	230	200	275	320	395	90	165
250	280	45	125	175	255	225	305	350	430	100	180
280	315	50	135	195	280	250	335	400	485	110	195
315	355	55	145	215	305	280	370	450	540	125	215
355	400	65	160	245	340	320	415	500	595	140	235
400	450	70	170	260	360	360	460	550	650	160	260
450	500	80	190	280	390	410	520	630	740	180	290

смазке подшипника жидким маслом МК-8, подводимом в подшипник с помощью форсунок, так как на режимах высоких чисел оборотов появлялась повышенная вибрация ротора.

Уменьшение радиального зазора в подшипнике 32208Д до  $0,005 \div 0,015$  мм обеспечило работу изделия.

Радиальные зазоры повышают в тех случаях, когда наряду со значительными скоростями, подшипники подвержены воздействию высоких окружающих температур; это в большей части относится к подшипникам более крупных габаритов (с внутренним диаметром от 100 мм и выше).

Необходимо отметить, что в подшипниках, применяемых в опорах ТРД, не могут быть рекомендованы увеличенные радиальные

зазоры (хотя по температурным условиям работы это казалось бы и целесообразным), поскольку работа роликового подшипника с большими зазорами при недостаточной нагруженности приводит к появлению проскальзывания комплекта роликов с сепаратором относительно вращающегося внутреннего кольца, что влечет за собой значительный износ роликов и дорожки качения внутреннего кольца. Для подшипников ТРД оптимальные радиальные зазоры принимают по основному ряду табл. 33.

### 5. ВНУТРЕННИЕ ЗАЗОРЫ В РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКАХ

При изготовлении радиально-упорных шарикоподшипников типов 36000, 46000, 66000 проверяют радиальные зазоры. Значение этих зазоров задают таким образом, чтобы обеспечить в подшипнике заданный угол контакта: в подшипниках типа 36000 угол контакта  $12^\circ \pm 6^\circ$ , в подшипниках типа 46000 —  $26^{+9}_{-3}^\circ$ , в подшипниках типа 66000 —  $36^{+9}_{-3}^\circ$ .

Ориентировочные значения радиальных зазоров в перечисленных типах подшипников приведены в табл. 35—37.

Таблица 35

Радиальные зазоры для подшипников типа 36000  
(угол контакта  $\beta = 12^\circ$ )

Номинальный диаметр шарика				Радиальный зазор $r$ в <i>мк</i>	
свыше		до		наим.	наиб.
<i>дюйм</i>	<i>мм</i>	<i>дюйм</i>	<i>мм</i>		
$1/4$	6,35	$3/8$	9,525	10	20
$3/8$	9,525	$7/16$	11,113	10	25
$7/16$	11,113	$31/64$	12,303	10	30
$31/64$	12,303	$9/16$	14,288	10	35
$9/16$	14,288	$21/32$	16,669	10	40
$21/32$	16,669	$23/32$	18,256	10	45
$23/32$	18,256	$13/16$	20,638	10	50
$13/16$	20,638	$15/16$	23,813	10	55
$15/16$	23,813	$11/16$	26,988	15	60
$11/16$	26,988	$11/4$	31,75	15	70
$11/4$	31,75	$17/16$	36,513	20	80
$17/16$	36,513	$111/16$	42,863	20	100
$111/16$	42,863	2	50,8	20	120

Таблица 36

Радиальные зазоры для подшипников типа 46000  
(угол контакта  $\beta = 26^\circ$ )

Номинальный диаметр шарика				Радиальный зазор $\rho$ в <i>МК</i>	
свыше		до		наим.	наиб.
<i>дюйм</i>	<i>мм</i>	<i>дюйм</i>	<i>мм</i>		
—	—	1/4	6,35	40	50
—	—	9/32	7,144	40	55
—	—	5/16	7,938	60	75
5/16	7,938	3/8	9,525	73	88
3/8	9,525	7/16	11,113	90	105
7/16	11,113	15/32	11,906	95	115
15/32	11,906	1/2	12,7	100	125
1/2	12,7	9/16	14,288	110	135
9/16	14,288	5/8	15,875	115	150
5/8	15,875	11/16	17,463	125	165
11/16	17,463	3/4	19,05	135	180
3/4	19,05	13/16	20,638	150	190
13/16	20,638	15/16	23,813	165	210
15/16	23,813	1	25,4	185	240
1	25,4	11/8	28,575	200	260
11/8	28,575	11/4	31,75	220	280
11/4	31,75	13/8	34,925	240	320
13/8	34,925	11/2	38,1	260	360
11/2	38,1	111/16	42,863	290	410
—	—	13/4	44,45	310	440
—	—	2	50,8	350	500

Что касается радиально-упорных шарикоподшипников с четырех-, трех- и двухточечным контактами, то для них единая система внутренних зазоров еще не отработана. В этих подшипниках контролируют как правило радиальный зазор, а в ряде случаев осевую игру. При создании соответствующих средств контроля во всех указанных подшипниках будут проверять только радиальный зазор.

В подшипниках с двухточечным контактом за счет внутренних зазоров обеспечивается необходимый угол контакта, в связи с чем эти подшипники имеют большие внутренние зазоры, чем одноименные подшипники с четырех- и трехточечным контактами.

Радиальные зазоры для подшипников типа 66000  
(угол контакта  $\beta = 36^\circ$ )

Номинальный диаметр шарика				Радиальный зазор $\rho$ в <i>мк</i>	
свыше		до		нанм.	нанб.
дюйм	мм	дюйм	мм		
7/16	11,113	15/32	11,906	180	200
15/32	11,906	1/2	12,7	200	230
1/2	12,7	9/16	14,288	230	260
19/32	15,081	11/16	17,463	240	270
11/16	17,463	3/4	19,05	260	300
3/4	19,05	13/16	20,638	300	340
13/16	20,638	29/32	23,019	340	380
29/32	23,019	1	25,4	360	400
1	25,4	11/16	26,988	400	440
11/16	26,988	13/16	30,163	430	480
13/16	30,163	15/16	33,338	460	510
15/16	33,338	17/16	36,513	520	580
17/16	36,513	15/8	41,275	550	620
15/8	41,275	13/4	44,45	600	700
13/4	44,45	2	50,8	720	820
2	50,8	21/2	63,5	850	1000

Представляет интерес зависимость между радиальным зазором и осевой игрой в подшипниках с четырех- и трехточечным контактом.

В подшипниках с четырехточечным контактом эта зависимость может быть выведена из треугольника  $ABB_2$  (фиг. 111) по следующим формулам. (Обозначим сторону  $CC_1$  через  $x_H$ , сторону  $KK_1$  через  $x_B$ ):

$$\frac{S_{\max}}{2} = \sqrt{(r_{\max}^{H+B} - d_{\min})^2 - \left[ \sqrt{(r_{\max}^{H+B} - d_{\min})^2 - (x_{\min}^{H+B})^2} - \frac{\rho_{\max}}{2} \right]} - x_{\min}^{H+B}, \quad (62)$$

$$\frac{S_{\min}}{2} = \sqrt{(r_{\min}^{H+B} - d_{\max})^2 - \left[ \sqrt{(r_{\min}^{H+B} - d_{\max})^2 - (x_{\max}^{H+B})^2} - \frac{\rho_{\min}}{2} \right]} - x_{\max}^{H+B}, \quad (63)$$

$$\frac{\rho_{\max}}{2} = \sqrt{(r_{\min}^{H+B} - d_{\text{ш max}})^2 - (x_{\max}^{H+B})^2} - \sqrt{(r_{\min}^{H+B} - d_{\text{ш max}})^2 - \left(x_{\max}^{H+B} + \frac{S_{\max}}{2}\right)^2}; \quad (64)$$

$$\frac{\rho_{\min}}{2} = \sqrt{(r_{\max}^{H+B} - d_{\text{ш min}})^2 - (x_{\min}^{H+B})^2} - \sqrt{(r_{\max}^{H+B} - d_{\text{ш min}})^2 - \left(x_{\min}^{H+B} + \frac{S_{\min}}{2}\right)^2}, \quad (65)$$

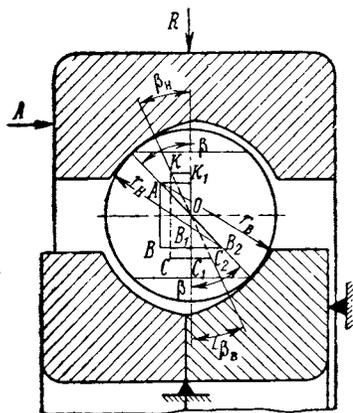
где  $r^{H+B} = r_H + r_B$  — соответственно радиус желоба наружного и внутреннего кольца подшипника в мм;

$x^{H+B} = x_H + x_B$  — смещение центра радиуса желоба соответственно наружного и внутреннего кольца подшипника относительно оси его симметрии в мм;

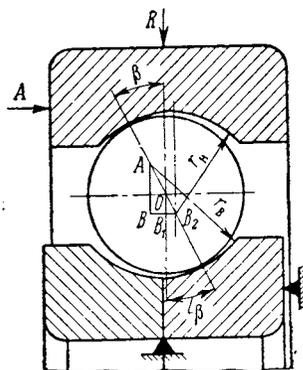
$d_{\text{ш}}$  — диаметр шарика в мм;

$\rho$  — радиальный зазор в мм;

$S$  — осевая игра подшипника в мм.



Фиг. 111. Треугольник взаимных перемещений колец радиально-упорного шарикоподшипника с четырехточечным контактом.



Фиг. 112. Треугольник взаимных перемещений колец радиально-упорного шарикоподшипника с трехточечным контактом.

Практические замеры показывают, что в подшипниках с четырехточечным контактом осевая игра больше радиального зазора примерно в  $1,5 \div 2$  раза.

Практически установлено, что в подшипниках с трехточечным контактом осевая игра больше радиального зазора в 4—7 раз.

В подшипниках с трехточечным контактом эти соотношения выводятся из треугольника  $ABB_2$  (фиг. 112).

В этом треугольнике:

$$AB = r_H + r_B - d_{ш};$$

$$BB_2 = x_B + \frac{S}{2};$$

$$AB = \sqrt{\left(r_B - \frac{d_{ш}}{2}\right)^2 - x_B^2} + r_H - \frac{d_{ш}}{2} - \frac{\rho}{2};$$

$$\frac{S}{2} = \sqrt{(r_H + r_B - d_{ш})^2 - \left(\sqrt{\left(r_H - \frac{d_{ш}}{2}\right)^2 - x_B^2} + r_H - \frac{d_{ш}}{2} - \frac{\rho}{2}\right)^2} - x_B; \quad (66)$$

$$\frac{\rho}{2} = \sqrt{\left(r_B - \frac{d_{ш}}{2}\right)^2 - x_B^2} - \sqrt{(r_H + r_B - d_{ш})^2 - \left(x_B - \frac{S}{2}\right)^2} + r_H - \frac{d_{ш}}{2}. \quad (67)$$

## 6. ВНУТРЕННИЕ ЗАЗОРЫ В ДВУХРЯДНЫХ СФЕРИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ

Нормализованные значения начальных радиальных зазоров в двухрядных сферических роликоподшипниках приведены в табл. 38.

Поскольку в авиационных конструкциях двухрядные сферические роликоподшипники применяют в узлах с незначительными скоростями вращения, то сборка их осуществляется с зазорами по основному ряду табл. 38.

Увеличенные значения радиальных зазоров следует назначать лишь в том случае, когда подшипники при сравнительно больших скоростях вращения должны воспринимать наряду с радиальными также и значительные осевые нагрузки.

## Начальные радиальные зазоры для двухрядных сферических роликоподшипников

Внутренний диаметр подшипника $d$ <i>мм</i>		Основной ряд	Дополнительные ряды						
			1		2		3		
		Начальный радиальный зазор $r_n$ в <i>мк</i>							
свыше	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.
14	24	20	30	30	40	40	55	55	70
24	30	25	35	35	45	45	60	60	80
30	40	25	40	40	55	55	75	75	95
40	50	30	45	45	60	60	80	80	110
50	65	30	50	50	70	70	90	90	120
65	80	40	60	60	80	80	110	110	150
80	100	45	70	70	100	100	130	130	170
100	120	50	80	80	110	110	150	150	200
120	140	60	90	90	120	120	170	170	230
140	160	65	100	100	140	140	190	190	260
160	180	70	110	110	150	150	210	210	280
180	200	80	120	120	170	170	230	230	310
200	225	90	140	140	190	190	260	260	340
225	250	100	150	150	210	210	290	290	380
250	280	110	170	170	230	230	320	320	420
280	315	120	180	180	250	250	350	350	460
315	355	140	210	210	280	280	390	390	510
355	400	150	230	230	310	310	440	440	580
400	450	170	260	260	350	350	490	490	650
450	500	190	290	290	390	390	540	540	720

## 7. ВНУТРЕННИЕ ЗАЗОРЫ В ИГОЛЬЧАТЫХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ

В 1959 г. были нормализованы радиальные зазоры игольчатых подшипников с массивными кольцами типов 74000 и 24000 по ГОСТ 4657—60 (см. табл. 39). Как правило, радиальные зазоры назначают по основному ряду табл. 39 и лишь в исключительных случаях подшипники выпускаются с более жесткими пределами зазоров по 2-му ряду табл. 39, при этом класс точности подшипника устанавливается не ниже П.

## Начальные радиальные зазоры для игольчатых роликоподшипников

Номинальные диаметры по иглам $d_1$ <i>мм</i>		Дополнительный ряд 2		Основной ряд	
		Начальный радиальный зазор $r_n$ в <i>мк</i>			
свыше	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.
18	30	20	50	20	65
30	40	25	55	25	70
40	50	30	60	30	75
50	65	30	70	30	85
65	80	30	70	30	85
80	100	40	85	40	105
100	120	40	85	40	105
120	140	50	110	50	125
140	160	50	110	50	125
160	180	60	120	60	135
180	200	60	120	60	135
200	225	100	160	100	180
225	250	100	160	100	180
250	315	120	180	120	200
315	400	130	190	130	220

## 8. ВНУТРЕННИЕ ЗАЗОРЫ В ПОДШИПНИКАХ, ИЗГОТОВЛЯЕМЫХ ПО КЛАССАМ ТОЧНОСТИ НТ и НУ

Подшипники, предназначенные для работы в механизмах управления с качательным движением, собирают со специальными, уменьшенными внутренними зазорами. Класс точности таких подшипников условно обозначают НТ (нормальный, тугой подборки).

Необходимость сборки подшипников с уменьшенными внутренними зазорами связана с желанием максимально уменьшить люфты в системе управления механизмами. Кроме того, минимальные внутренние зазоры обеспечивают наибольшую статическую грузоподъемность подшипников, что является весьма важным обстоятельством для подшипников, применяемых в подобных узлах.

Несмотря на уменьшенные внутренние зазоры, в подшипниках тугой подборки обеспечивается достаточная легкость вращения. Контроль вращения данных подшипников производится путем сравнения с соответствующим эталоном, проворачивание которого заранее определено как приемлемое.

Подшипники класса точности НУ отличаются от подшипников группы НТ ужесточенными допусками на габаритные размеры, допуски на которые устанавливают согласно ГОСТ 520—55.

В зависимости от конструктивных разновидностей подшипников приняты следующие внутренние зазоры в них для классов точности НТ и НУ (см. табл. 40).

Таблица 40

**Внутренние зазоры в подшипниках**

Внутренний диаметр подшипника $d$ <i>мм</i>		Осевая игра в <i>мм</i>					Шарнирного подшипника класса НУ
		Шарикоподшипника класса НУ и НТ					
свыше	до	радиального однорядного (кроме типа 900000)	типа 900000	однорядного сферического	двухрядного сферического		
—	10	0,02÷0,09	0,04÷0,12	0,7 наиб.	0,01÷0,05	0,03 наиб.	
10	18	0,02÷0,09	0,04÷0,12	0,8 наиб.	0,01÷0,05	0,03 наиб.	
18	50	0,02÷0,09	0,04÷0,12	0,9 наиб.	0,02÷0,09	0,03 наиб.	
50	80	0,04÷0,14	0,07÷0,16	—	0,04÷0,14	0,03 наиб.	
80	110	—	—	—	—	0,05 наиб.	

Нагрузки при измерении осевой игры (в *кг*) установлены в соответствии с табл. 41.

Таблица 41

**Прикладываемые нагрузки при измерении начальной осевой игры**

Внутренний диаметр подшипника $d$ <i>мм</i>		Нагрузка в <i>кг</i> для подшипника					
		радиального однорядного (кроме типов 900000 и 980000)	типа 900000	типа 980000	однорядного сферического	двухрядного сферического	шарнирного
свыше	до						
—	10	2	2	1	10	2	5
10	18	2	2	1	10	4	5
18	30	4	4	1	10	4	5
30	50	5	4	—	10	4	5
50	80	10	4	—	—	10	10
80	110	—	—	—	—	—	10

## 9. УГЛЫ КОНТАКТА В ПОДШИПНИКАХ

При перемещении одного из колец подшипника относительно другого в осевом направлении контакт тела качения с кольцом осуществится под некоторым углом. Этот угол будет тем больше, чем больше внутренние зазоры в подшипниках.

Угол между линией, перпендикулярной оси подшипника (проходящей через центр шарика), и прямой, соединяющей точки касания тел качения с кольцами, называют *углом контакта* (фиг. 113).

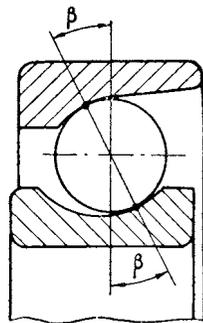
В радиальном однорядном шарикоподшипнике при отсутствии внутренних зазоров угол контакта будет равен нулю; по мере увеличения внутренних зазоров в подшипнике (при переходе к радиально-упорному шарикоподшипнику) этот угол будет увеличиваться и в упорном шарикоподшипнике будет равен  $90^\circ$ .

Величина угла контакта в подшипнике определяет способность подшипника воспринимать радиальные и осевые силы, а также те скорости, при которых возможна работа подшипника. Так, увеличение угла контакта в радиальных однорядных шарикоподшипниках способствует восприятию осевых усилий. Большой угол контакта, однако, нежелателен для подшипников, работающих на высоких скоростях вращения; поэтому упорные шарикоподшипники, имеющие наибольшее значение угла контакта, рекомендуются применять в условиях максимальных осевых нагрузок и при ограниченных числах оборотов, значительно меньших, чем те, при которых возможна эксплуатация радиальных однорядных шарикоподшипников соответствующих габаритных размеров.

То, что подшипники с большими углами контакта могут работать на меньших скоростях вращения, объясняется более сложной кинематикой вращения шариков таких подшипников (наличие дополнительного скольжения и как следствие более высокий температурный режим), в связи с чем не исключена опасность повреждения дорожек качения колец при работе на значительных числах оборотов.

Работоспособность подшипников, работающих в авиационных конструкциях, при заданных радиальных и осевых нагрузках можно определить тщательным теоретическим расчетом. Для этого необходимо знать все характеристики подшипника, в том числе и углы контакта.

Методика определения начальных углов контакта в подшипниках различного типа помещена ниже. В приведенных формулах не учтены изменения углов в связи с действием нагрузки.

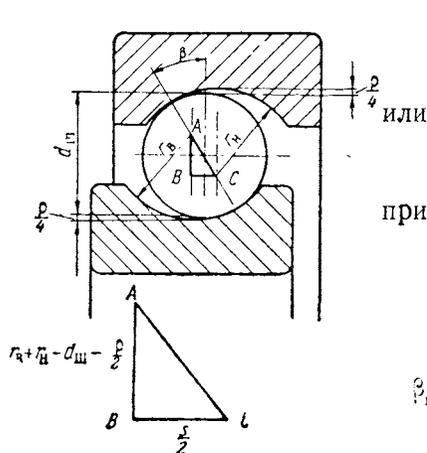


Фиг. 113. Углы контакта в шарикоподшипнике.

## Определение углов контакта в радиальных однорядных и радиально-упорных шарикоподшипниках типов 36000, 46000, 66000

1. При заданном радиальном зазоре.

Угол контакта определяют из треугольника относительных перемещений (фиг. 114):



$$\cos \beta = \frac{r_n + r_b - d_{ш} - \frac{\rho}{2}}{r_n + r_b - d_{ш}}$$

$$\cos \beta = 1 - \frac{\rho}{2(r_n + r_b - d_{ш})}; \quad (68)$$

при

$$r_n = r_b = r_{ж}$$

$$\cos \beta = 1 - \frac{\rho}{2(2r_{ж} - d_{ш})}; \quad (69)$$

$$\beta_{\max} = \arccos \left( 1 - \frac{\rho_{\max}}{2(2r_{ж \min} - d_{ш \max})} \right); \quad (70)$$

Фиг. 114. Углы контакта в радиальных и радиально-упорных шарикоподшипниках обычной конструкции.

$$\beta_{\min} = \arccos \left( 1 - \frac{\rho_{\min}}{2(2r_{ж \max} - d_{ш \min})} \right). \quad (71)$$

2. При заданной осевой игре.

Угол контакта определяют из треугольника  $ABC$  (см. фиг. 114):

$$\sin \beta = \frac{S}{2(r_n + r_b - d_{ш})};$$

при  $r_n = r_b$

$$\sin \beta = \frac{S}{2(2r_{ж} - d_{ш})}; \quad (72)$$

$$\beta_{\max} = \arcsin \frac{S_{\max}}{2(2r_{ж \min} - d_{ш \max})}; \quad (73)$$

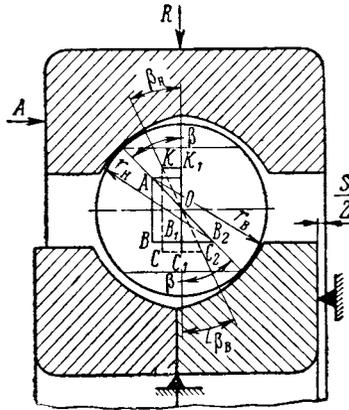
$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{S_{\min}}{2(2r_{ж \max} - d_{ш \min})}. \quad (74)$$

## Определение углов контакта в радиально-упорных шарикоподшипниках с четырехточечным контактом

В радиально-упорных подшипниках с четырехточечным контактом внутренние зазоры, с которыми собираются подшипники, изменяют первоначально предполагаемый угол контакта, так как такие подшипники проектируют исходя из условия, что при внутреннем зазоре, равном нулю (за счет определенных геометриче-

ских размеров колец и шариков), в подшипнике обеспечивается номинальный угол контакта (обычно  $26^\circ$ ).

Формулы для определения фактических углов контакта с учетом внутренних зазоров можно вывести из треугольника  $ABB_2$  (фиг. 115).



Фиг. 115. Углы контакта в радиально-упорных шарикоподшипниках с четырехточечным контактом.

В этом треугольнике:

$$AB_2 = r_n + r_b - d_{ш};$$

$$BB_2 = x_n + x_b + \frac{S}{2} \quad (\text{обозначили сторону } CC_1 \text{ через } x_n \text{ и сторону } KK_1 \text{ через } x_b);$$

$$AB = \sqrt{(r_n + r_b - d_{ш})^2 - (x_n + x_b)^2} - \frac{\rho}{2}.$$

1. При заданном радиальном зазоре

$$\cos \beta = \frac{\sqrt{(r_n + r_b - d_{ш})^2 - (x_n + x_b)^2} - \frac{\rho}{2}}{r_n + r_b - d_{ш}}; \quad (75)$$

$$\beta_{\max} = \arccos \frac{\sqrt{(r_{n \min} + r_{b \min} - d_{ш \max})^2 - (x_{n \max} + x_{b \max})^2} - \frac{\rho_{\max}}{2}}{r_{n \min} + r_{b \min} - d_{ш \max}}; \quad (76)$$

$$\beta_{\min} = \arccos \frac{\sqrt{(r_{n \max} + r_{b \max} - d_{ш \min})^2 - (x_{n \min} + x_{b \min})^2} - \frac{\rho_{\max}}{2}}{r_{n \max} + r_{b \max} - d_{ш \min}}. \quad (77)$$

2. При заданной осевой игре,

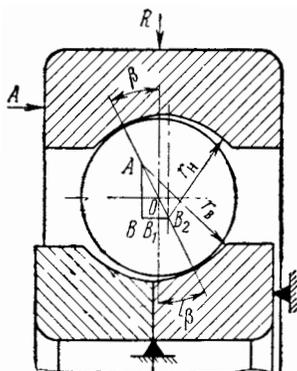
$$\sin \beta = \frac{x_H + x_B + \frac{S}{2}}{r_H + r_B - d_{ш}}; \quad (78)$$

$$\beta_{\max} = \arcsin \frac{x_{H \max} + x_{B \max} + \frac{S_{\max}}{2}}{r_{H \min} + r_{B \min} - d_{ш \max}}; \quad (79)$$

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{x_{H \min} + x_{B \min} + \frac{S_{\min}}{2}}{r_{H \max} + r_{B \max} - d_{ш \min}}. \quad (80)$$

### Определение углов контакта в радиально-упорных шарикоподшипниках с трехточечным контактом

В радиально-упорных шарикоподшипниках с трехточечным контактом геометрические размеры внутреннего кольца устанавливаются таким образом, что контакт шарика с кольцом происходит при заданном угле. Угол контакта с наружным кольцом создается за счет внутренних зазоров. После выравнивания углов контакта на наружном и внутреннем кольцах начнется изменение углов одновременно на обоих кольцах. Фактические углы контакта в подшипнике можно определить из треугольника  $ABB_2$  (фиг. 116).



Фиг. 116. Вид, иллюстрирующий углы контакта в радиально-упорных шарикоподшипниках с трехточечным контактом.

Из треугольника

$$AB_2 = r_H + r_B - d_{ш};$$

$$BB_2 = x_B + \frac{S}{2};$$

$$AB = \sqrt{\left(r_B - \frac{d_{ш}}{2}\right)^2 - x_B^2 + r_H - \frac{d_{ш}}{2} - \frac{\rho}{2}}.$$

1. При заданном радиальном зазоре

$$\cos \beta = \frac{\sqrt{\left(r_B - \frac{d_{ш}}{2}\right)^2 - x_B^2 + r_H - \frac{d_{ш}}{2} - \frac{\rho}{2}}}{r_H + r_B - d_{ш}}; \quad (81)$$

$$\beta_{\max} = \arccos \frac{\sqrt{\left(r_{B \min} - \frac{d_{ш \max}}{2}\right)^2 + x_{B \max}^2 + r_{H \max} - \frac{d_{ш \max}}{2} - \frac{\rho_{\max}}{2}}}{r_{H \min} + r_{B \min} - d_{ш \max}}; \quad (82)$$

$$\beta_{\min} = \arccos \frac{\sqrt{\left(r_{B \max} - \frac{d_{\text{ш min}}}{2}\right)^2 + x_{B \min}^2} + r_{H \max} - \frac{d_{\text{ш min}}}{2} - \frac{\rho_{\min}}{2}}{r_{H \max} + r_{B \max} - d_{\text{ш min}}}. \quad (83)$$

2. При заданной осевой игре

$$\sin \beta = \frac{x_B + \frac{S}{2}}{r_H + r_B - d_{\text{ш}}}; \quad (84)$$

$$\beta_{\max} = \arcsin \frac{x_{B \max} + \frac{S_{\max}}{2}}{r_{H \min} + r_{B \min} - d_{\text{ш max}}}; \quad (85)$$

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{x_{B \min} + \frac{S_{\min}}{2}}{r_{H \max} + r_{B \max} - d_{\text{ш min}}}. \quad (86)$$

## Глава VII

### ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ

#### 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Правильно выбранная посадка подшипника в узел во многом способствует успешной работе его в течение ресурса.

При установлении оптимальных посадок рассматривают не только вопросы режима работы и эксплуатации конкретного подшипника, но анализируют и работу всего механизма в целом. В ряде случаев, когда деталь лежит на нескольких опорах, выбор сопряжения данного подшипника зависит от того, какая посадка принята для подшипника, работающего с ним в паре.

Таблица 42

Виды соединения подшипников с валом и корпусом машин по ГОСТ 3325—55

Посадка	Обозначение посадки
Для тонкостенных корпусов	$P_7$
Глухая подшипниковая	$G_{\text{п}}, G_{1\text{п}}$
Тугая подшипниковая	$T_{\text{п}}, T_{1\text{п}}$
Напряженная подшипниковая	$H_{\text{п}}, H_{1\text{п}}$
Плотная подшипниковая	$П_{\text{п}}, П_{1\text{п}}$
Скользкая подшипниковая	$C_{\text{п}}, C_{1\text{п}}, C_{3\text{п}}$
Движения подшипниковая	$D_{\text{п}}, D_{1\text{п}}$
Ходовая подшипниковая	$X_{\text{п}}$

Невыполнение требований, предусмотренных табл. 47, приводит к изменению в процессе работы посадочных натягов, что может в свою очередь вызвать проворачивание кольца.

Выбор определенной посадки подшипника на вал и в корпус зависит в основном от режимов работы подшипника, его размеров и условий эксплуатации подшипникового узла. В зависимости от вида нагружения колец рекомендуются посадки в соответствии с табл. 50.

Таблица 43

## Посадки шарико- и роликоподшипников классов точности Н, П и В на вал

Номинальный диаметр <i>мм</i>		Допускаемые отклонения внутреннего диаметра подшипника в <i>мк</i>		Посадка						
				<i>G<sub>п</sub></i>	<i>T<sub>п</sub></i>	<i>H<sub>п</sub></i>	<i>P<sub>п</sub></i>	<i>S<sub>п</sub></i>	<i>D<sub>п</sub></i>	<i>X<sub>п</sub></i>
свыше	до	верх. ниж.		Предельные отклонения вала <i>мк</i>						
				верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.
	6	0	-10	+16 +8	+13 +5	+9 +1	+4 -4	0 -8	-4 -12	-10 -22
6	10	0	-10	+20 +10	+16 +6	+12 +2	+5 -5	0 -10	-5 -15	-13 -27
10	18	0	-10	+24 +12	+19 +7	+14 +2	+6 -6	0 -12	-5 -18	-16 -33
18	30	0	-10	+30 +15	+23 +8	+17 +2	+7 -7	0 -14	-8 -22	-20 -40
30	50	0	-12	+35 +18	+27 +9	+20 +3	+8 -8	0 -17	-10 -27	-25 -50
50	80	0	-15	+40 +20	+30 +10	+23 +3	+10 -10	0 -20	-12 -32	-30 -60
80	120	0	-20	+45 +23	+35 +12	+26 +3	+12 -12	0 -23	-15 -38	-40 -75
120	180	0	-25	+52 +25	+40 +13	+30 +4	+14 -14	0 -27	-18 -45	-50 -90
180	250	0	-30	+60 +30	+45 +15	+35 +4	+16 -16	0 -30	-22 -52	-60 -105
250	260	0	-35	+60 +30	+45 +15	+35 +4	+16 -16	0 -30	-22 -52	-60 -105
260	315	0	-35	+70 +35	+50 +15	+40 +4	+18 -18	0 -35	-26 -60	-70 -125
315	360	0	-40	+70 +35	+50 +15	+40 +4	+18 -18	0 -35	-26 -60	-70 -125
360	400	0	-40	+80 +40	+60 +20	+45 +5	+20 -20	0 -40	-30 -70	-80 -140

Номинальный диаметр мм		Допускаемые отклонения внутреннего диаметра подшипника в МК	Посадка							
			$G_{II}$	$T_{II}$	$H_{II}$	$P_{II}$	$C_{II}$	$D_{II}$	$X_{II}$	
свыше	до		Натяги МК							
			наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	
	6		26 8	23 5	19 1	14 —4	10 —8	6 —12	0 —22	
6	10		30 10	26 6	22 2	15 —5	10 —10	5 —15	—3 —27	
10	18		34 12	29 7	24 2	16 —6	10 —12	4 —18	—6 —33	
18	30		40 15	33 8	27 2	17 —7	10 —14	2 —22	—10 —40	
30	50		47 18	39 9	32 3	20 —8	12 —17	2 —27	—13 —50	
50	80		55 20	45 10	38 3	25 —10	15 —20	3 —32	—15 —60	
80	120		65 23	55 12	46 3	32 —12	20 —23	5 —38	—20 —75	
120	180		77 25	65 13	55 4	39 —14	25 —27	7 —45	—25 —90	
180	250		90 30	75 15	65 4	46 —16	30 —30	8 —52	—30 —105	
250	260		95 30	80 15	70 4	51 —16	35 —30	13 —52	—25 —105	
260	315		105 35	85 15	75 4	53 —18	35 —35	9 —60	—35 —125	
315	360		110 35	90 15	80 4	58 —18	40 —35	14 —60	—30 —125	
360	400		120 40	100 20	85 5	60 —20	40 —40	10 —70	—40 —140	

Таблица 44

Посадки шарико- и роликоподшипников классов точности *H*, *П* и *B* в корпус

Номинальный диаметр <i>ММ</i>		Допускаемые отклонения наружного диаметра подшипника <i>МК</i>		Посадка							
				<i>P<sub>7</sub></i>	<i>Г<sub>п</sub></i>	<i>T<sub>п</sub></i>	<i>H<sub>п</sub></i>	<i>П<sub>п</sub></i>	<i>C<sub>п</sub></i>	<i>C<sub>3п</sub></i>	<i>Д<sub>п</sub></i>
				Предельные отклонения отверстия корпуса <i>МК</i>							
свыше	до	верх.	ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.
	18	0	-8	-11 -29	-3 -24	0 -19	+5 -14	+13 -6	+19 0	+35 0	+25 +6
18	30	0	-9	-14 -35	-6 -30	0 -23	+6 -17	+16 -7	+23 0	+45 0	+30 +8
30	50	0	-11	-17 -42	-7 -35	0 -27	+7 -20	+18 -8	+27 0	+50 0	+35 +10
50	80	0	-13	-21 -51	-8 -40	0 -30	+8 -23	+20 -10	+30 0	+60 0	+45 +15
80	120	0	-15	-24 -59	-10 -45	0 -35	+9 -26	+23 -12	+35 0	+70 0	+50 +15
120	150	0	-18	-28 -68	-12 -52	0 -40	+10 -30	+27 -14	+40 0	+80 0	+60 +18
150	180	0	-25	-28 -68	-12 -52	0 -40	+10 -30	+27 -14	+40 0	+80 0	+60 +18
180	250	0	-30	-33 -79	-15 -60	0 -45	+11 -35	+30 -16	+45 0	+90 0	+70 +22
250	260	0	-35	-36 -88	-15 -60	0 -45	+11 -35	+30 -16	+45 0	+90 0	+70 +22
260	315	0	-35	-36 -88	-18 -70	0 -50	+12 -40	+35 -18	+50 0	+100 0	+80 +26
315	360	0	-40	-41 -98	-18 -70	0 -50	+12 -40	+35 -18	+50 0	+100 0	+80 +26
360	400	0	-40	-41 -98	-20 -80	0 -60	+15 -45	+40 -20	+60 0	+120 0	+90 +30
400	500	0	-45	-45 -108	-20 -80	0 -60	+45 -45	+40 -20	+60 0	+120 0	+90 +30

Номинальный диаметр <i>МК</i>		Допускаемые отклонения наружного диаметра подшипника в <i>МК</i>	Посадка								
			$P_7$	$\Gamma_{II}$	$T_{II}$	$H_{II}$	$\Pi_{II}$	$C_{II}$	$C_{3II}$	$D_{II}$	
			Натяги <i>МК</i>								
свыше	до		наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	
	18		29 3	24 -3	19 -8	14 -13	6 -21	-27 0	-43 0	-33 -6	
18	30		35 5	30 -3	23 -9	17 -15	7 -25	-32 0	-54 0	-39 -8	
30	50		42 6	35 -4	27 -11	20 -18	8 -29	-38 0	-61 0	-46 -10	
50	80		51 8	40 -5	30 -13	23 -21	10 -33	-43 0	-73 0	-55 -12	
80	120		59 9	45 -5	35 -15	26 -24	12 -38	-50 0	-85 0	-65 -15	
120	150		68 10	52 -6	40 -18	30 -28	14 -45	-58 0	-98 0	-78 -18	
150	180		68 3	52 -13	40 -25	30 -35	14 -52	-65 0	-105 0	-85 -18	
180	250		79 3	60 -15	45 -30	35 -41	16 -60	-75 0	-120 0	-100 -22	
250	260		88 1	60 -20	45 -35	35 -45	16 -65	-80 0	-125 0	-105 -22	
260	315		88 1	70 -17	50 -35	40 -47	18 -70	-85 0	-135 0	-115 -26	
315	360		98 1	70 -22	50 -40	40 -52	18 -75	-90 0	-140 0	-120 -26	
360	400		98 1	80 -20	60 -40	45 -55	20 -80	-100 0	-160 0	-130 -30	
400	500		108 0	80 -25	60 -45	45 -60	20 -85	-105 0	-165 0	-135 -30	

Таблица 45

## Посадки шарико- и роликоподшипников классов точности А и С на вал

Номинальный диаметр <i>мм</i>		Допускаемые отклонения внутреннего диаметра <i>мк</i>		Посадка							
				$G_{\text{п}}$	$T_{\text{п}}$	$H_{\text{п}}$	$P_{\text{п}}$	$S_{\text{п}}$	$D_{\text{п}}$		
				Предельные отклонения вала <i>мк</i>							
свыше	до	верх.	ниж.	верх.	ниж.	верх.	ниж.	верх.	ниж.	верх.	ниж.
	6	-2	-8	+13 +8	+10 +5	+6 +1	+3 -2	0	-5	-4	-9
6	10	-2	-8	+16 +9	+12 +6	+8 +2	+4 -3	0	-6	-5	-11
10	18	-2	-8	+20 +11	+15 +7	+10 +2	+5 -3	0	-8	-6	-14
18	30	-2	-8	+24 +13	+17 +8	+12 +2	+6 -3	0	-9	-7	-16
30	50	-3	-10	+28 +16	+20 +9	+14 +2	+7 -4	0	-11	-9	-20
50	80	-4	-12	+33 +19	+24 +10	+16 +3	+8 -5	0	-13	-10	-23
80	120	-5	-15	+38 +23	+28 +12	+19 +3	+9 -6	0	-15	—	—
120	180	-6	-18	+45 +26	+32 +14	+22 +4	+10 -7	0	-18	—	—
180	250	-7	-22	+52 +30	+36 +16	+25 +4	+11 -8	0	-20	—	—
250	260	-8	-28	+52 +30	+36 +16	+25 +4	+11 -8	0	-20	—	—
260	315	-8	-28	+58 +35	+40 +18	+28 +4	+13 -9	0	-22	—	—
315	360	-10	-35	+58 +35	+40 +18	+28 +4	+13 -9	0	-22	—	—
360	400	-10	-35	+65 +40	+45 +20	+32 +5	+13 -10	0	-25	—	—

Номинальный диаметр <i>мм</i>		Допускаемые отклонения внутреннего диаметра подшипника в <i>мк</i>	Посадка					
			$G_{1п}$	$T_{1п}$	$H_{1п}$	$P_{1п}$	$C_{1п}$	$D_{1п}$
			Н а т я г и <i>мк</i>					
свыше	до		наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.
	6		21 10	18 7	14 3	11 0	8 -3	4 -7
6	10		24 11	20 8	16 4	12 -1	8 -4	3 -9
10	18		28 13	23 9	18 4	13 -1	8 -6	2 -12
18	30		32 15	25 10	20 4	14 -1	8 -7	1 -14
30	50		38 19	30 12	24 5	17 -1	10 -8	1 -17
50	80		45 23	36 14	28 7	20 -1	12 -9	2 -19
80	120		53 28	43 17	34 8	24 -1	15 -10	
120	180		63 32	50 20	40 10	28 -1	18 -12	
180	250		74 37	58 23	47 11	33 -1	22 -13	
250	260		80 38	64 24	53 12	39 0	28 -12	
260	315		86 43	68 26	56 12	41 -1	28 -14	
315	360		93 45	75 28	63 14	48 -1	35 -12	
360	400		100 50	80 30	67 15	50 0	35 -15	

Таблица 46

## Посадки шарико- и роликоподшипников классов точности А и С в корпус

Номинальный диаметр <i>мм</i>		Допускаемые отклонения наружного диаметра подшипника <i>мм</i>		Посадка					
				$G_{1п}$	$T_{1п}$	$H_{1п}$	$P_{1п}$	$C_{1п}$	
				Предельные отклонения отверстия корпуса в <i>мм</i>					
свыше	до	верх. ниж.		верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	верх. ниж.	
	18	-2	-6	-8 -20	-4 -15	+1 -10	+7 -5	0	+11
18	30	-2	-7	-10 -24	-4 -17	+2 -12	+8 -6	0	+13
30	50	-2	-8	-12 -28	-5 -20	+2 -14	+9 -7	0	+15
50	80	-3	-10	-14 -33	-5 -24	+2 -16	+10 -8	0	+18
80	120	-4	-12	-17 -38	-6 -28	+3 -19	+12 -9	0	+21
120	150	-5	-15	-20 -45	-7 -32	+3 -22	+14 -10	0	+24
150	180	-6	-18	-20 -45	-7 -32	+3 -22	+14 -10	0	+24
180	250	-7	-22	-23 -52	-8 -36	+3 -25	+16 -11	0	+27
250	260	-8	-28	-23 -52	-8 -36	+3 -25	+16 -11	0	+27
260	315	-8	-28	-27 -58	-9 -40	+4 -28	+18 -13	0	+30
315	360	-10	-30	-27 -58	-9 -40	+4 -28	+18 -13	0	+30
360	400	-10	-30	-30 -65	-10 -45	+5 -32	+20 -15	0	+35
400	500	-10	-35	-30 -65	-10 -45	+5 -32	+20 -15	0	+35

Номинальный диаметр <i>мм</i>		Допускаемые отклонения наружного диаметра подшипника в <i>мм</i>	Посадка				
			$G_{1п}$	$T_{1п}$	$H_{1п}$	$P_{1п}$	$C_{1п}$
свыше	до		Натяги <i>мм</i>				
		наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	наиб. наим.	
	18		18 2	13 -2	8 -7	3 -13	-17 -2
18	30		22 3	15 -3	10 -9	4 -15	-20 -2
30	50		26 4	18 -3	12 -10	5 -17	-23 -2
50	80		30 4	21 -5	13 -12	5 -20	-28 -3
80	120		34 5	24 -6	15 -15	5 -24	-33 -4
120	150		40 5	27 -8	17 -18	5 -29	-39 -5
150	180		39 2	26 -11	16 -21	4 -32	-42 -6
180	250		45 1	29 -14	18 -25	4 -38	-49 -7
150	260		44 -5	28 -20	17 -31	3 -44	-55 -8
260	315		50 -1	32 -19	20 -32	5 -46	-58 -8
315	360		48 -3	30 -21	18 -34	3 -48	-60 -10
360	400		55 0	35 -20	22 -35	5 -50	-65 -10
400	500		55 -5	35 -25	22 -40	5 -55	-70 -10

## Чистота посадочных поверхностей валов и корпусов

Посадочная поверхность	Класс точности подшипника	Номинальный диаметр в мм	
		до 80	свыше 80 до 500
		Класс чистоты по ГОСТ 2789—59	
Вал	<i>H и П</i>	7	6
	<i>B и A</i>	8	7
	<i>C</i>	9	8
Отверстие корпуса	<i>H и П</i>	7	6
	<i>B, A и C</i>	8	7
Торец заплечика вала и корпуса	<i>H и П</i>	6	6
	<i>B, A и C</i>	7	6

Таблица 48

## Допускаемые отклонения по овальности и конусности посадочных поверхностей валов и корпусов

Класс точности			
<i>H, П и B</i>	<i>A и C</i>	<i>H, П и B</i>	<i>A и C</i>
Допускаемое отклонение не более			
по овальности		по конусности	
половины допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности	четверти допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности	половины допуска на диаметр посадочной поверхности	четверти допуска на диаметр посадочной поверхности

Таблица 49

## Допускаемое биение заплечиков валов и корпусов

Номинальный диаметр вала, отверстия корпуса <i>мм</i>		Класс точности подшипника							
		<i>H</i> и <i>П</i>		<i>B</i>		<i>A</i>		<i>C</i>	
		вал	корпус	вал	корпус	вал	корпус	вал	корпус
свыше	до	Допускаемое биение не более в <i>мк</i>							
—	50	20	40	10	20	7	13	4	8
50	80	25	40	12	20	8	13	6	8
80	120	25	45	12	22	8	15	6	9
120	150	30	50	15	25	10	18	8	10
150	180	30	60	15	30	10	20	8	12
180	250	30	70	15	35	10	23	8	14
250	315	35	80	17	40	12	27	—	16
315	400	40	90	20	45	13	30	—	—
400	500	—	100	—	50	—	33	—	—

Таблица 50

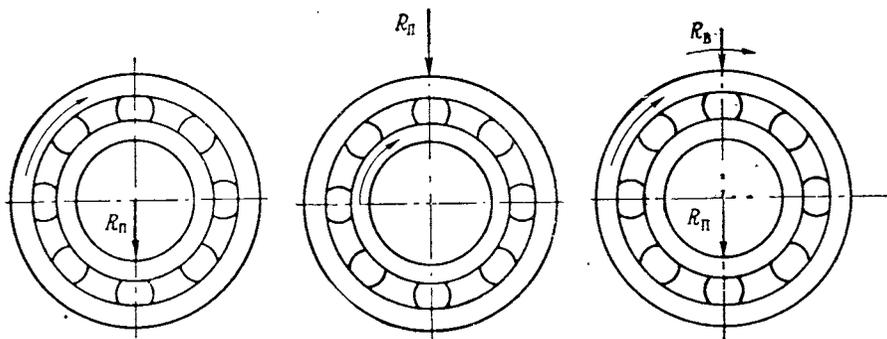
## Посадки шарико- и роликоподшипников радиальных и радиально-упорных в зависимости от вида нагружения колец

Вид нагружения кольца	Посадка	
	внутреннего кольца на вал	наружного кольца в корпус
Местное	$P_{1п}, P_{п}, C_{1п}, C_{п}, X_{п}, D_{1п}, D_{п}$	$H_{1п}, H_{п}, P_{1п}, P_{п}, C_{1п}, C_{п}, D_{п}$
Циркуляционное	$G_{1п}, G_{п}, T_{1п}, T_{п}, H_{1п}, H_{п}, P_{1п}, P_{п}$	$G_{1п}, G_{п}, T_{1п}, T_{п}, H_{1п}, H_{п}$
Колебательное	$P_{1п}, P_{п}$	$P_{1п}, P_{п}$

Для упорных шарико- и роликоподшипников рекомендуется во всех случаях посадка  $П_{п}$ .

Виды нагружения колец характеризуются следующим образом:

*Местное нагружение* — радиальная нагрузка  $R$ , постоянная по направлению, воспринимается определенной частью окружности дорожки качения кольца, опирающегося на посадочную поверхность вала или корпуса (фиг. 117).



Фиг. 117. Местное на- Фиг. 118. Циркулярное Фиг. 119. Схема колеба-  
гружение на внутреннем нагружение на внутрен- тельного нагружения на  
кольце. нем кольце. внутреннем кольце.

*Циркуляционное нагружение* — радиальная нагрузка  $R$  воспринимается последовательно всей окружностью дорожки качения кольца, опирающегося на посадочную поверхность вала или корпуса (фиг. 118).

*Колебательное нагружение* — равнодействующая двух радиальных нагрузок ( $R_{п}$  — постоянной по направлению и  $R_{в}$  — вращающейся, причем  $R_{п} > R_{в}$ ) воспринимается определенным участком окружности дорожки качения кольца, опирающегося на посадочную поверхность вала или корпуса (фиг. 119).

Посадки подшипников с натягом приводят к деформации колец и как следствие к частичной выборке в подшипнике радиальных зазоров. Это обстоятельство должно учитываться при применении подшипников с тем, чтобы исключить возможность выборки внутренних зазоров в них.

## 2. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ В УЗЛАХ АВИАДВИГАТЕЛЕЙ

Выбор сопряжения подшипника с посадочными местами в авиадвигателях определяется режимами и условиями работы подшипника, а также материалом вала и корпуса.

Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, воспринимающих большую осевую нагрузку в узле компрессора, обычно принимают следующие посадки:

для внутреннего кольца  $П_{п}$ ,  $П_{ш}$ ,  $С_{ш}$ ,  $С_{пш}$ ;

для наружного кольца  $C_{п}, C_{1п}, D_{п}, D_{1п}$ ;

для роликоподшипников опор компрессора целесообразны следующие посадки:

для внутреннего вращающегося кольца  $P_{п}, P_{1п}$ ;

для наружного кольца  $C_{п}, C_{1п}$ ;

для роликоподшипников опор турбин:

для внутреннего вращающегося кольца  $H_{п}, H_{1п}$ ;

для наружного кольца  $C_{п}, C_{1п}$ .

Что касается посадок подшипников в приводах, то здесь руководствуются обычно общими соображениями:

вращающееся внутреннее кольцо должно иметь переходное сопряжение и при более высоких скоростях вращения — неподвижное соединение ( $P_{п}, P_{1п}, H_{п}, H_{1п}$ );

для наружного невращающегося кольца в большинстве случаев принимают подвижное соединение ( $C_{п}, C_{1п}$ ).

### 3. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ В УЗЛАХ АВИАЦИОННЫХ АГРЕГАТОВ

При выборе вида соединения внутреннего кольца с валом и наружного кольца с корпусом при конструировании агрегата следует учесть следующее обстоятельство.

Внутренние зазоры в агрегатных подшипниках (обычно небольших габаритных размеров), как правило, весьма ограничены; так, например, в шариковых радиальных подшипниках с внутренним диаметром до 10 мм минимальный зазор составляет 0,005 мм, а при внутреннем диаметре подшипника до 30 мм наименьший возможный зазор — 0,01 мм (см. табл. 31). Это должно учитываться при назначении посадок таких подшипников, поскольку чрезмерные натяги могут выбрать начальный зазор в них, что, в свою очередь, может привести к защемлению подшипника во время работы.

В связи с этим для вращающихся внутренних колец шарикоподшипников небольших габаритных размеров (где казалось бы требуется осуществить неподвижное соединение) не могут быть рекомендованы напряженные посадки, поскольку при максимально возможном натяге при таком сопряжении зазоры в подшипнике могут быть выбраны полностью независимо от того, какое соединение предусмотрено для наружного кольца. Так, при сочленении внутреннего кольца (с отверстием 10 мм) с валом по посадке  $H_{п}$  наибольший натяг составляет 0,022 мм (см. табл. 43).

Такой натяг может привести к уменьшению радиального зазора в подшипнике примерно на 10÷12 мк. При начальном радиальном зазоре, равном 5 мк, подшипник может заклинить, либо преждевременно выйти из строя вследствие предварительной напряженности рабочих элементов.

В связи с этим оптимальным сопряжением циркуляционно нагруженного вращающегося внутреннего кольца следует считать посадки  $P_{п}, P_{1п}$ . Поскольку нагрузки, воспринимаемые шарико-

подшипниками в агрегатах, как правило, невелики, такие посадки при сочетании с торцевой затяжкой не приводят к проворачиванию внутреннего кольца (хотя теоретически при данном сопряжении возможен некоторый зазор), что подтверждено как стендовыми испытаниями подшипников, так и практикой эксплуатации конструкций.

Такие же соединения внутренних колец с валом целесообразны и для роликоподшипников, хотя они и менее чувствительны к натягам, в связи с чем посадка  $H_{II}$  для них допустима.

Если должен вращаться вал, то местно-нагруженные наружные кольца агрегатных подшипников рекомендуется монтировать в корпус со скользящей посадкой  $S_{II}$ ,  $S_{IPI}$ . Наличие небольших зазоров при посадке подшипника в корпус не ухудшает его работы. Незначительное проворачивание наружного кольца в гнезде, которое в этом случае может иметь место, является в какой-то мере даже желательным явлением, поскольку перемена нагруженной зоны кольца приводит к повышению его стойкости.



Фиг. 120. Вал на двух опорах.

В тех случаях, когда скорости шарикоподшипников слишком велики (например, в турбомашинах), посадка внутреннего вращающегося кольца должна осуществляться с гарантийным небольшим натягом от 3 до 10  $\mu\text{к}$ ; такое сопряжение может быть получено за счет подбора размеров подшипника и вала по ужесточенной посадке  $P_{II}$ .

Для наружных колец таких подшипников целесообразной является посадка с небольшим зазором — от 2 до 8  $\mu\text{к}$ . При этом следует отметить, что шарикоподшипники для очень высоких чисел оборотов имеют несколько увеличенные радиальные зазоры до норм, установленных 7 или 8-м рядом табл. 31.

При выборе посадок для подшипников современных электроагрегатов учитывают конструктивную схему расположения опор.

В случае двух опор на шариковых подшипниках (фиг. 120) посадка в корпус подшипника, установленного в плавающей опоре, должна производиться с гарантированным зазором; наиболее приемлемым является соединение по посадке  $D_{II}$  ( $D_{IPI}$ ) с некоторым ужесточением допуска на сопряжение.

### Пример определения уменьшения радиального зазора подшипника за счет посадочных натягов

1. Данные для расчета.

Шарикоподшипник радиальный однорядный ВП180504 ЕТС1, габаритные размеры  $20 \times 47 \times 18$ .

Наружный диаметр латунной втулки

$$\varnothing 52 (T_1)_{+0,024}^{+0,01}$$

Диаметр гнезда под втулку (корпус алюминиевый)

$$\varnothing 52 (A_1)_{+0,018}^{+0,01}$$

Наружный диаметр подшипника ( $D$ )	$\varnothing 47_{-0,011}$
Диаметр гнезда под подшипник	$\varnothing 47 (H_{1п})_{-0,007}^{+0,009}$
Внутренний диаметр подшипника	$\varnothing 20_{-0,01}$
Диаметр вала	$\varnothing 20 (h_{1п})_{-0,003}^{+0,006}$

2. Наибольший натяг при постановке втулки:

$$\delta_1 = 52_{-0,007}^{+0,018} - 52_{-0,01}^{+0,024} = 0,024 \text{ мм.}$$

3. Наибольший натяг при постановке подшипника во втулку:

$$\delta_2 = 47_{-0,007}^{+0,009} - 47_{-0,011} = 0,007 \text{ мм.}$$

4. Уменьшение радиального зазора за счет натягов по наружному кольцу подшипника:

$$\Delta_1 = 0,25\delta_1 + 0,5\delta_2;$$

$$\Delta_1 = 0,006 + 0,0035 = 0,0095 \text{ мм.}$$

5. Наибольший натяг при постановке подшипника на вал

$$\delta_3 = 20_{-0,01} - 20_{-0,003}^{+0,006} = 0,016 \text{ мм.}$$

6. Уменьшение радиальных зазоров за счет натягов по внутреннему кольцу:

$$\Delta_2 = 0,5\delta_3 = 0,008 \text{ мм.}$$

7. Уменьшение радиальных зазоров при охлаждении системы от  $+30$  до  $-60^\circ\text{C}$ :

$$\Delta_3 = 0,5 (d_{\text{лат}} - d_{\text{ст}}) D \Delta t;$$

$$\Delta_3 = 0,5 (20 \cdot 10^{-6} - 14 \cdot 10^{-6}) \cdot 47 \cdot 90 = 0,0125 \text{ мм.}$$

8. Суммарное уменьшение радиального зазора в подшипнике за счет натягов по валу и корпусу:

$$\Sigma \Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3;$$

$$\Sigma \Delta = 0,0095 + 0,008 + 0,0125 = 0,03 \text{ мм.}$$

Таким образом, при данных условиях можно применить подшипник, минимальный радиальный зазор которого не менее 0,03 мм.

#### 4. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ В УЗЛАХ МЕХАНИЗМОВ УПРАВЛЕНИЯ

Подшипники в механизмах управления в большей части работают при больших нагрузках с качательным движением. Поскольку действующая сила в процессе работы таких подшипников меняет свое направление, внутренние и наружные кольца испытывают колебательные нагрузки, воспринимаемые всем участком окружности дорожки качения.

Монтаж шариковых подшипников в узлах механизмов управления осуществляется:

а) в корпус с посадками  $H_{п}$ ,  $T_{п}$ ,  $G_{п}$  в зависимости от материала корпуса; более тугие сопряжения выбирают, когда материал корпуса имеет меньший предел прочности при растяжении (до  $60 \text{ кг/мм}^2$ );

б) на вал с посадками  $X_{п}$ ,  $C_{п}$  (роль вала выполняют крепежные болты, проходящие через внутренний диаметр подшипника).

Для шарнирных подшипников предусматриваются следующие сопряжения:

- а) в корпус с посадкой  $P_{п}$ ,  $H_{п}$ ;
- б) на вал с посадками  $X_{п}$ ,  $C_{п}$ .

Монтаж конических подшипников в узлах авиаколес осуществляется:

- а) в корпус с посадкой  $G_{п}$ ;
- б) на вал с посадкой  $X_{п}$ .

Наружное кольцо конического подшипника испытывает циркуляционное нагружение, внутреннее кольцо — местное нагружение; поэтому такие сопряжения подшипников в авиаколесах оправданы, хотя казалось бы, что более плотная посадка по внутреннему кольцу ( $C_{п}$  и даже  $P_{п}$ ), учитывая режимы работы колеса, является предпочтительнее. Целесообразность ходовой посадки в этом случае связана с необходимостью обеспечения условий для монтажа и демонтажа подшипников.

## 5. ОСОБЕННОСТИ ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ В УЗЛАХ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Специальной методики для выбора посадок подшипников, работающих в узлах при повышенной температуре, не существует. Однако это условие работы подшипника должно учитываться при назначении сопряжений.

Основные соображения, связанные с выбором типа сопряжения подшипника с валом и корпусом в узлах, работающих при повышенной температуре, заключаются в следующем.

Весьма целесообразно, чтобы в узлах, работающих при повышенной температуре, материалы вала и корпуса подбирались примерно с одинаковыми коэффициентами линейного расширения. Если разность коэффициентов линейного расширения достигает существенных значений, то наряду с ослаблением посадок в подшипниках следует предусматривать увеличенные внутренние зазоры, исключающие возможность их выборки во время работы.

В условиях высоких температур изменение размеров вала по длине происходит более интенсивно, в связи с чем на тщательность посадки плавающего подшипника должно быть обращено особое внимание. Слишком плотная посадка незакрепленного в осевом направлении подшипника приводит в этом случае к осевой перегрузке подшипника в одной из опор и как следствие к отказу агрегата (обычно в этом случае выходит из строя подшипник, обладающий меньшей грузоподъемностью).

В тех случаях, когда корпус агрегата изготовлен из цветного металла, в гнездо под подшипник необходимо запрессовать массивную стальную втулку (значительно большего сечения, чем это принимают обычно для агрегатов, работающих в условиях нормальных температур). При наличии таких втулок посадки (натяги

или зазоры), рекомендуемые для обычных условий работы, могут быть применены без значительных изменений.

Если в условиях высоких температур предполагается работа агрегата без специальной подготовки посадочных мест под подшипник, то желательно применение посадок с меньшими натягами по сравнению с теми, которые были бы предложены для работы в условиях нормальной температуры.

В ряде случаев посадка вращающегося внутреннего кольца на вал при повышенных температурах может производиться по посадкам  $S_{п}$ ,  $S_{1п}$ ,  $D_{п}$ ,  $D_{1п}$  вместо рекомендуемых более плотных посадок.

Для более точного определения посадок в условиях повышенных температур представляет интерес значение перепада температур внутреннего и наружного колец, который имеет место в процессе работы подшипника. Наличие таких данных позволит конструктору произвести необходимые расчеты как по установлению радиальных зазоров в подшипнике, так и по выбору оптимальных посадок.

---

Глава VIII

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ  
НА ПОСТАВКУ ПОДШИПНИКОВ**

**1. ТОЧНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ**

Для авиационных конструкций выпускают подшипники следующих классов точности (см. табл. 51):

Таблица 51

Класс точности подшипников

Разновидность подшипника	Класс точности
Шариковый радиальный однорядный	<i>H, П, ВП, В, АВ, А, СА, С, НТ, НУ</i>
Шариковый радиальный сферический двухрядный	<i>H, П, НТ, НУ</i>
Роликовый с короткими цилиндрическими роликами	<i>H, П, В, АВ, А</i>
Роликовый радиальный сферический двухрядный	<i>H, П</i>
Роликовый игольчатый	<i>H</i>
Шариковый радиально-упорный однорядный	<i>H, П, В, АВ, А, СА, С</i>
Шариковый радиально-упорный двухрядный	<i>H, П</i>
Роликовый конический	<i>H, П</i>
Шариковый упорный	<i>H, В</i>
Роликовый упорный	<i>H</i>

В зависимости от класса точности к подшипнику предъявляют определенные требования по:

- а) допускам на габаритные размеры;

- б) точности вращения (биениям);
- в) чистоте поверхностей деталей;
- г) разноразмерности тел качения в одном подшипнике.

Кроме того, к ряду подшипников высоких классов точности (А, СА, С) предъявляют некоторые дополнительные требования:

- а) по волнистости дорожек качения колец;
- б) по моменту трения;
- в) по качеству металла.

С повышением класса точности подшипника увеличивается трудоемкость его изготовления и, следовательно, стоимость подшипников (см. табл. 52).

Таблица 52

**Трудоемкость изготовления подшипника в зависимости от класса его точности**

Класс точности подшипника	Отношение ориентировочной стоимости к стоимости подшипников нормального класса (Н) %	Класс точности подшипника	Отношение ориентировочной стоимости к стоимости подшипников нормального класса (Н) %
П	120	А	300
ВП	150	СА	550
В	180	С	800
АВ	250		

Для назначения класса точности подшипника при проектировании узлов следует исходить в основном из скоростей его вращения, а также из тех показателей, которые должен обеспечивать вращающийся узел.

Не следует применять подшипники высоких классов точности в узлах, где это не вызывается технической необходимостью, так как это приводит к значительному удорожанию изделия, поскольку (наряду с высокой ценой таких подшипников) высокая точность подшипника требует в соответствии с ГОСТ 3325—55 повышенной точности изготовления посадочных мест.

В настоящее время еще не выработана определенная методика, которой следует руководствоваться при выборе классов точности подшипников, однако накопленный опыт позволяет дать первые рекомендации по этому вопросу (см. табл. 53).

В ряде случаев, работая на сравнительно невысоких скоростях, подшипник должен обеспечивать наибольшую точность вращения или минимальное трение в узле, для чего применяют подшипники высокой точности (класса В и выше).

## Выбор класса точности подшипника

Разновидность подшипника	Узел, в который устанавливается подшипник	Внутренний диаметр подшипника <i>мм</i>	Скорость вращения $d \times n$ <i>мм·об/мин</i>	Смазка	Рекомендуемый класс точности подшипника
Шарикоподшипники радиальные и радиально-упорные однорядные	Главные опоры турбореактивных двигателей	20÷170	1 000 000 1 500 000 2 000 000	Жидкая, под давлением	<i>B, AB, A, CA, C</i>
	Редукторы	20÷200	100 000 500 000	Жидкая, барботаж	<i>П, В</i>
	Главные опоры поршневых двигателей	50÷150	300 000	Жидкая, барботаж	<i>П, В</i>
	Приводы двигателей, агрегаты	10÷50	100 000 500 000 1 000 000	Жидкая, под давлением или барботаж	<i>П, В, AB</i>
	Электроагрегаты	10÷100	300 000 500 000 750 000	Консистентная	<i>ВП, В, AB</i>
	Сверхскоростные узлы турбохолодильников	8÷20	1 000 000 1 500 000 2 000 000	Жидкая, под давлением	<i>АС, С, С (с дополнительными требованиями)</i>
	Механизмы управления	4÷40	Качательное движение	Консистентная	<i>НТ, НУ, Н</i>
Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами	Главные опоры турбореактивных двигателей	20÷170	1 200 000 2 000 000	Жидкая, под давлением	<i>B, AB, A, CA</i>
	Редукторы	20÷200	100 000 500 000	Жидкая, барботаж	<i>П, В</i>
	Главные опоры поршневых двигателей	50÷150	300 000	Жидкая, барботаж	<i>П, В</i>
	Приводы двигателей, агрегаты	20÷100	100 000 500 000 1 000 000	Жидкая, под давлением или барботаж	<i>П, В, AB</i>

Разнообразие подшипника	Узел, в который устанавливается подшипник	Внутренний диаметр подшипника <i>мм</i>	Скорость вращения $d \times n$ <i>мм·об/мин</i>	Смазка	Рекомендуемый класс точности подшипника
Шарикоподшипники двухрядные сферические	Агрегаты	10 ÷ 50	100 000	Жидкая, барботаж	<i>H, П</i>
	Механизмы управления	10 ÷ 50	Качательное движение	Консистентная	<i>H, HT</i>
Роликоподшипники сферические двухрядные	Редукторы	30 ÷ 100	100 000	Консистентная	<i>H, П</i>
	Механизмы управления	10 ÷ 100	Качательное движение	Консистентная	<i>H</i>
Роликоподшипники игольчатые	Агрегаты	20 ÷ 100	200 000	Жидкая, консистентная	<i>H, П</i>
	Механизмы управления	20 ÷ 200	Качательное движение	Консистентная	<i>H</i>
Роликоподшипники конические	Редукторы	20 ÷ 100	100 000	Жидкая, консистентная	<i>H, П</i>
	Авиаколесы	20 ÷ 100	50 000	Консистентная	<i>H, П</i>
Шарикоподшипники упорные и упорно-радиальные	Агрегаты	30 ÷ 100	100 000 400 000	Жидкая, барботаж	<i>H</i> <i>B</i>

## 2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ НА ИЗГОТОВЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ

Поставку подшипников и их деталей для серийных изделий авиационной техники производят по специальным единым техническим условиям, которые являются дополнением к общегосударственным стандартам на подшипники. Единые технические условия (ЕТУ) устанавливают технические требования на изготовление и контроль подшипников, а также определяют порядок ведения документации.

В ЕТУ входят следующие разделы:

1. Основные технические условия, регламентирующие общие положения, установленные в отношении технической документации

на все серийные подшипники и общие дополнительные технические требования. Так, в частности, в этих ТУ предусмотрено, что подшипники, поставляемые для изделий авиационной техники, должны удовлетворять гарантийную долговечность на 100 %.

Эти ТУ определяют гарантированную организацией-изготовителем долговечность подшипников как срок службы подшипника, соответствующий ресурсу изделия до первой переборки, установленному на основании официальных длительных испытаний изделий.

2. Технические условия на подшипники авиационных двигателей. Эти требования являются наиболее жесткими. В них, например, предусмотрены 100%-ная проверка подшипников на ожоги травлением и 100%-ный контроль подшипников на трещины методом магнитного порошка.

Этими же техническими условиями предусмотрено изготовление внутренних колец ряда тяжело нагруженных подшипников из трубной заготовки, а шариков и наружных колец этих подшипников из стали электрошлакового переплава.

3. Технические условия на группу подшипников, работающих в узлах воздушных винтов. По данным ТУ изготавливают основную массу роликовых упорных подшипников, работающих в узлах с качательным движением.

4. Технические условия на агрегатные подшипники, в том числе и подшипники, заполняемые при сборке рабочей консистентной смазкой.

В ТУ приведены, в частности, порядок заполнения закрытых подшипников смазкой и ее дозировку; в них предусмотрен режим обкатки указанных подшипников.

5. Технические условия на конические колесные подшипники.

6. Технические условия на подшипники, предназначенные для работы в узлах механизмов управления в основном с качательным движением, а также на шариковые упорные подшипники. По настоящим техническим условиям осуществляется, в частности, сборка шарикоподшипников тугой подборки (условное обозначение *НТ*), а также тонкостенных шарикоподшипников типа 900000.

7. Технические условия на приборные подшипники. Для ряда подшипников этой группы производят специальный отбор металла, а для большинства подшипников предусмотрен контроль регламентированного момента трения (трогания).

8. Технические условия на поставку деталей подшипников (шариков, цилиндрических роликов, игольчатых роликов).

### **3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ НА ИЗГОТОВЛЕНИЕ СВОБОДНЫХ ДЕТАЛЕЙ**

(шариков, цилиндрических роликов, игольчатых роликов)

Поставку шариков производят в соответствии с ГОСТ 3722—60.

По допускаемым отклонениям от номинальных диаметров шарика разделяют на четыре группы:

- а) группа *B* (высокого класса);
- б) группа *П* (повышенного класса);
- в) группа *H* (нормального класса);
- г) группа *P* (разного значения).

Таблица 54

Допускаемые отклонения диаметров шариков от номинальных значений

Номинальный диаметр шарика $d_{ш}$ мм		Допускаемые отклонения для групп всех степеней точности мм			
свыше	до	<i>B</i>	<i>П</i>	<i>H</i>	<i>P</i>
0,8	3	$\pm 0,0025$	$\pm 0,005$	$\pm 0,01$	$\begin{matrix} +0,025 \\ -0,05 \end{matrix}$
3	6	$\pm 0,005$	$\pm 0,010$	$\pm 0,025$	$\begin{matrix} +0,05 \\ -0,1 \end{matrix}$
6	10	$\pm 0,005$	$\pm 0,025$	$\pm 0,050$	$\begin{matrix} +0,075 \\ -0,15 \end{matrix}$
10	18	$\pm 0,01$	$\pm 0,05$	$\pm 0,1$	$\begin{matrix} +0,1 \\ -0,2 \end{matrix}$
18	30	$\pm 0,01$	$\pm 0,05$	$\pm 0,15$	$\begin{matrix} +0,15 \\ -0,3 \end{matrix}$
30	180	$\pm 0,02$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\begin{matrix} +0,3 \\ -0,4 \end{matrix}$
180	260	$\pm 0,02$	$\pm 0,1$	$\pm 0,25$	$\begin{matrix} +0,4 \\ -0,6 \end{matrix}$

Примечания. 1. Эти группы шариков не относятся к соответствующим классам точности подшипников по ГОСТ 520—55.

2. Для сборки подшипников применяют обычно шарики, у которых допускаемые отклонения диаметров находятся в пределах группы *H*.

В зависимости от допускаемых отклонений, от сферичности и разноразмерности в одной партии, а также от класса чистоты поверхности шарики имеют девять степеней точности (см. табл. 55).

Цилиндрические ролики поставляют в соответствии с техническими условиями.

По допускаемым отклонениям от номинальных размеров диаметра и длины ролики разделяют на следующие группы:

- а) группа *A* (особо высокого класса);
- б) группа *B* (высокого класса);
- в) группа *П* (повышенного класса);
- г) группа *H* (нормального класса);
- д) группа *P* (разного назначения);
- е) группа *E* (подшипниковая).

## Степени точности шариков

Степень точности шариков	Номинальный диаметр шарика		Допускаемые отклонения от сферичности (овальность, гранность)	Допускае- мая разно- размер- ность	Классы чистоты по- верхности по ГОСТ 2789—59
	<i>мм</i>				
	свыше	до	не более		
02	0,80	3	1	0,20	13
	3	6	1,5	0,30	
	01	3	0,15	0,30	
	3	6	0,20	0,40	
0		5	0,25	0,50	
I	0,80	30	0,50	1	12
	30	50	0,80	1,50	
II	0,80	30	1	2	11
	30	50	1,50	3	
	50	80	2	4	
III	0,80	30	1,50	3	10
	30	50	2	4	
	50	80	2,50	5	
IV	0,80	30	2,50	5	9
	30	50	3	6	
	50	80	4	8	
	80	120	10	20	
	120	180	15	30	
	180	260	25	50	
	0,80	30	5	10	9
	30	50	8	16	
	50	80	10	20	
V	80	120	20	40	8
	120	180	30	60	
	180	260	50	100	
VI	0,80	30	25	50	8
	30	50	40	80	
	50	80	60	120	
	80	120	80	160	
	120	180	100	200	
	180	260	125	250	

## Допускаемые отклонения роликов от номинальных значений

Группа	Диаметр роликов <i>мм</i>		Допускаемое отклонение (для всех степеней точности) <i>мм</i>	
	свыше	до	по диаметру	по длине
<i>A</i>	4,5	30	-0,010	-0,016
<i>B</i>	4,5	50	-0,020	-0,020
<i>П</i>	4,5	50	-0,030	-0,030
<i>H</i>	4,5	50	-0,050	-0,050
<i>P</i>	4,5	50	-0,100	-0,100
<i>E</i>	4,5	50	{ +0,016 -0,004	-0,500

Примечание. Данные наименования групп роликов не связаны с наименованием класса точности подшипников по ГОСТ 520—55.

В зависимости от допускаемых отклонений от формы ролики делят на пять степеней точности.

Таблица 57

## Допускаемые отклонения формы роликов

Диаметр роликов <i>мм</i>	Допускаемые отклонения в <i>мк</i>															
	по овальности и конусности						по гранности <sup>1</sup>					по полной перпендикулярности				
	для степени точности															
свыше	до	II	III	IV	V	VI	II	III	IV	V	VI	II	III	IV	V	VI
	10	0,5	1	2	3	5	1,5	3	6	9	—	6	8	20	30	—
10	18	0,5	1	2	3	5	1,5	3	6	9	—	8	10	25	30	—
18	30	1	1,5	3	4	10	3	4,5	9	12	—	10	15	30	40	—
30	40	1,5	2	3	5	10	4,5	6	9	15	—	12	18	40	50	—
40	50	1,5	2	3	5	10	4,5	6	9	15	—	15	25	50	75	—

<sup>1</sup> Измерения в призме с углом 60°.

Разноразмерность роликов по диаметру и длине одной отсортированной группы

Диаметр роликов мм		Разноразмерность по диаметру в мм					Разноразмерность по длине мм				
		для степени точности									
свыше	до	II	III	IV	V	VI	II	III	IV	V	VI
	10	1,5	3	4	5	10	8	8	10	15	—
10	18	1,5	3	4	5	10	8	8	10	15	—
18	30	3	4,5	5	10	20	10	10	15	—	—
30	40	4	6	8	15	30	10	10	20	—	—
40	50	4	6	8	15	30	10	10	20	—	—

В некоторых случаях необходимо применять ролики с выпуклой образующей (бомбиной), при этом величина выпуклости устанавливается в соответствии с табл. 59.

Таблица 59

Зависимость выпуклости образующей ролика от его длины

Номинальная длина ролика мм		Величина выпуклости образующей (на диаметр) мм
свыше	до	
	6,5	0,005÷0,02
6,5	10	0,01÷0,025
10	14	0,015÷0,03
14	17	0,015÷0,035
17	22	0,015÷0,04
22	24	0,02÷0,045
24	27	0,02÷0,05
27		0,03÷0,06

Для работы при повышенных температурах ролики могут изготавливаться со специальной термообработкой. В обозначении таких роликов указывают соответствующий индекс термообработки (Т2, Т3, Т4, Т5, Т6 в зависимости от температуры высокого отпуска, см. табл. 60).

Таблица 60

## Твердость роликов в зависимости от температуры отпуска

Температура отпуска °С	Твердость <i>HRC</i>	Условное обозначение температурного отпуска
250	57—62	T2
300	Не менее 54	T3
350	Не менее 51	T4
400	Не менее 48	T5
450	Не менее 44	T6

Игольчатые ролики поставляют по ГОСТ 6870—54. Допускаемые отклонения: на диаметр роликов  $-0,01$  мм, на длину  $_{-0,4}^{-0,2}$  мм.

Игольчатые ролики обычно комплектуют по диаметру таким образом, чтобы в каждой отсортированной группе разность между наибольшим и наименьшим диаметрами не превышала 0,005 мм.

Игольчатые ролики изготовляют из стали ШХ15 и термически обрабатывают до твердости *HRC* 61—65.

#### 4. ЗНАЧЕНИЯ ИНДЕКСОВ, ВХОДЯЩИХ В УСЛОВНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ

Основное условное обозначение подшипников определяется ГОСТ 3189—46, который предусматривает следующее значение цифр, входящих в обозначение подшипников в зависимости от занимаемого ими места.

Место цифр в условном обозначении (считая справа)	Значения цифр
1 и 2-е	Внутренний диаметр подшипника
3 и 7-е	Серия подшипника
4-е	Тип подшипника
5 и 6-е	Конструктивные особенности

В условном обозначении подшипника наряду с основными цифровыми знаками могут быть дополнительные, характеризующие изменение металла деталей подшипников, изменение конструкции и специальные технические требования к подшипникам.

**Индексы, проставляемые справа от основного цифрового  
обозначения подшипника**

Отличительные признаки	Дополнительные знаки	
	при первом исполнении	при последующих исполнениях
Детали подшипников из нержавеющей стали	<i>Ю</i>	<i>Ю1, Ю2, Ю3</i> и т. д.
Кольца и тела качения из цементированной стали	<i>Х</i>	<i>Х1, Х2, Х3</i> и т. д.
Детали подшипников из теплоустойчивых сталей	<i>Р</i>	<i>Р1, Р2, Р3</i> и т. д.
Сепаратор массивный из графитированной стали	<i>Г</i>	<i>Г1, Г2, Г3</i> и т. д.
Сепаратор массивный из безоловянистой бронзы	<i>Б</i>	<i>Б1, Б2, Б3</i> и т. д.
Сепаратор массивный из алюминиевого сплава	<i>Д</i>	<i>Д1, Д2, Д3</i> и т. д.
Сепаратор из латуни <sup>1</sup>	<i>Л</i>	<i>Л1, Л2, Л3</i> и т. д.
Сепаратор из текстолита	<i>Е</i>	<i>Е1, Е2, Е3</i> и т. д.
Конструктивные изменения деталей подшипников <sup>2</sup>	<i>К</i>	<i>К1, К2, К3</i> и т. д.
Дополнительные требования к подшипнику (по чистоте поверхностей деталей, по внутренним зазорам, по специальным покрытиям)	<i>У</i>	<i>У1, У2, У3</i> и т. д.

<sup>1</sup> К обозначению подшипников с короткими цилиндрическими роликами, имеющими массивные латунные сепараторы на заклепках, дополнительный индекс „*Л*“ не присваивается.

<sup>2</sup> В обозначении подшипников с короткими цилиндрическими роликами индекс „*К*“ обозначает железный штампованный сепаратор.

Дополнительные индексы, указанные в табл. 61, проставляются непосредственно в чертежах подшипников.

Справа от чертежного обозначения подшипника проставляют индексы, указывающие следующие характеристики подшипников (см. табл. 62).

Слева непосредственно от цифрового обозначения подшипника ставят одну или две буквы (*П, ВП, В, АВ, А, СА, С*), обозначающие класс точности подшипника по ГОСТ 520—55.

Слева, перед классом точности подшипника, может проставляться цифра, указывающая ряд радиального зазора по действующим нормативам, с которым собирается данный подшипник.

## Дополнительные индексы

Дополнительный индекс	Характеристика
<i>T1, T2, T3</i> и т. д.	Специальные требования к термообработке деталей
C1	Подшипники закрытого типа, заполняются смазкой ОКБ-122-7
C2	Подшипники закрытого типа, заполняются смазкой ЦИАТИМ-221
C3	Подшипники закрытого типа, заполняются смазкой ВНИИНП-222
C4	Подшипники закрытого типа, заполняются смазкой ЦИАТИМ-221С
C5	Подшипники закрытого типа, заполняются смазкой ЦИАТИМ-202
C6	Подшипники закрытого типа, заполняются смазкой ПМФС-4С
C7	Подшипники закрытого типа, заполняются смазкой ВНИИНП-211
C8	Подшипники закрытого типа, заполняются смазкой ВНИИНП-235
<i>Ш</i>	Специальные требования к подшипнику по шуму

Примечание Индексы, предусмотренные данной таблицей, в чертежи подшипников не вносят; они указываются в технических условиях на изготовление подшипников.

### Пример расшифровки полного условного обозначения подшипника

*7ВП180504ЕТ2С4* — шарикоподшипник с двусторонним уплотнением, с текстолитовым сепаратором класса точности *ВП*; радиальный зазор подшипника соответствует седьмому ряду действующих нормативов ( $0,018 \div 0,033$  мм); отпуск колец подшипника производится при температуре  $250^\circ\text{C}$ ; подшипник при сборке заполняют рабочей консистентной смазкой ЦИАТИМ-221С.

Индексы, проставляемые слева от цифрового обозначения подшипника, указывают только в технических условиях на данные подшипники.

---

## Глава IX

# ХРАНЕНИЕ И ПЕРЕКОНСЕРВАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ

### 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

На предприятиях, изготавливающих, а также ремонтирующих авиационные конструкции, имеется определенный запас подшипников, который определяется масштабами конкретного производства. В некоторых случаях подшипники хранятся на складах 4÷6 и более месяцев со дня их получения. В течение этого времени требуется тщательное хранение подшипников, исключающее появление на их деталях следов коррозии.

Следует помнить, что смазка и упаковка подшипников на предприятиях подшипниковой промышленности обеспечивает их сохранность против коррозии в течение 12 месяцев со дня выпуска при условии соблюдения определенных правил хранения. По истечении 12-месячного срока хранения подшипников они должны быть перекопсервированы по определенной технологии.

Кроме того, в районах с повышенной влажностью сроки хранения подшипников до перекопсервации иногда следует сократить, установив их путем осмотра состояния подшипников после 6- и 9-месячного хранения на складе.

### 2. ПРИЕМКА ПОДШИПНИКОВ ПОТРЕБИТЕЛЕМ

В ряде случаев подшипники от организации-изготовителя до потребителя могут транспортироваться в различное время года (в большие морозы, в сильную жару) и в условиях, отличающихся от тех, которые предусмотрены соответствующими инструкциями.

В связи с этим предприятие-потребитель должно произвести выборочный осмотр полученных подшипников для определения следов коррозии. После проверки наружной и внутренней упаковки отобранных для осмотра подшипников последние подвергаются раскопсервации.

Если хотя бы на одном из осмотренных подшипников обнаружена невооруженным глазом коррозия, производят повторную проверку с осмотром удвоенного количества образцов. Если коррозия

обнаружена и при повторной проверке, всю партию подшипников забраковывают с оформлением соответствующего рекламационного акта.

### 3. УСЛОВИЯ ХРАНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ НА СКЛАДЕ

Основным требованием, предъявляемым к складскому помещению, является соблюдение постоянной температуры и невысокой влажности. Резкие колебания температуры способствуют появлению коррозии; температура воздуха в складском помещении должна быть постоянной в пределах  $+5—+25^{\circ}\text{C}$  (суточное колебание температуры не должно превышать  $5^{\circ}\text{C}$ ). Относительная влажность воздуха в помещении склада не должна превышать 60% и в отдельные периоды времени года 70%.

Складское помещение должно иметь асфальтированные полы, центральное отопление, вентиляцию и противопожарные средства.

Стеллажи для хранения подшипников должны быть деревянными или с деревянным настилом, при этом влажность дерева не должна превышать 18%. Нижняя полка стеллажа должна быть поднята над полом на высоту не менее 0,2 м. Стеллажи должны быть покрыты масляной краской, полки стеллажей застланы влаго-непроницаемой бумагой.

### 4. УСЛОВИЯ ХРАНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ НА ПРЕДПРИЯТИИ

Полученный со склада подшипник расконсервируют по методике, приведенной ниже, после чего его отправляют для установки в узел.

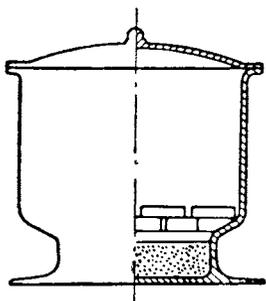
Между расконсервацией подшипника и его установкой должно пройти не более двух часов, т. е. чтобы подшипник без смазки находился не более этого времени.

Когда по условиям производства подшипник после его расконсервации до монтажа может пребывать в цехе более двух часов, должно быть предусмотрено специальное его хранение. Виды хранения могут быть следующие:

а) поместить подшипник в специальный стеклянный герметичный сосуд — эксикатор (фиг. 121). В нижней части этого сосуда находится неорганическое вещество,

обладающее способностью впитывать влагу из атмосферы, — силикагель.

По мере использования силикагель подлежит замене, причем бывший в употреблении продукт не выбрасывают; его свойства восстанавливаются просушкой его при температуре до  $130—150^{\circ}\text{C}$  в течение двух часов.



Фиг. 121. Эксикатор для хранения подшипников.

Практика показывает, что этот способ защиты подшипников от коррозии является весьма эффективным и довольно удобным в производстве для подшипников малых и средних габаритных размеров;

б) завертывать подшипник во влагонепроницаемую бумагу, пропитанную летучим ингибитором. Действие ингибитора заключается в том, что он, находясь в газообразном состоянии, окружает подшипник средой, защищающей металл от коррозии. В последнее время в качестве ингибиторов применяют нитрит дициклогексиламина и карбонат моноэтаноламина;

в) хранить подшипники в ваннах — металлических противнях, наполненных минеральным маслом. Этот способ проверен и весьма приемлем для крупного производства — потребителя ответственных крупногабаритных подшипников (так, например, для предприятий, изготовляющих турбореактивные двигатели).

Для защиты от коррозии на более продолжительное время подшипники подвергают консервации, которая состоит из предварительной очистки поверхностей, промывки и самой консервации.

Очистку поверхностей от загрязнений и удаление влаги с рук лучше всего производить в 2%-ном водном растворе кальциевого или натриевого мыла, подогретом до температуры  $75 \div 95^\circ\text{C}$  с выдержкой подшипника в ванне в течение 2 мин. Мыльный раствор удаляют с поверхностей подшипника последующей промывкой в горячем минеральном масле (рекомендуется применять масла низкой вязкости, и, в частности, веретенное 2 или 3), нагретом до температуры  $85 \div 95^\circ\text{C}$ ; время промывки во второй ванне 2 мин.

Далее подшипник погружают в ванну с защитной смазкой, нагретой до температуры  $110 \div 120^\circ\text{C}$  для предупреждения попадания капель мыльного раствора в смазочные ванны.

В качестве защитной смазки применяют пушсмазку или технический вазелин. Подшипники выдерживают в ванне в течение двух минут, причем до и после этого периодически его погружают в ванну.

Состав четвертой (последней) ванны такой же, как и третьей; в этой ванне производится консервация подшипника. Путем кратковременного двух- и трехкратного погружения в ванну со смазкой, температура которой  $60 \div 70^\circ\text{C}$ , на подшипник наносят слой защитной смазки.

До погружения в консервационную смазку подшипник необходимо охладить до температуры  $60 \div 70^\circ\text{C}$ ; если поместить подшипник, температура которого  $110 \div 120^\circ\text{C}$  (в соответствии с температурой в третьей ванне), в консервационную смазку, температура которой  $60 \div 70^\circ\text{C}$ , без охлаждения, то подшипник покроется слоем смазки недостаточной толщины.

Консервацию закрытых подшипников, заполняемых при сборке рабочей консистентной смазкой, после проверки на коррозию производят нанесением защитной смазки на поверхности намазыванием.

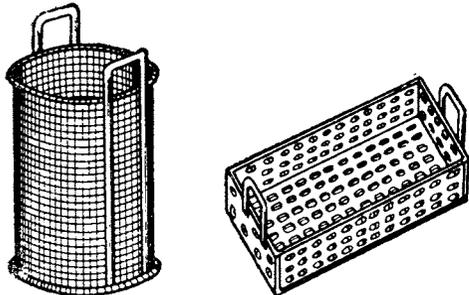
В качестве защитной смазки могут применяться как рабочие смазки, так и специальные предохранительные: пушсмазка, технический вазелин.

### 5. ПЕРЕКОНСЕРВАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ

По прошествии гарантийного срока хранения подшипников предприятия-потребители должны произвести их переконсервацию.

Процесс переконсервации подшипников состоит из промывки, смазки, упаковки.

Промывка подшипников для удаления слоя смазки производится в минеральном масле (веретенное 2 или 3), нагретом до температуры  $90 \div 100^\circ \text{C}$ . Подшипники закрытого типа не промываются; наружный слой смазки с этих подшипников удаляется специальной салфеткой.



Фиг. 122. Кассеты для загрузки подшипников в ванны.

Промытые в масле подшипники после охлаждения промывают в бензине с добавкой  $6 \div 8\%$  минерального масла и отправляют их в ОТК на контроль. При отсутствии на деталях подшипников коррозии последние консервируют (при наличии даже незначительных следов коррозии подшипники консервации не подвергают).

Консервацию производят в специальных металлических ваннах с электрическим подогревом; ванны снабжают крышками.

Загрузку подшипников в ванны производят с помощью специальных кассет (фиг. 122), изготовленных из тонкой железной проволоки или листового железа толщиной  $0,1-1 \text{ мм}$ .

Перед загрузкой в ванны с маслом поверхности подшипников очищают от смазки и удаляют с них мыльный раствор.

### 6. СНЯТИЕ КОРРОЗИИ С ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ

Удалить коррозию с деталей подшипников можно в тех случаях, когда поражены незначительные по площади участки, расположенные на нерабочих поверхностях. Следы коррозии на дорожках качения колец, на телах качения являются достаточным основанием для отбраковки подшипников. Удаление коррозии с нерабочих поверхностей деталей подшипников производится в следующем порядке:

1. Подшипники и их детали, смазанные защитной смазкой, прогревают в ванне с минеральным маслом (типа веретенного) при температуре  $80 \div 95^\circ \text{C}$  для удаления смазки, дают стечь маслу

и после полного остывания (до нормальной температуры) промывают в бензине или керосине (подшипники, не смазанные защитной смазкой, обезжиривают лишь в щелочном растворе, не промывая в масле и бензине).

2. Освобожденные от смазки подшипники окончательно обезжиривают при температуре  $75 \div 90^\circ \text{C}$ , выдерживают в течение не менее 5 мин в щелочном растворе одного из следующих составов:

Состав ванны	Содержание компонентов	
	растворы	
	I	II
Едкий натр	10 г	—
Сода кальцинированная	30 г	—
Тринатрийфосфат	30 г	—
Мыло оленно-натриевое	—	20 г
Вода	1000 г	1000 г

3. Обезжиренные подшипники промывают в горячей воде ( $75\text{—}95^\circ \text{C}$ ) и затем в проточной водопроводной воде.

4. Обезжиренные и промытые подшипники или детали погружают для удаления коррозии в раствор следующего состава:

Хромовый ангидрид . . . . .	150 г
Ортофосфорная кислота, удельный вес 1,7 . . . . .	85 г
Вода . . . . .	1000 г

Температура раствора  $85 \div 95^\circ \text{C}$ , выдержка  $25 \div 60$  мин в зависимости от степени поражения коррозией.

Ванны для обезжиривания и травления оборудуют вентиляцией. Предлагаемый состав растворяет продукты коррозии, не разрушая основной металл — сталь. Результаты действия коррозии — раковины, точки, пятна — остаются, но уже обезврежеными.

Сепараторы из цветного металла при продолжительном (свыше 30 мин) пребывании подшипника в ванне с хромовым ангидридом и фосфорной кислотой изменяют цвет и несколько теряют вес. Поэтому описанный метод удаления коррозии можно применять к подшипникам с сепараторами из цветного металла лишь при незначительной коррозии на кольцах и непродолжительном пребывании подшипников в ванне.

При глубокой коррозии, которая отражается на механических свойствах подшипников, последние подлежат отбраковке.

5. После снятия коррозии подшипники промывают пятикратным погружением и встряхиванием в проточной водопроводной воде.

6. Промытые в воде подшипники погружают (при нормальной температуре) на 15 мин в следующий раствор:

Триэтаноламин . . . . .	8÷10 г	(Для обработки в ваннах подшипники помещают в кассеты или навешивают на крючки). После этого проверяют, нет ли коррозии.
Нитрид натрия . . . . .	2÷3 г	
Вода . . . . .	1000 г	

7. После контроля подшипники подвергают консервации по обычной технологии.

## 7. УПАКОВКА ПОДШИПНИКОВ

После промывки и смазки подшипники выдерживают до полного охлаждения. Это необходимо для того, чтобы нанесенная на поверхность деталей смазка застыла и не стекала с них.

Далее подшипники заворачивают в противокоррозионную бумагу и укладывают в картонные коробки.

Переконсервированные подшипники отправляют для хранения на склад.

Ответственность за сохранность подшипников после их переконсервации несет потребитель.



---

---

## *Глава X*

### **МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ, ВЫШЕДШИХ ИЗ СТРОЯ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Безопасность полета во многом зависит от надежности работы подшипников в узлах летательных аппаратов, поэтому правильное установление причин выхода из строя подшипников имеет большое значение для разработки эффективных профилактических мероприятий.

Для установления причин преждевременного выхода подшипников из строя нередко требуется проведение испытаний подшипников и узлов, тщательное исследование качества материала, проведение измерений деталей подшипников и подшипниковых узлов, экспериментальное определение действующих нагрузок и т. д. Изложенная в настоящей главе методика исследования подшипников обобщает опыт работы ряда предприятий и организаций и в течение ряда лет успешно применяется на практике. Она состоит из исследования, проводимого на месте, где обнаружена неисправность в механизме, и лабораторного исследования, проводимого, как правило, совместно работниками подшипниковой промышленности и предприятия-изготовителя изделия.

#### **1. ПОРЯДОК ИССЛЕДОВАНИЯ**

При изучении отказов в работе механизмов, в которых применяются подшипники, установлено, что далеко не во всех случаях первопричиной поломок являются сами подшипники. Во многих случаях подшипники выходят из строя вследствие нарушения нормальных условий работы механизма. Поэтому при исследовании случаев выхода из строя подшипников в обязательном порядке изучают состояние всех остальных деталей, входящих в подшипниковый узел, кроме того, рассматривают работу механизма в целом.

При изучении причин выхода из строя подшипников на первом этапе устанавливают предполагаемую причину дефекта или отказа механизма (без его разборки), на втором этапе устанавливают истинные причины дефекта узлов (после их разборки). Оконча-

тельное заключение делается совместно работниками подшипниковой промышленности и предприятия-изготовителя механизма.

Лабораторное исследование состоит из четырех основных этапов:

- а) предварительное ознакомление с объектом исследования по документации и внешний осмотр;
- б) оценка качества изготовления и материала деталей;
- в) анализа условий работы;
- г) обобщения результатов исследования и установления причин поломки деталей.

## **2. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОЗНАКОМЛЕНИЕ (ПО ДОКУМЕНТАЦИИ) С ОБЪЕКТОМ ИССЛЕДОВАНИЯ И ВНЕШНИЙ ОСМОТР**

Лабораторное исследование подшипника начинают с ознакомления с документацией, присланной вместе с подшипником и деталями подшипникового узла. Далее производят внешний осмотр разрушенных и поврежденных деталей подшипника и подшипникового узла. При ознакомлении с объектом исследования оценивают общее время, отработанное подшипником до поломки, условия эксплуатации подшипника, обстоятельства поломки и т. д., устанавливают комплектность деталей, поступивших на исследование, изучают режим работы узла и изделия в целом.

На основании предварительного ознакомления с объектом исследования устанавливают характер дефекта или поломки, составляют план исследования и предварительно решают вопрос о возможных причинах разрушения подшипника. При этом учитывают материалы ранее проводившихся исследований, а также имеющиеся статистические данные. Практикой установлено, что в большинстве случаев после поломки подшипника часто происходит повреждение и разрушение сопряженных с ним деталей и узлов. Поэтому при внешнем осмотре сначала выявляют, какая из деталей разрушилась первой. После этого устанавливают последовательность разрушения остальных деталей. Характер разрушения деталей определяют с учетом их конструктивных особенностей и технологических факторов изготовления.

Первую разрушенную деталь определяют по степени и характеру разрушения деталей подшипника и узла, а также из анализа имеющихся на них повреждений. Наличие усталостного повреждения (выкрашивания) на деталях подшипника дает основание утверждать, что именно эти детали разрушились первыми. В некоторых случаях усталостное повреждение обнаруживают одновременно на ряде деталей подшипника; в этом случае делают заключение, что первой начала разрушаться наиболее напряженная деталь (как правило, внутреннее кольцо подшипника).

Очагом зарождения усталостного повреждения являются концентраторы напряжений, которые подразделяются на конструктив-

ные (ослабленные сечения деталей подшипника, галтельные переходы, отверстия для смазки) и технологические концентраторы напряжений (закалочные трещины, риски, вмятины, забоины, участки металлургических и др. дефектов материала).

Почти все разрушения деталей происходят по концентраторам напряжений. Поэтому важным этапом при внешнем осмотре объекта исследования является выявление и правильная оценка концентратора напряжений.

По расположению участка усталостного выкрашивания относительно внешних контуров детали иногда можно установить, какими действующими силами вызвано разрушение детали. При установлении причин выкрашивания, помимо выявления характера действующих нагрузок, нужно оценить степень перегрузки. Величина перегрузки во многих случаях позволяет судить и об отработанном времени, после которого появился дефект, повлекший за собой разрушение, и о роли концентратора напряжений. Степень перегрузки подшипника при разрушении можно оценить по интенсивности повреждений его деталей поверочным расчетом или экспериментальной оценкой фактически действующих сил.

Повреждение деталей узла во многих случаях характеризует характер и причину перегрузки подшипника. Для правильной оценки взаимных повреждений подшипника и узла необходимо хотя бы предположительно установить время, отработанное до появления дефектов. Так, если по характеру повреждений деталей узла видно, что они образовались до поломки подшипника, то эти повреждения могли способствовать разрушению подшипника. Иногда можно установить, что повреждение деталей узла произошло в процессе разрушения подшипника. Но если эти повреждения деталей узла в какой-то мере отличаются от тех, какие должны быть при обычном разрушении подшипника, то можно сделать предположение относительно того, что имело место нарушение нормальных условий работы узла.

### **3. ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ИЗГОТОВЛЕНИЯ И МАТЕРИАЛА ДЕТАЛЕЙ**

Оценка качества изготовления и материала деталей состоит из двух этапов — дефектации деталей и исследования материала.

При дефектации деталей подшипника проводят необходимые измерения для установления соответствия геометрических размеров деталей размерам, указанным в чертежах и технических условиях. Измеряют также глубину рисок, остроты подрезов и т. д. Кроме того, при дефектации оценивают чистоту обработки рабочих поверхностей, определяют характер внешних повреждений, коррозионных раковин, вмятин и т. д.

Физические методы контроля не являются универсальными. Каждый метод можно применить лишь для выявления определенных видов дефектов. Наиболее надежными методами контроля,

получившими широкое распространение, являются рентгеновский, магнитный, магнитнолюминесцентный, люминесцентный, ультразвуковой, метод красок, а также еще недостаточно распространенные индукционный, термоэлектрический и др. Для обнаружения дефектов в каждом конкретном случае следует применять подходящий для данного случая метод, имеющийся в распоряжении исследователя. При этом нужно учитывать ограничивающие условия его применения и по возможности сочетать его с другими методами. Следует учитывать, что при имеющихся в настоящее время физических методах контроля некоторые виды скрытых дефектов при определенных условиях не всегда могут быть обнаружены. Наиболее часто встречающимся дефектом деталей являются трещины.

Они могут иметь металлургическое происхождение, могут быть шлифовочные, закалочные, травильные, усталостные и др.

Трещины, возникшие из-за металлургических дефектов, располагаются в местах скопления пор, волосовин и других пороков металла.

Шлифовочные трещины располагаются на шлифованных поверхностях деталей обычно перпендикулярно движению шлифовального камня. На цилиндрической поверхности детали подшипника шлифовочные трещины располагаются в продольном направлении. Однако иногда под действием эксплуатационных напряжений шлифовочные трещины изменяют свою первоначальную ориентацию или даже образуют сетку трещин. Вторым отличительным признаком шлифовочных трещин являются их относительно малая протяженность и групповое расположение.

Закалочные трещины обычно располагаются на тех участках, где резко изменяется жесткость или сечение детали. Отличительной особенностью закалочных трещин может быть в некоторых случаях их зигзагообразная форма.

Усталостные трещины располагаются в зоне действия наибольших напряжений перпендикулярно к полю нормальных растягивающих напряжений.

Травильные трещины в деталях подшипников, находящихся в напряженном состоянии, образуются под действием кислот.

Измеряя детали, устанавливают соответствие геометрических размеров и формы детали, указанным в чертеже, а также оценивают поверхностные концентраторы напряжений в виде подрезов галтельных переходов, рисок, коррозионных раковин, вмятин и т. д. Измерения аварийных деталей имеют ряд специфических особенностей. В некоторых случаях при оценке геометрических размеров деталей измерения играют подсобную роль. В тех случаях, когда при внешнем осмотре выявлены признаки неправильного монтажа узла, обязательно проверяют регулировочные зазоры.

Качество обработки поверхностей деталей оценивают профилографированием и профилометрированием. В большинстве случаев

участки поврежденных деталей, на которых требуется оценить качество обработки, имеют неровную форму. В таких случаях качество обработки можно оценить с помощью двойного микроскопа или интерферометра Линника.

При осмотре подшипников в первую очередь производят оценку состояния поверхностей качения. Эти поверхности вначале тщательно промывают, после чего осматривают визуально при рассеянном свете. После визуального осмотра детали осматривают под микроскопом (желательно бинокулярным) при  $10 \div 50$ -кратном увеличении. Выявленные дефекты сравнивают с допустимыми. Методом слепков или вырезки темплетов можно оценить характер и глубину различных вмятин, коррозионных язв и раковин. Для этой цели можно также применить глубиномеры с остро заточенной ощупывающей иглой.

Качество материала исследуют для проверки соответствия материала разрушившейся детали требованиям технических условий. Когда имеются основания считать, что одним из основных факторов, способствовавших разрушению, являлся дефект материала, проводят более детальное и углубленное исследование материала. Такие исследования следует проводить в том случае, когда анализом всех конструктивных и эксплуатационных факторов не выявлены причины поломки и возможной причиной ее могут быть только дефекты материала. Для подтверждения этого в ряде случаев сопоставляют разрушенную деталь с аналогичной (ранее исследованной), дефекты материала которой уже определены. Фактором, указывающим на разрушение детали вследствие дефектов материала, может служить расположение очага зарождения выкрашивания.

Важными внешними признаками обнаружения дефекта материала могут быть зарождение выкрашивания от подповерхностных слоев металла, ориентация трещины на участке ее зарождения по направлению предполагаемого дефекта (волосовин при продольном, шлифовочных трещин при поперечном расположении и т. д.), наличие вблизи зарождения изломов дефектов, выявленных при дефектации.

Правильно проведенный анализ внешнего состояния деталей и условий работы, дефектация и исследование качества материала в подавляющем большинстве случаев позволяют сделать объективное заключение о причине поломки. Исследование качества материала может проводиться и с целью подкрепления выводов, полученных при анализе внешнего состояния разрушившихся и поврежденных деталей. Контрольные стандартные лабораторные анализы материала проводят в тех случаях, когда нужно документально показать, что разрушение детали не связано с качеством материала.

Исследование качества материала аварийных деталей состоит из металлографического макро- и микроанализа, химического (или спектрального) анализа, замера твердости, технологических проб.

#### 4. АНАЛИЗ УСЛОВИЙ РАБОТЫ

Анализ условий работы вышедшего из строя подшипника включает изучение эксплуатационных, производственно-технологических и конструктивных факторов для оценки их влияния на условия нагружения и возможности появления перегрузки или ухудшения условий работы подшипника.

Анализ условий работы проводится на основании изучения внешнего состояния деталей. Основными методами выявления различных эксплуатационных, производственно-технологических и конструктивных факторов являются оценка взаимных повреждений подшипника и узла и изучение характера разрушений. При анализе условий работы разрушившегося подшипника необходимо в первую очередь изучить работу узла и изделия в целом.

Оценка эксплуатационных факторов вызывает обычно наибольшие затруднения вследствие того, что допущенные при эксплуатации или обслуживании нарушения или изменения нормальной работы часто сказываются не сразу, а постепенно.

Если производственные отступления в большинстве случаев можно установить прямым путем (измерением, дефектацией и т. п.), то эксплуатационные факторы обычно устанавливают только косвенным образом. Поэтому при анализе последних важное значение имеет изучение не только документации по эксплуатации и техническому обслуживанию (записей в формулярах и картах технического обслуживания), но и данных опроса эксплуатирующего персонала. Основа анализа эксплуатационных факторов — изучение и оценка условий эксплуатации и качества технического обслуживания. При этом необходимо учитывать квалификацию инженерно-технического и летного состава, эксплуатирующего технику.

При изучении условий эксплуатации и качества технического обслуживания необходимо оценить:

- а) наработку подшипника с начала эксплуатации;
- б) режимы работы узла, агрегата;
- в) особенности работы узла, изделия в процессе эксплуатации;
- г) характер отказа в работе узла, изделия при обнаружении поломки;
- д) выполнение регламентных работ и ремонтов, а также причины замены деталей или узлов.

Приведенный перечень не является исчерпывающим и в каждом отдельном случае должен быть дополнен, исходя из особенностей работы конкретного узла.

Оценка производственно-технологических факторов должна выяснять:

- а) соответствие деталей подшипника и узла чертежу, а также наличие на них различных поверхностных и подповерхностных дефектов технологического характера;

б) соответствие качества материала деталей подшипника требованиям технических условий.

Оценка конструктивных факторов должна выяснять:

а) соответствие подшипника заданным условиям работы;

б) повторяемость случаев разрушения или появления дефекта на деталях подшипника;

в) конструктивные недостатки подшипника и узла, которые имели место в процессе доводки изделия, а также выявленные при эксплуатационных испытаниях.

Когда разрушение подшипника происходит вследствие повышенных напряжений, при анализе конструктивных факторов исследуют возможности появления перегрузок подшипника. Исследования влияния конструктивных концентраторов напряжений в подшипнике могут быть проведены путем анализа характера разрушения, воспроизведения разрушения, замера действительных напряжений и анализа статистических данных по аналогичным разрушениям.

В отдельных случаях производят поверочные расчеты и экспериментальную оценку напряжений, в деталях определяют частоты и формы собственных колебаний узла. Эти исследования проводят в большей части тогда, когда разрушение подшипника имеет усталостный характер, но при этом либо отсутствуют концентраторы напряжений, либо установлено, что имеющиеся концентраторы не могли явиться причиной разрушения. Исследование частот и форм собственных колебаний узла производят по аналогичной неразрушенной детали, что дает возможность определить режимы работы, на которых возможно резкое возрастание циклических напряжений, которые могут привести к данному виду разрушения. Кроме того, исследование частот и форм собственных колебаний позволяет установить закон распределения циклических напряжений в узле при его работе.

Поверочные расчеты проводят в том случае, когда имеются предположения, что разрушение подшипника связано с недостаточной конструктивной его долговечностью. Напряжение в деталях подшипника измеряют тогда, когда требуется изучить действительные величины возникающих напряжений при его работе с учетом особенностей, связанных с изменением условий работы, местным нагревом, увеличением зазоров и др. Влияние напряжений оценивают, исходя из полученных результатов измерений и сравнения их с расчетными.

Поверочные стендовые испытания проводят в тех случаях, когда необходимо определить фактические запасы подшипника по грузоподъемности и оценить влияние на работоспособность каких-либо дефектов или изменения прочностных характеристик подшипника в зависимости от продолжительности работы.

## 5. ОБОБЩЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ ИССЛЕДОВАНИЯ И УСТАНОВЛЕНИЕ ПРИЧИН ПОЛОМКИ ДЕТАЛЕЙ

Окончательное заключение о причинах дефекта или поломки деталей подшипника в большинстве случаев может быть сделано только после обобщения и анализа всех результатов лабораторного исследования: внешнего осмотра, оценки качества изготовления и материала деталей, анализа условий работы. Поэтому каждый этап исследования должен быть оформлен в виде протоколов, актов или разделов отчета.

Как правило, в отчеты следует помещать те данные (таблицы, фотографии и другие материалы), которые необходимы для объяснения или доказательства каких-либо положений. В отчете, как правило, следует помещать фотографии только дефектных мест с описанием и анализом дефектов, а также причин и обстоятельств, которые привели к ним. Излишне также упоминание о незначительных обнаруженных дефектах, не имеющих прямого отношения к разрушению подшипника. Так, например, если монтажные или другие дефекты могли способствовать созданию дополнительных напряжений на разрушившейся детали, то они должны быть отмечены в отчете. В отдельных случаях в отчете можно описывать дефекты, которые не имели отношения к поломке, но свидетельствуют о неудовлетворительной организации производства, монтажа или эксплуатации подшипников.

Основной целью обобщения и анализа материалов лабораторного исследования является обоснование последовательности разрушения подшипника и установление причины.

Заключительной частью отчета являются выводы, заключение и рекомендации. Выводы должны содержать основные результаты проведенных работ, а по отдельным разделам — сопоставление полученных характеристик с техническими условиями.

На основании выводов делается окончательное заключение о причине выхода из строя подшипника.

На основании выводов по результатам исследования и заключения о причине дефекта или поломки разрабатывают рекомендации по предупреждению подобных поломок в будущем.

Разработка мероприятий по предупреждению подобных дефектов или поломок является завершающим этапом исследования.

Рекомендации могут предусматривать: улучшение конструкции, качества изготовления и эксплуатации, подшипников и узлов, а также изменение и дополнение существующей технологии и технических условий на изготовление и эксплуатацию подшипников, узлов и изделий; устранение недостатков и нарушений, которые могут иметь место при эксплуатации и техническом обслуживании летательных аппаратов. Рекомендации должны быть четко обоснованы, они не должны строиться на предположениях. При этом необходимо учитывать, что рекомендации могут быть эффективными только в тех случаях, когда точно установлены причины выхода подшипника из строя.

---

---

## Глава XI

### ПРИЧИНЫ ПРЕЖДЕВРЕМЕННОГО ВЫХОДА ПОДШИПНИКОВ ИЗ СТРОЯ

Качество изготовления подшипника является одним из основных факторов, определяющих его надежную работу. Не менее важными условиями, обеспечивающими требуемую долговечность подшипника, являются: правильное конструктивное выполнение подшипника и подшипникового узла, правильный выбор подшипника, качество монтажа подшипника в узле и т. д. Невыполнение этих основных условий может привести к снижению надежности работы подшипника, а в отдельных случаях, к преждевременному выходу его из строя.

Ниже рассмотрены наиболее характерные повреждения и разрушения подшипников, объединенные по основным причинам в 5 групп:

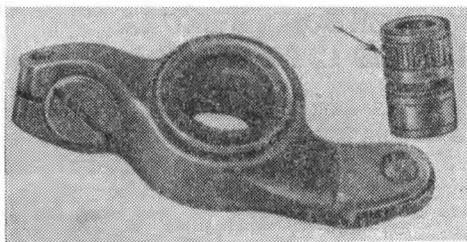
- 1) несоответствие подшипника условиям работы в узле;
- 2) некачественное выполнение подшипникового узла;
- 3) отступления при изготовлении подшипника;
- 4) нарушения условий монтажа;
- 5) нарушения условий эксплуатации.

#### 1. НЕСООТВЕТСТВИЕ ПОДШИПНИКА УСЛОВИЯМ РАБОТЫ В УЗЛЕ

Несоответствие подшипника условиям работы в узле может заключаться в неправильном выборе типа подшипника или его грузоподъемности. Неправильный выбор типа подшипника может привести к перегрузке как данного подшипника, так и подшипника, работающего с ним в паре. Кроме того, это может быть причиной разрушения сопряженных с подшипниками деталей. Так на кольцах упорного шарикоподшипника, работавшего при повышенной скорости, обнаруживались наклонные риски («елка») по внешнему краю дорожек качения. Это происходило вследствие гироскопического скольжения шариков при значительной скорости их переносного движения. Вместо упорного шарикоподшипника был установлен упорно-радиальный, который обеспечил надежную работу узла.

Применение подшипника, имеющего недостаточную грузоподъемность, может привести к аварийному разрушению как подшипникового узла, так и изделия. Рассмотрим ряд типичных примеров разрушений и выхода подшипников из строя вследствие их несоответствия условиям работы в узле.

**Пример № 1.** Одним из наиболее распространенных дефектов двигателей АИ-14Р являлось усталостное выкрашивание материала колец и шариков подшипников 211 передней опоры коленчатого вала. Нагрузки от коленчатого вала воспринимались двумя опорными подшипниками — передним шариковым 211 и задним роликовым 2212. Фактическая долговечность подшипника 211 составляла примерно 300 час, что не обеспечивало ресурс двигателя.



Фиг. 123. Рычаг клапана двигателя с ложным бринелированием на подшипнике.

Для повышения грузоподъемности передней опоры коленчатого вала двигателя шариковый подшипник 211 был заменен роликовым 2211, который при тех же габаритах имеет более высокий коэффициент работоспособности. Однако на вновь установленном под-

шипнике 2211 наблюдались случаи выкрашивания материала на дорожке качения внутреннего кольца в местах касания кромок роликов.

Это выкрашивание вызвано циклическим прогибанием коленчатого вала в процессе работы двигателя и вследствие этого взаимным перекашиванием наружного и внутреннего колец подшипника.

Для устранения выкрашивания в подшипнике 2211 были введены бомбинированные (бочкообразные) ролики, что обеспечило надежную работу подшипника при незначительном взаимном перекасе колец.

**Пример № 2.** На двигателях типа АШ-82 неоднократно выходили из строя подшипники 832901Б рычагов клапанов вследствие усталостного выкрашивания материала колец и тел качения (чаще всего выходят из строя подшипники рычагов клапанов выхлопа, что объясняется сравнительно большей напряженностью режимов работы этих подшипников).

Подшипники 832901Б комбинированные, состоят из трех рядов тел качения, из которых средний ряд заполнен шариками, а два крайних — роликами; эти подшипники совершают колебательные движения. На дорожках качения колец обнаружены местное смятие материала, называемое ложным бринелированием (фиг. 123), и усталостное выкрашивание материала колец и тел качения. Подобные повреждения объясняются следующим обра-

зом. Образовавшаяся в результате износа окись железа в смеси с продуктами окисления смазки дает подобие полировочной смеси, которая вызывает быстрый износ колец. В результате срок работы подшипника сокращается.

Вследствие того, что тела качения, совершая возвратные движения, заходят на участки, по которым они только что прошли, т. е. фактически по участкам, лишенным смазки, возникают пики давления, которые по расчету более чем в два раза превосходят давления в случае непрерывного движения.

К этому необходимо добавить, что подшипники рычагов клапанов испытывают циклические перекашивающие усилия и работают при повышенных температурах.

Были обработаны статистические данные по отбраковке подшипников 832901Б рычагов клапанов выхлопа по 1000 двигателям и около 600 дефектных подшипников исследованы лабораторными методами. На основании этой работы было установлено, что отбраковка подшипников закономерно увеличивается с их наработкой. Так, при наработке 700 час было забраковано 2,7% подшипников, при 1500 час — 4,9%, при 2000 час — 9,6%, при 2500 час — 19,8%.

Несмотря на явную связь образования указанного дефекта с отработанным временем, срок службы подшипников не был ограничен, так как разработанные методы их дефектации позволили своевременно изымать подшипники с недопустимыми повреждениями.

При анализе состояния подшипников оказалось, что ложное бринелирование на роликовых дорожках качения образуется на многих подшипниках даже до отработки первого межремонтного ресурса. Разрыв наружного кольца или заклинивание подшипника происходит только при разрушении дорожки качения шариков на внутреннем кольце. В связи с этим были разработаны следующие методы выявления начального его повреждения:

1. Уменьшен допустимый ремонтный осевой зазор в подшипнике с 0,35 до 0,30 мм, замеряемый в процессе ремонта двигателя. Измерением осевого зазора подшипников с последующей их разборкой было установлено, что при осевом зазоре свыше 0,35 мм на 99% подшипниках появляется повреждение шариковой дорожки качения внутреннего кольца, при зазоре 0,30÷0,35 мм — на 64% и при зазоре 0,25÷0,30 мм — только на 33%.

2. Разработан прибор (фиг. 124) для замера момента трения в подшипнике. Контролируемый подшипник вместе с рычагом устанавливают в горизонтальной плоскости на ось прибора, которая вращается с постоянными оборотами 10 об/мин. За счет трения качения в подшипнике рычаг с наружным кольцом проворачивается, отклоняя на определенный угол стрелку, соединенную с силовой измерительной пружиной.

Измерениями была установлена четко выраженная зависимость разрушения дорожки качения от момента трения в подшип-

нике. На основании проведенной работы был установлен допустимый момент трения в  $50 \text{ Г} \cdot \text{см}$ .

3. В процессе эксплуатации двигателей один-два раза за межремонтный срок вскрывают клапанные коробки для проверки регулировочных зазоров.

Одновременно с проверкой регулировочных зазоров рекомендована проверка осевых зазоров в подшипнике с помощью специального приспособления (фиг. 125). Приспособление крепят на шпильку клапанной коробки и перемещением рычага в осевом направлении от руки замеряют осевой зазор в подшипнике.

Опытной проверкой прибора в эксплуатации было установлено, что таким методом можно надежно выявить дефектные подшипники (с поврежденной дорожкой качения).

**Пример № 3.** На гидронасосе турбореактивного двигателя наблюдались неоднократные случаи выкрашивания материала дорожки качения роликового подшипника (фиг. 126), внутреннее кольцо которого изготовлено за одно целое с ротором из азотируемой стали 38ХМЮА. Этот дефект объясняется недостаточной грузоподъемностью подшипника.



Фиг. 124. Прибор для измерения момента трения в подшипнике 832901Б.

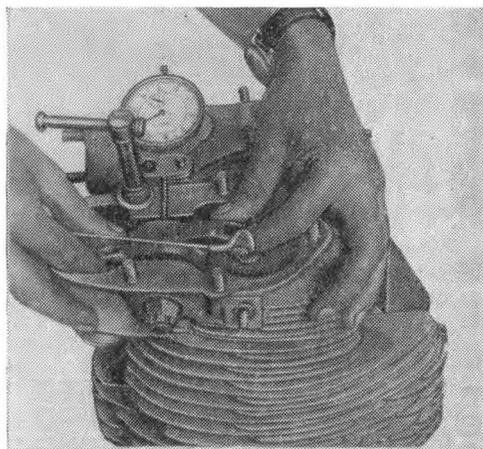
Увеличение размеров роликов, а также изготовления ротора из стали ШХ15, обладающей более высокой контактной выносливостью, обеспечило нормальную работу данного подшипникового узла.

**Пример № 4.** На шарнирных подшипниках ШВХ-6 качалок управления двигателями наблюдались случаи разрушения наружных колец подшипника. Изломы во всех случаях имели хрупкий характер (фиг. 127). Исследованием установлено, что основной причиной подобных разрушений являются крайне высокие пределы допустимой глубины цементации —  $0,6 \div 0,9 \text{ мм}$  при толщине стенки около  $2 \text{ мм}$ . На большинстве обследованных подшипников толщина слоя цементации была максимальной.

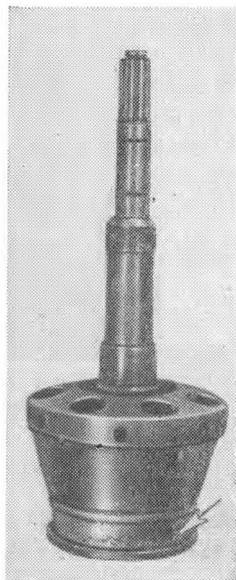
Повышенная толщина цементационного слоя снижает прочность детали, вследствие чего хрупкие трещины образуются иногда даже в процессе изготовления подшипников. Подобные трещины

были обнаружены и на отдельных новых подшипниках из партии, подвергнутой проверке. Уменьшение толщины слоя цементации исключило появление подобных дефектов.

**Пример № 5.** На одном из вертолетов за период его эксплуатации в течение 24 час в полете отказало управление хвостовым винтом вследствие разрушения радиально-упорного двухрядного шарикоподшипника 3056204 узла соединения оси поводка со штоком управления шагом лопастей хвостового винта. Разрушение подшипника сопровождалось грубым выкрашиванием, наволакиванием и раскаткой металла шариков и колец.



Фиг. 125. Приспособление для измерения осевого зазора в подшипнике 832901Б на двигателе.



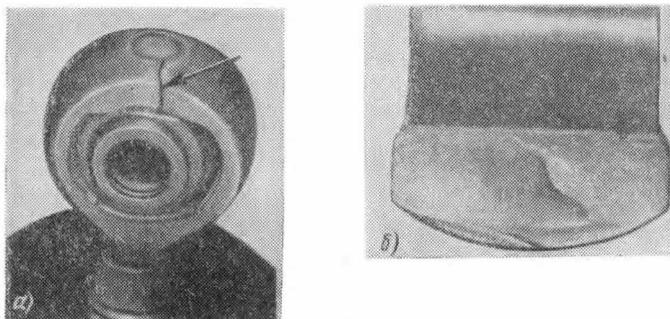
Фиг. 126. Краевое усталостное выкрашивание на роторе гидронасоса.

Изучение условий работы подшипника хвостового винта вертолета показало, что реальные условия работы подшипника существенно отличаются от условий, предусмотренных при подборе подшипника для данного узла, а именно: во время работы хвостового винта в условиях косой обдувки на подшипник 3056204, помимо осевой нагрузки, действуют значительные радиальные нагрузки. Появление дополнительных радиальных нагрузок обусловлено наличием зазора между осью поводка и текстолитовой направляющей, вследствие чего оказывается возможным перекося оси и поводка и передача нагрузок, вызывающих перекося, с оси поводка на шток управления через жестко связанный с ним подшипник. Как показали измерения, угол перекося оси поводка на втулке данного вертолета составил  $0,18-0,19^\circ$ .

Внешние нагрузки, вызывающие перекося, возникают при косо́й обдувке винта вследствие разницы усилий от шарнирных моментов лопастей, передаваемых по тягам поводков лопастей и на крестовину.

Схема нагружения подшипника при наличии момента, вызывающего перекося оси поводка, и зазор между осью поводка и текстолитовой направляющей показаны на фиг. 128.

Угол перекося  $\alpha$  в подшипниковой опоре зависит от величины зазора между осью поводка и текстолитовой втулкой. Наиболь-



Фиг. 127. Подшипник ШВХ-6 качалки управления насосами самолета.

*а*—с трещиной, *б*—излом по трещине.

ший угол перекося при работе винта данного вертолета определялся путем измерения с помощью индикатора качки (в миллиметрах) оси поводка в текстолитовой втулке и пересчета полученного значения на угол перекося.

Качка оси поводка измерялась в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Перед измерением ось поводка устанавливалась в положение, соответствующее малому шагу лопастей. В результате измерений получено, что качка  $K$  равна 0,25 и 0,35 мм. Принимая  $K=0,3$  мм, угол перекося подшипниковой опоры составлял  $\approx 0,187^\circ$ .

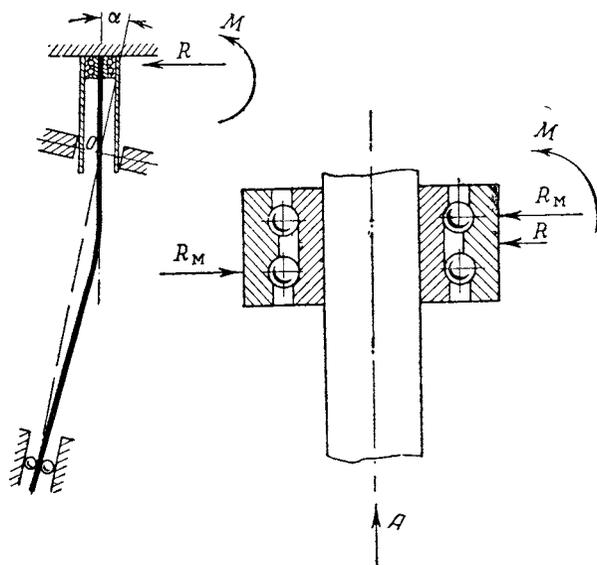
Жесткость при изгибе штока управления определялась непосредственным нагружением штока, жестко заделанного одним концом, и определением прогиба. Считая, что связь штока с заделкой осуществлена через подшипник на плече длиной 705 мм, нагрузка на подшипник, достаточная для создания угловой деформации штока и заделки, равной  $\alpha=0,036$  рад, составляла  $P=2$  кг.

Расчетная долговечность подшипника составляла 3000 час, а с учетом выявленной дополнительной нагрузки она понизилась в несколько раз.

На основании проведенных лабораторных исследований и расчетов было доказано, что одной из причин разрушения подшип-

ника 3056204 хвостового винта вертолета следует считать появление перекашивающих усилий.

Другим фактором, существенно снижающим работоспособность подшипника штока, является тугая посадка наружного кольца в корпусе, т. е. неправильный выбор типа посадки подшипника в ось поводка; при посадке подшипника с натягом по верхнему пределу, указанному в чертеже, не исключено появление дополни-



Фиг. 128. Схема нагружения подшипника 3056204 хвостового винта вертолета.

$A$ —осевая нагрузка,  $M$  и  $R$ —нагрузки на подшипник, возникающие в условиях работы винта при косо́й обдувке,  $\alpha$ —угол переко́са,  $R_M$ —нагрузка момента.

тельных нагрузок на тела качения, особенно в первые часы работы, когда размеры деталей подшипника не претерпели изменений вследствие износа.

После приведения условий работы подшипников в соответствие с ТУ и уточнения посадок случаев разрушения их в эксплуатации не наблюдалось.

**Пример № 6.** На одном самолете наблюдались случаи отказа игольчатых подшипников 884904, 914902 и 914900 кареток закрылков по причине повышенного неравномерного износа внешней хромированной поверхности наружных колец подшипников; в некоторых случаях подшипники разрушались. Для исследования причин возникновения указанных дефектов были разобраны по 10 подшипников каждого вида, взятых из числа отбракованных. Наряду с неравномерными повышенными износами на всех разобранных подшипниках 884904 и 914902 были обнаружены цвета побежа-

лости, неравномерно расположенные по поверхностям качения роликов наружных и внутренних колец.

Наличие перечисленных выше дефектов свидетельствует о неравномерном распределении нагрузок по ширине подшипников и общей их перегрузки в процессе эксплуатации. Факт массовой отбраковки подшипников при ремонте показывает, что отмеченные ненормальные условия работы являются характерными для подшипников механизма закрылков данного типа самолета.

В связи с этим следует отметить, что сочетание материалов в паре подшипник-монорельс выбрано неудачно. Известно, что одноименные материалы разной твердости наиболее склонны к образованию задиров. Это тем более относится к электролитическому хрому, как гомогенному металлу. Пара хром — по хрому даже в условиях обеспеченной смазки обладает низкой работоспособностью. В данном же случае имеет место сухое трение при значительных местных перегрузках.

Разрушение подшипников начинается с образования трещин наружного кольца. Поверхности изломов наружного кольца подшипника имеют хрупкое, неусталостное строение. Осмотром подшипников после разборки выявлено:

— поверхности качения внутреннего и наружного колец не имеют следов усталостного выкрашивания или других повреждений, свидетельствующих о первоначальном разрушении роликов; заклинивания подшипников также не обнаружено;

— на поверхностях качения внутреннего и наружного колец хорошо заметны неравномерно расположенные цвета побежалости;

— внешняя хромированная поверхность наружного кольца имеет следы неравномерного износа по ширине подшипника.

Состояние деталей разрушенных подшипников и строение изломов указывают на то, что разрушение подшипников вызвано действием однократных или мало повторяющихся больших перегрузок, неравномерно распределенных по ширине подшипника.

Монорельс имеет глубокие, свыше 1 мм, надирь нижней рабочей хромированной поверхности. Основная часть этих надиров является следствием первоначального разрушения подшипника. Это подтверждается наличием местных износов, расположенных вдоль краев изломов на внешней поверхности наружного кольца подшипника, твердость которого выше твердости основного материала монорельса более чем на 30%.

Таким образом, результаты исследования дают основание сделать следующие выводы:

1) характер повреждений деталей указанных подшипников механизма закрылков самолетов свидетельствует о том, что подобное разрушение подшипников вызвано действием больших однократных нагрузок;

2) дефекты, отмеченные при анализе состояния разрушенных и разобранных подшипников, взятых из числа отбракованных при

ремонте, свидетельствуют о неравномерном распределении нагрузок по ширине подшипников и перегрузке их отдельных участков;

3) материал ШХ15, применяемый для изготовления колец подшипников, обладая высокой хрупкостью, недостаточно противостоит динамическим нагрузкам, появляющимся в процессе эксплуатации.

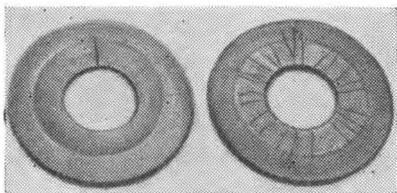
**Пример № 7.** В процессе эксплуатации воздушных винтов самолетов были случаи образования канавок (вмятин) на дорожках качения упорных роликоподшипников 9723, а также лунок у шариковых радиально-упорных подшипников 36206 (фиг. 129), глубина которых в некоторых случаях достигала 0,033 мм. Образование указанных вмятин связано с появлением при работе двигателя динамических пульсирующих нагрузок, действующих на лопасти винта и передающихся на подшипники. Канавки и лунки создавали повышенный момент трения и нарушали свободное изменение шага винта в полете.



Фиг. 129. Подшипник 36206 воздушного винта самолета со следами ложного бриллирования на дорожках качения колец.

## 2. НЕКАЧЕСТВЕННОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

**Пример № 8.** На двигателях АШ-62ИР обнаружены трещины на дистанционных шайбах подшипников рычагов клапанов впуска (фиг. 130). Строение изломов по трещинам имеет усталостный характер. При наличии клейм



Фиг. 130. Разрушенные шайбы рычагов клапанов выпуска двигателя АШ-62ИР.

очаг разрушения располагался у клейм, а у шайб, не имевших клеймения, усталостные трещины развивались от отверстия.

Образование усталостных трещин на шайбах вызвано перетяжкой болтов клапанной коробки, при которой боковые стенки коробки рычага клапана деформируются и становятся непараллельными. В результате этого шайбы воспринимают усилия от рычага не всей торцевой поверхностью, а только небольшим участком, что видно по кольце-

вым выработкам, появившимся на шайбах. Перетяжка вызвана неоднократным дотягиванием болтов в эксплуатации при техническом обслуживании двигателей с целью устранения течи масла из клапанных коробок, что приводит к поломке шайб подшипни-

ков. Для исключения этого дефекта потребовалось улучшить уплотнение и увеличить жесткость клапанной коробки.

**Существенное влияние на работоспособность** отдельных узлов авиационных конструкций, подшипники которых работают при

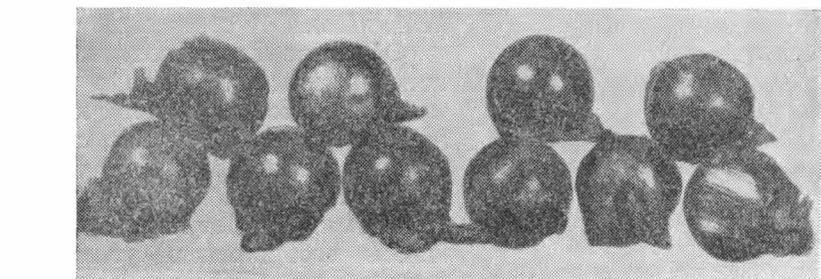
больших оборотах и значительных нагрузках, оказывает подача необходимого количества смазки. Нарушение режима смазки и охлаждения подшипника при работе узла так называемое «масляное голодание», которое в условиях эксплуатации может возникнуть в результате появления в маслосистеме какой-либо неисправности, нередко приводит к разрушению и выходу из строя в целом подшипникового узла. Исследование подшипников, разрушение которых произошло по причине масляного голодания, показало, что их детали имели характерные внешние и структурные признаки:

а) внешние признаки:

— цвета побежалости на поверхности наружного и внутреннего колец,

Фиг. 131. Наплавление материала на дорожках качения наружного и внутреннего колец шарикоподшипника при «масляном голодании».

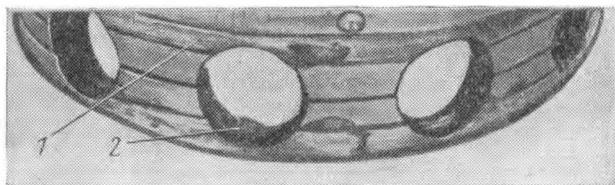
— слой приварившегося материала шариков на поверхности дорожек качения колец (фиг. 131),



Фиг. 132. Шарики подшипника, оплавленные вследствие «масляного голодания».

— оплавление поверхности шариков, уменьшение их диаметра и искажение геометрической формы (фиг. 132),

- задиры на наружной поверхности сепараторов (фиг. 133);
- б) структурные признаки:
- зоны теплового влияния, охватывающие весь периметр диаметрального сечения внутреннего кольца и шариков,

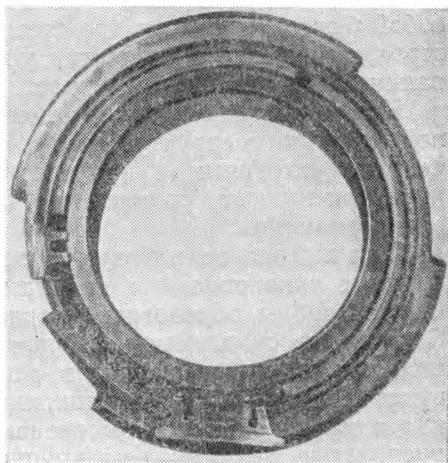


Фиг. 133. Сепаратор шарикоподшипника, разрушившегося по причине «масляного голодания». 1—задиры, 2—следы наплавленного материала.

— понижение твердости материала внутренних колец и шариков до  $HRC\ 25-40$  (по техническим условиям твердость этих деталей находится обычно  $HRC\ 60-64$ ).

Ниже приведены примеры выхода из строя подшипников вследствие масляной недостаточности.

**Пример № 9.** В процессе обкатки промежуточных редукторов вертолетов при температуре окружающего воздуха  $-7^{\circ}C$  были выявлены случаи разрушения радиально-упорных двухрядных шариковых подшипников 3056204. Анализом условий смазки установлено, что в начале работы промежуточного редуктора с охлажденной до температуры окружающего воздуха смазкой отсутствует масляный туман, который должен быть при нормальном состоянии смазки. В результате в начальный период обкатки подшипники не смазываются и это продолжается до тех пор, пока смазка не разогреется.



Фиг. 134. Разрушенный подшипник воздушного винта.

**Пример № 10.** На самолетах с двумя поршневыми двигателями выявлены случаи разрушения центральных подшипников воздушных винтов (фиг. 134) при наработке свыше 100 час. Вначале происходило переполнение продуктами загрязнения кармана, образованного между кольцом подшипника и маслоотражательным диском, после

того, как они попадали в подшипник, происходило истирание и разрушение перемычек сепаратора и разрушение подшипника вследствие его заклинивания.

Поломки были устранены после конструктивного изменения узла подшипника, исключающего возможность засорения подшипника.

### 3. ОТСТУПЛЕНИЯ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ПОДШИПНИКОВ

Ниже рассмотрены дефекты и разрушения подшипников вследствие производственно-технологических недостатков.

Все эти недостатки, вызывающие поломку подшипника, можно объединить в три основные группы: дефекты металла, дефекты обработки и дефекты сборки подшипника.

#### Дефекты металла

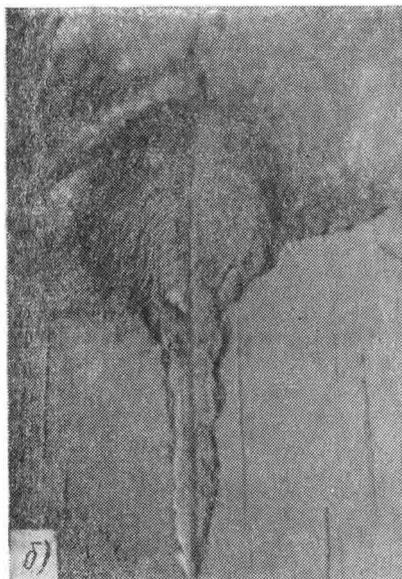
Подшипниковая сталь должна быть в высшей степени однородна и обладать постоянством химического состава и физических свойств. Присутствие в стали крупных скоплений карбидов или шлаковых включений, наличие трещин, волосовин и тому подобных пороков совершенно недопустимо. Даже незначительное местное ослабление материала из-за металлургических дефектов обычно приводит к образованию в этих местах повреждений, влекущих за собой быстрый износ и преждевременный выход подшипников из строя вследствие зарождения усталостных трещин или выкрашивания материала с поверхностей качения.

Количество и величина неметаллических включений и карбидной ликвиции в структуре стали оговаривают специальными техническими условиями, а при контрольных анализах или исследованиях оценивают сравнением с фотоэталоном, приводимыми в справочниках.

При выходе на рабочую поверхность деталей подшипников крупные ликвированные карбиды, как и неметаллические включения, способны образовать характерные выкрошенные участки. Строчечные скопления карбидов с характерным полосчатым расположением менее опасны в смысле выкрашивания, но способствуют неравномерному изнашиванию деталей вследствие образования неоднородной формы мартенсита при закалке с пониженной прочностью деталей; чем крупнее ликвированные карбиды, тем больше возможность их выкрашивания.

Основным средством выявления металлургических дефектов в шариках является горячее травление. Если при горячем травлении установлено, что дефект расположен у места схода волокон, то, следовательно, он возник при штамповке шарика. Образование закова возможно у полюса в том случае, когда происходит заворот и прижатие облоя.

**Пример № 11.** В качестве примера разрушения подшипника из-за дефектов материала на фиг. 135, *а* показан один из шариков переднего упорного подшипника 126222 коленчатого вала двигателя типа АШ-82 с усталостным выкрашиванием. Выкрашивание проходило по месту четко выраженных прямолинейных дефектов. Горячим травлением (см. фиг. 135, *б*) и металлографическим анализом было установлено, что



Фиг. 135. Шарик опорного подшипника коленчатого вала двигателя АШ-82 с выкрашиванием металла.

*а*—по месту расположения строчечной неоднородности, *б*—микрофотография.

продольные дефекты расположены по направлению волокон материала и представляют собой скопления неметаллических включений.

### Дефекты обработки

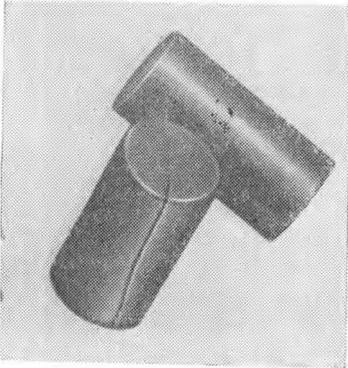
**Закалочные трещины.** Закалка деталей подшипника создает высокую твердость, повышает механическую прочность и сопротивление износу. Если исходная структура металла была удовлетворительна, то при соблюдении правильного режима закалки будет обеспечено высокое качество закаленных колец и тел качения.

Правильно закаленная деталь должна иметь совершенно однородную структуру с равномерно распределенными мелкими избыточными карбидами. Закалка характеризуется температурой, выдержкой, скоростью нагрева и охлаждения. Так как в хромистой стали превращения совершаются медленнее, чем в углеродистой, то здесь возможен более полный переход карбидов в твердый раствор, а выравнивание обеспечивается более длительной выдерж-

кой, благодаря которой повышается однородность структуры и уменьшается деформация колец.

При заниженной температуре термообработки твердость будет недостаточна, что вызовет быстрый износ подшипника в эксплуатации.

Микроструктура такой стали смешанная и состоит из бесструктурного мартенсита, частично — троостита со значительным количеством избыточных карбидов. Такие же недостатки получаются и при нормальной температуре закалки, но при недостаточной выдержке или недостаточно интенсивном охлаждении. Недостаточная выдержка создает еще большую неоднородность микроструктуры и твердости. При перегреве структура состоит из игольчатого мартенсита и небольшого количества избыточных карбидов. При высокой твердости ( $HRC\ 65$ ) такая структура сильно сказывается на снижении прочности подшипника ввиду хрупкости материала. Исправление неудовлетворительно закаленных деталей обычно производится перезакалкой их, но она увеличивает внутренние напряжения, усиливает коробление и способствует образованию закалочных трещин.



Фиг. 136. Ролик подшипника 7522 колеса шасси самолета, имеющий закалочную трещину.

Экспериментально были установлены следующие характерные признаки закалочных трещин:

1) отсутствие участков различного травления по месту прохождения закалочных трещин;

2) расположение закалочных трещин на кольцах чаще всего в окружном направлении, а на крупных роликах — в продольном (фиг. 136);

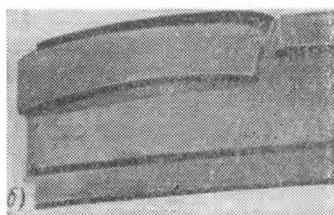
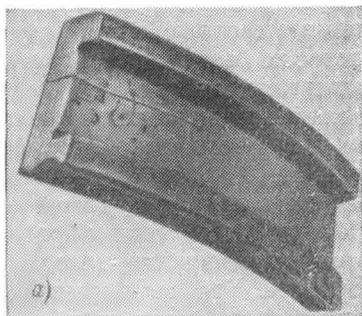
3) темная, а иногда крупно-зернистая, как бы ноздревая поверхность излома у закалочной трещины (фиг. 137, а).

Внутренние (закалочные) напряжения могут выявляться горячим травлением. При кипячении детали подшипника в 20—40% -ном водном растворе соляной кислоты происходит местное растравливание материала в местах наибольших растягивающих напряжений и образование трещин (см. фиг. 137, б). Эти трещины не являются закалочными в прямом смысле слова, но возникновение их позволяет судить о наличии внутренних (закалочных) напряжений, а следовательно, о неправильной термической обработке.

**Пример № 12.** На фиг. 138 показан участок первоначального выкрашивания поверхности качения внутреннего кольца централь-

ного подшипника 512741 коленчатого вала двигателя типа АШ-82 и закалочная трещина, послужившая очагом выкрашивания (отмечена стрелкой).

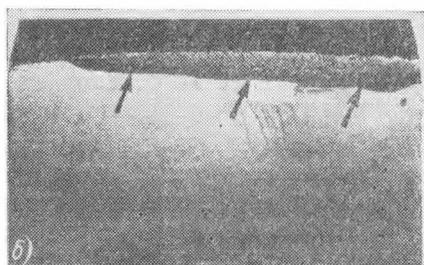
Низкая поверхностная твердость. От поверхностной твердости зависят



Фиг. 137. Вид трещины после горячего травления кольца подшипника.

*а*—вследствие наличия закалочных напряжений, *б*—излом по трещине.

механическая прочность, износостойкость, стойкость против коррозии и другие качества деталей подшипников. Больше всего сказывается изменение поверхностной твердости на сопротивление усталостному выкрашиванию. Это объясняется тем, что вследствие малых площадей контакта, участвующих в передаче давлений, материал подшипников испытывает большие контактные на-



Фиг. 138. Внутреннее кольцо подшипника средней опоры коленчатого вала двигателя АШ-82, имеющее выкрашивание металла поверхности качения по закалочной трещине (отмечено стрелкой).

*а*—выкрашивание материала, *б*—поверхность излома по закалочной трещине.

грузки. Поэтому необходимо, чтобы рабочие поверхности деталей подшипников качения обладали высокой твердостью и сопротивляемостью истиранию.

Материал не должен быть хрупким, так как это может вызвать раздробление шариков, роликов или колец. Если при изготовлении подшипников по какой-либо причине твердость рабочих поверхностей деталей подшипников будет ниже установленных пределов, то на этих поверхностях через некоторый срок службы появится выкрашивание в виде пористости. Необходимо отметить, что случаи появления на деталях подшипников подобной пористости весьма редки, так как при изготовлении подшипников контроль твердости колец и тел качения после их термической обработки производится весьма тщательно.

Обезуглероживание поверхностного слоя возникает при нагревании деталей в процессе термообработки. Оно оказывает такое же влияние на долговечность детали, как и недостаточная поверхностная твердость. Это объясняется тем, что обезуглероженные участки являются более мягкими по сравнению с остальной поверхностью металла.

Обезуглероживание на деталях подшипников качения может привести к усталостному выкрашиванию или образованию трещин и разрушению подшипников.

При штамповке шариков обедненный углеродом слой распределяется на поверхности неравномерно. Чаще всего обеднение углеродом наблюдается на вогнутых участках (в ямках от толкателя при недоштамповке шариков, в трещинах по стенкам складок и др.). Участки, обедненные углеродом, остаются вследствие неполного удаления различных выступов с поверхности шариков в процессе их обрубки под прессом, при несимметричном опиливании шариков, при смещении полусфер в процессе штамповки и т. д. По стенкам трещин или складок, появляющихся в этих случаях, также образуется обезуглероживание. После механической обработки на дне упомянутых трещин или складок образуются мягкие полосы.

Складки на поверхности шариков получаются от заусенцев, образующихся на заготовках или вследствие затупления отрезного ножа, или от деформации торца заготовки в процессе отрезки.

Обедненный углеродом слой не всегда полностью удаляется шлифованием и остается на готовых шариках в виде мягких полос.

Обезуглероживание выявляется поверхностным травлением при комнатной температуре или горячим травлением в 20%-ном водном растворе соляной кислоты при температуре 80°C.

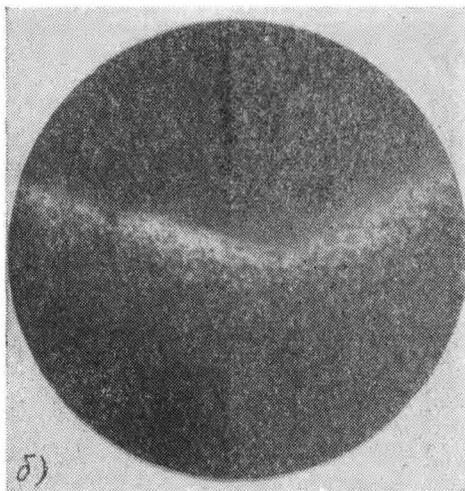
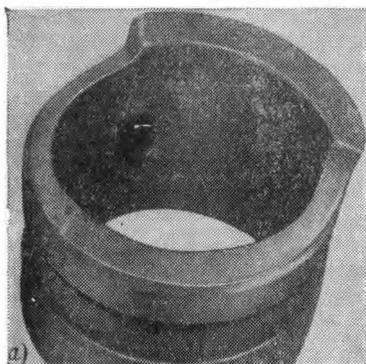
**Пример № 13.** На фиг. 139, *а* приведен излом кольца подшипника 832901Б рычага клапана выпуска двигателя типа АШ-82, проходящий по галтельному переходу к базовому бурту. При металлографическом анализе по месту зарождения излома обнаружено обезуглероживание материала (см. фиг. 139, *б*).

Шлифовочные трещины и ожоги появляются в результате нарушения технологического процесса операции шлифования. Шлифовочные трещины возникают от внутренних напряже-

ний, появляющихся при неравномерном нагреве отдельных участков деталей в процессе шлифования.

Эти процессы обработки могут вызывать напряжения, близкие к пределу прочности материала. Шлифовочные трещины могут возникать как в момент шлифования, так и в процессе эксплуатации вследствие совместного влияния шлифовочных и эксплуатационных напряжений.

Шлифование неизбежно создает ожоги, признаком которых является появление на шлифуемой поверхности цветов побежалости. При хорошем шлифовании глубина ожога составляет не более нескольких микрон, в случае же нарушения режимов шлифования они могут достигнуть нескольких миллиметров.



Фиг. 139. Вид излома кольца подшипника 832901Б (а) и микрофотография сечения по излому (б).

Наиболее часто шлифовочные трещины наблюдаются при шлифовании без охлаждения, когда местное нагревание слишком велико, или при шлифовании с недостаточным и неравномерным охлаждением; при работе с твердым кругом и на повышенных режимах шлифования, при которых наблюдается большое местное выделение тепла на обрабатываемой детали. Для выяснения природы трещины и оценки качества шлифования дефектных подшипников их детали подвергают травлению на выявление шлифовочных ожогов.

Метод травления состоит из следующих операций:

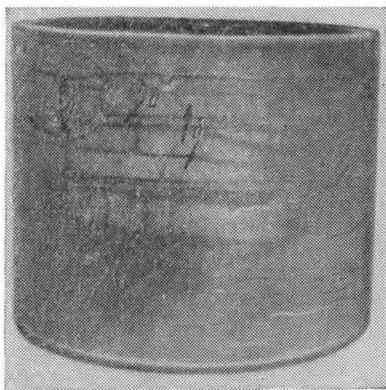
- 1) обезжиривание путем погружения в ванну с бензином;
- 2) травление в пятипроцентном растворе азотной кислоты в этиловом спирте в течение 1 мин;
- 3) нейтрализация в содовом и мыльном растворах;

- 4) протирка сухой чистой салфеткой;
- 5) осмотр поверхности.

Чередую операции травления, промывки в содовом растворе и осветления, можно отчетливо проявить даже штриховые ожоги. Так как шлифовочные трещины всегда сопровождаются ожогами, то выявление зон различной травимости может служить достаточным доказательством шлифовочного происхождения трещин.

По своей структуре шлифовочные ожоги могут быть разбиты на два вида:

1. Ожоги, сопровождающиеся отпуском металла. Они появляются в тех случаях, когда температура нагрева поверхности при шлифовании не достигала критической точки. Отпуск поверхности выявляют на основании испытаний твердости металла. Об отпуске поверхности можно судить и по цвету полос, выявляющихся при травлении 20%-ным раствором азотной кислоты в спирте. При этом необходимо знать изменение цвета при отпуске каждой конкретно взятой стали. Так, при наличии ожогов отпуска на кольцах подшипника, изготовленных из стали ШХ15, при травлении образуются темные пятна.



Фиг. 140. Вид шлифовочных трещин и ожогов.

*а*—типичные шлифовочные трещины,  
*б*—шлифовочные ожоги типа подкалки после травления.

2. Ожоги с подкалкой появляются в тех случаях, когда температура какой-либо зоны переходит через критическую точку вследствие высокого нагрева с одновременным обильным

охлаждением, в связи с чем эта зона вторично закаливается. Зона, которая подвергалась при травлении такой поверхностной подкалке, отличается от остальной поверхности более светлым цветом. Следует отметить, что ожоги первого вида, как более мягкие, реже приводят к разрушению деталей.

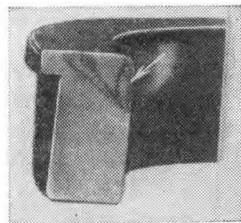
В зависимости от размеров и конфигурации шлифовочных пятен ожоги могут быть: крупными, представляющими собой округлые пятна, иногда вытянутые в каком-либо одном направлении (вне зависимости от направления шлифования), и мелкими, возникающими при круглом шлифовании. Мелкие ожоги имеют форму тонких штрихов, строго расположенных вдоль рисков, поэтому их иногда называют штриховыми ожогами. Шлифовочные трещины обнаруживаются с помощью магнитного и люминесцентного контроля (фиг. 140).

**Пример № 14.** На фиг. 141 показан участок разрушения кольца подшипника коленчатого вала двигателя АШ-62ИР со шлифо-

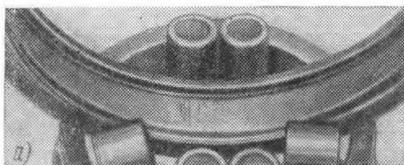
вочными трещинами на посадочной поверхности, хромированного при ремонте двигателя. Просмотром полированной и травленной поверхности под микроскопом после гальванического удаления хромового покрытия выявлены зоны мало протравившиеся, занимающие почти все поле шлифа, а также зоны сильно протравившиеся, имеющие вид узких полосок шириной около 0,05 мм. Шлифовочные трещины проходили по границе этих двух зон. Зоны слабой травимости представляли собой малораздробленный мартенсит, а зоны, сильно протравившиеся, были троостомартенситными. При изломе микрошлифа по одной из шлифовочных трещин было обнаружено начало развития усталостной трещины. Все это послужило доказательством того, что поломка кольца вызвана трещинами, образовавшимися при шлифовании кольца во время ремонта.

**Пример № 15.** На фиг. 142, а показано кольцо роликового подшипника 552919 коленчатого вала двигателя типа АШ-82 со шлифовочными трещинами. При травлении кольца протравившиеся участки обнаружены у крупных трещин слабо, а у мелких — сильно.

Строение изломов по трещинам имело хрупкий характер образования, без следов наклепа или усталостных линий (фиг. 142, б). Подобное строение излома и резкое отличие травимости на смежных участках свидетельствует о том, что трещины возникли мгновенно под действием местного нагрева и образования внутрен-



Фиг. 141. Вид усталостного излома кольца подшипника коленчатого вала двигателя АШ-62ИР, происшедшего из-за шлифовочных трещин на посадочной поверхности.



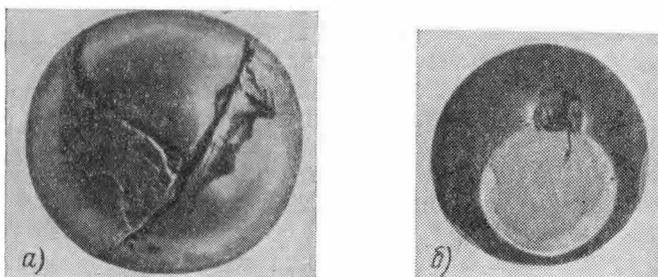
Фиг. 142. Шлифовочные трещины на кольце подшипника коленчатого вала двигателя АШ-82 (а) и вид излома (б).

них напряжений в процессе шлифования кольца подшипника на предприятии-изготовителе, а не в процессе эксплуатации.

**Пример № 16.** На поверхности внутреннего кольца опорного роликового подшипника коленчатого вала двигателя АШ-62ИР обнаружено усталостное выкрашивание. По характеру выкрашивания видно, что оно началось от центра дорожки качения.

В дальнейшем оно происходило по направлению движения роликов. При осмотре участка первоначального выкрашивания под микроскопом была обнаружена язва, от которой началось дальнейшее разрушение поверхности.

При металлографическом анализе были выявлены участки различной травимости, что свидетельствовало о наличии шлифовочных ожогов. На шлифе, вырезанном из участка, не имевшего выкрашивания и равномерно протравившегося, разницы в показаниях микротвердости не обнаружено, тогда как по участкам различной травимости обнаружена повышенная твердость на поверхностном и пониженная в подповерхностном слоях.



Фиг. 143. Вид разрушения по штриховым ожогам шарика подшипника коленчатого вала (а) и разрез по месту выкрашивания, вызванного штриховым ожогом (б).

Поскольку глубина ожогового пятна не превышала 0,05 мм, а глубина выкрашивания достигла 0,5 мм, стало очевидным, что ожог, послуживший очагом выкрашивания, скололся в процессе разрушения поверхности качения.

**Пример № 17.** На фиг. 143 показан один из шариков опорного шарикового подшипника 212 коленчатого вала двигателя. Травлением и осмотром неразрушившихся шариков обнаружены трещины и штриховые ожоги. Следовательно, можно заключить, что на разрушившемся шарике был шлифовочный ожог, который вызвал сначала усталостное выкрашивание, а затем и его поломку.

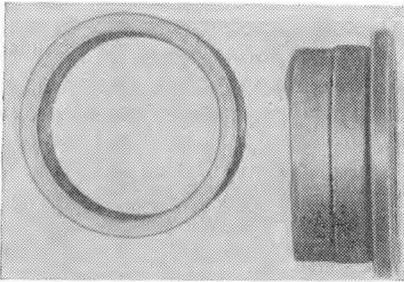
Риски от грубой механической обработки.  
**Пример № 18.** На кольце подшипника 832901Б рычага клапана выпуска двигателя АШ-82Т (фиг. 144) обнаружен усталостный излом с очагом разрушения, расположенным на наружной поверхности по месту проточки канавки под масло. Этот дефект возник в результате крайне грубой механической обработки.

### Дефекты сборки подшипника

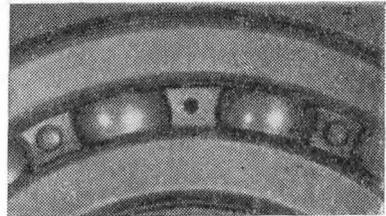
В практике отмечены случаи выхода подшипника из строя в результате их сборки с отклонениями от чертежей и ТУ: с увеличенной разноразмерностью тел качения, с трещинами на сепара-

горе в результате небрежной клепки, с нетщательной закладкой смазки в закрытые шарикоподшипники, с выпуском подшипников без одной-двух заклепок и др.

**Пример № 19.** В подшипнике привода турбореактивного двигателя обнаружено отсутствие одной заклепки сепаратора. Послед-



Фиг. 144. Кольцо подшипника 832901Б, разрушенное из-за наличия грубых рисок от механической обработки.



Фиг. 145. Подшипник 7000107 без одной заклепки в сепараторе.

няя не попала в свое отверстие и образовала сбоку вмятину. Подшипник был установлен без заклепки (фиг. 145), что могло привести к выходу его из строя.

#### 4. НАРУШЕНИЕ УСЛОВИЙ МОНТАЖА ПОДШИПНИКОВ

К дефектам монтажа можно отнести несоблюдение посадок подшипников, неправильное установление регулировочных зазоров, неравномерную затяжку подшипников, установку подшипников с перекосом, запрессовку подшипников недозволенными методами, механические повреждения подшипников при их монтаже и др. Указанные дефекты приводят к нарушению нормальной работы деталей и узлов, к перегрузке подшипников и в ряде случаев к аварийному выходу из строя узла.

##### Несоблюдение посадок подшипников

Из-за тугих посадок возможна выборка в подшипнике внутренних зазоров, что вызывает тугое его вращение и в некоторых случаях его защемление. Кроме того, тугие посадки могут привести к износу посадочных мест.

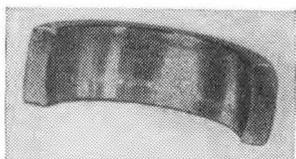
Если же посадка подшипника в корпусе не настолько туга, чтобы вызвать защемление тел качения, то может сильно изнашиваться сепаратор, теряя ориентировку на тела качения и попеременно прижимаясь к одному из бортов кольца подшипника.

**Пример № 20.** В результате чрезмерной завальцовки подшипников в узлах управления самолетом имело место полное устране-

ние радиального зазора подшипников и даже образование натяга. Из-за вибрации узлов при полете самолета возникали знакопеременные нагрузки и образовались следы ложного бринелирования (фиг. 146). При работе такого подшипника происходило усталостное выкрашивание материала на дорожке качения в местах образования лунок.

**Пример № 21.** В процессе эксплуатации неоднократно заклинивались подшипники 900810 кронштейнов крепления трубчатого вала руля высоты.

После выпрессовки подшипников из корпусов осевой зазор у них увеличился до 0,04—0,05 мм и внутренние кольца можно было провернуть от руки. Вместе с тем после разборки подшипников на дорожках качения обнаруживались



Фиг. 146. Кольцо сферического двухрядного подшипника, на дорожке качения которого имеются луны.



Фиг. 147. Подшипник рычага клапана выхлопа двигателя АШ-82, разрушенный из-за свободной посадки его в рычаге.

лунки с прилегающими участками дорожки, пораженными контактной коррозией.

При слишком свободной посадке вращающихся колец подшипников появлялись трещины от их проскальзывания. Вращение внутреннего кольца по валу или внешнего кольца в корпусе происходило при почти сухом трении. От высокого местного нагрева кольца отпускались, вследствие чего появлялись износ, раковины и трещины.

Свободная посадка опасна преимущественно как причина образования дополнительных нагрузок, не допускаемых при нормальной работе подшипникового узла.

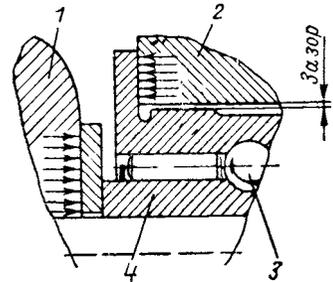
**Пример № 22.** На двигателе АШ-82Т разрушился подшипник 832901Б рычага выхлопного клапана (фиг. 147). Двигатель до поломки подшипника наработал всего 200 час. Подшипник, несмотря на то, что его посадка в рычаге должна осуществляться с натягом, был легко извлечен рукой. Излом борта внешнего кольца имел усталостный характер. Очаг разрушения расположен у наружной поверхности. На внешней поверхности внешнего кольца имелись следы наклепа, а на посадочной поверхности

гнезда рычага были видны следы износа. Это свидетельствовало об ослаблении посадки подшипника. На роликах имелось одностороннее засветление рабочей поверхности со стороны, противоположной обломанному бортику, а на наружной поверхности гнезда под подшипник были видны следы износа. Это указывало на длительную работу рычага с осевым смещением после поломки бортика кольца.

Для проверки, возможно ли ослабление посадки подшипника в процессе нормальной работы, на трех рычагах выхлопных клапанов, снятых с других отработавших ресурс двигателей, была определена нагрузка, необходимая для выпрессовки подшипника из рычага. После выпрессовки был замерен натяг путем измерения диаметра колец подшипников и гнезд рычагов. Результаты испытаний и измерений показали, что такого ослабления посадки при нормальных условиях не происходит. Замеренный натяг 0,02 мм соответствует таблице посадок для данного двигателя. Следовательно, нет оснований полагать, что в эксплуатации происходит ослабление посадки подшипника в рычаге.

Элементарные подсчеты показали, что при нормальной работе в приводе клапанного механизма не могут (при любых обстоятельствах) возникнуть такие нагрузки, которые привели бы к преодолению натяга подшипника и разрушению бортика. Для этого потребовалось бы развить усилие вдоль оси рычага порядка 4000 кг (1500÷1700 кг для преодоления натяга плюс примерно 2000÷2500 кг, необходимое для отрыва бортика). В этом случае в самой тяге должно возникнуть усилие не менее 10000 кг (с учетом угла наклона тяги), что немыслимо, так как эта величина примерно в три раза превышает фактическую критическую нагрузку для тяги. Отсюда следует, что при отсутствии натяга между подшипником и рычагом могут возникнуть ударные нагрузки, приводящие к разрушению бортика вследствие усталости материала даже при незначительном значении этих нагрузок.

Схема работы подшипника 832901Б при свободной посадке его в рычаге показана на фиг. 148, из которой видно, что при отсутствии натяга между наружным кольцом и рычагом осевые нагрузки воспринимаются бортиком наружного кольца. При тугой посадке осевые нагрузки передаются через посадочную поверхность, а упорный бортик наружного кольца служит лишь для ограничения осевого перемещения подшипника при его запрессовке в рычаг.



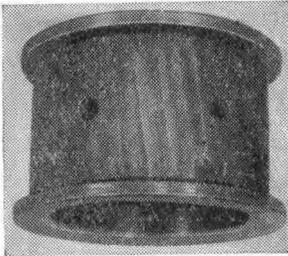
Фиг. 148. Схема работы подшипника 832901Б при неплотной посадке его в рычаге.

1—клапанная коробка, 2—рычаг клапана, 3—шарик, 4—внутреннее кольцо.

## Монтаж подшипников с перекосом

Монтаж с перекосом внутреннего кольца относительно наружного особенно опасен для роликовых подшипников. У этих подшипников перекос приводит к повышенным удельным нагрузкам на места касания кромок роликов с дорожкой качения, вызывая при этом выкрашивание материала на кольце.

При взаимном перекосе колец шариковых подшипников происходит повышенный износ трущихся поверхностей и прежде всего износ сепараторов, что может явиться причиной их разрушения. Известно, что значительная часть поломок сепараторов в однорядных шариковых подшипниках происходит по этой причине. Само разрушение вызывается разностью скоростей шариков на различных участках пути, в результате чего шарики неравномерно давят на гнезда сепараторов.



Фиг. 149. Внутреннее кольцо подшипника воздушного винта вертолета, на дорожке качения которого имеются лунки ложного брине-лирования.

Повышенный износ сепараторов происходит вследствие того, что шарики попеременно отжимаются в обе стороны от плоскости, проходящей через середину дорожки качения одного из колец, отжимая во взаимопротивоположные стороны отдельные звенья сепаратора.

Подобная ненормальная работа шарикового подшипника приводит к усталостной поломке сепаратора большей частью по заклепочным отверстиям. Поверхность его излома, как правило, оказывается заполированной после поломки, что не позволяет выявить усталостный характер разрушения сепаратора.

Поэтому основными отличительными признаками при разрушении подшипников вследствие взаимного перекоса колец являются: односторонний неравномерный износ, одностороннее боковое выкрашивание, следы неравномерного одностороннего смятия на посадочных и торцовых поверхностях колец.

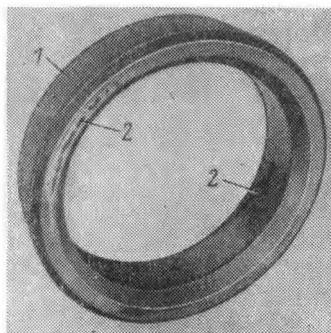
Иногда монтаж подшипника с взаимным перекосом колец приводит к надирам, которые являются очагами усталостного разрушения кольца подшипника.

**Пример № 23.** На фиг. 149 показано внутреннее кольцо подшипника хвостового винта вертолета с глубокими канавками, образовавшимися вследствие временного заклинивания и работы его под действием вибрационных нагрузок. Временное заклинивание подшипника возникло из-за защемления игл, происшедшего в результате монтажа подшипника с взаимным перекосом его колец.

**Пример № 24.** При ремонте поршневых двигателей, а иногда и в процессе эксплуатации обнаруживались случаи усталостного

выкрашивания материала опорных роликовых подшипников вследствие их работы с взаимным перекосом колец.

Работу подшипников с взаимным перекосом колец определяют по взаимопротивоположному смятию и наклепу на торцовых поверхностях колец и наклепу на посадочной поверхности, располо-



Фиг. 150. Кольцо опорного роликового подшипника коленчатого вала двигателя АШ-82 с усталостным выкрашиванием.

1—участок первоначального выкрашивания, 2—следы наклепа.



Фиг. 151. Вид усталостного излома внутреннего кольца подшипника коленчатого вала двигателя с очагом разрушения у кольцевой риски, образовавшейся вследствие монтажа подшипника с перекосом

1—очаг разрушения, 2—кольцевая риска.

женных в плоскости, проходящей через участки первоначального выкрашивания (фиг. 150). Подобные случаи выхода подшипников из строя наблюдались на двигателях АИ-14Р, АШ-82, АШ-62ИР. Этот дефект может вызываться несоосностью опор в картере под опорные подшипники, несоосностью шеек коленчатого вала, биением коленчатого вала или монтажом подшипника с перекосом его колец.

**Пример № 25.** На фиг. 151 показан усталостный излом внутреннего кольца подшипника 552919 коленчатого вала двигателя с очагом разрушения, расположенным у кольцевых надиров, образовавшихся вследствие монтажа подшипника с взаимным перекосом колец.

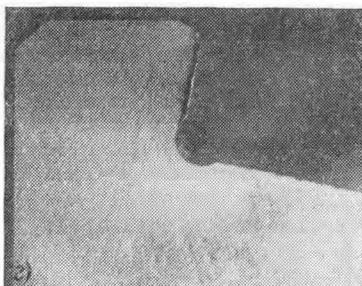
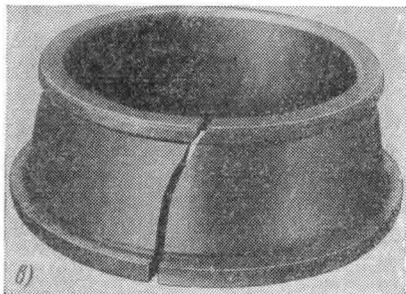
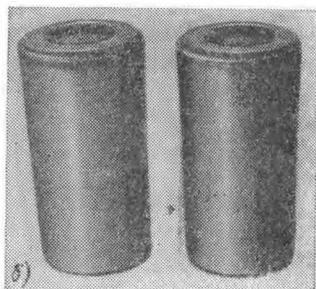
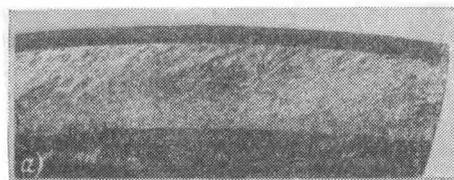
### Чрезмерная затяжка или недотяжка подшипника

**Пример № 26.** Иногда у конических роликовых подшипников наблюдается износ торцовых поверхностей упорных бортов колец и торцов роликов, в некоторых случаях имеет место даже смятие утолщенной части роликов. Смятие роликов сопровождается резким увеличением трения в подшипнике, а иногда и его заклинива-

нием. Заклинивание происходит обычно на первых часах работы после сборки узла. Причиной этого дефекта является чрезмерная затяжка (перетяжка) подшипника при сборке.

Типичным примером выхода подшипника из строя из-за его перетяжки является «пригар» рабочих бортов и конических роликов подшипников колес шасси самолетов (фиг. 152).

Условия для образования трещин усталостного характера создаются



Фиг. 152. Разрушенный подшипник 7522 колеса шасси самолета.

а—пригар базового борта, б—пригар роликов, в—трещина на внутреннем кольце, г—излом по трещине.

в связи с разогревом базового борта и появлением в нем неравномерных остаточных напряжений. В таких случаях перед очагом усталостного разрушения обнаруживается зона пластического деформирования материала.

Перетяжка при сборке возможна и у шариковых подшипников, в особенности радиально-упорных. Это приводит к неравномерному износу или выкрашиванию материала на поверхностях качения.

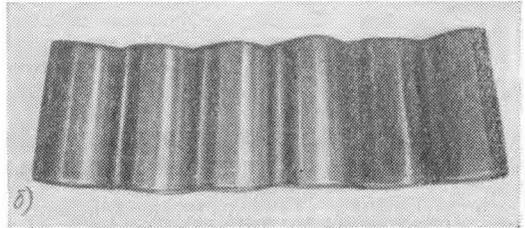
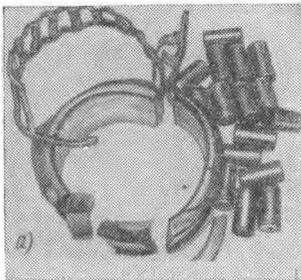
**Пример № 27.** При более значительной перетяжке нагрев оказывается столь значительным, что может произойти даже защемление подшипника.

В качестве примера на фиг. 153 показаны детали подшипника колеса шасси самолета, поврежденного вследствие такой перетяжки. Защемление и разрушение подшипника произошло при первом

взлете и посадке самолета, причем разрушение подшипника сопровождалось частичным защемлением второго (спаренного с ним) подшипника.

**Пример № 28.** Работоспособность не только конических роликоподшипников зависит от необходимого эксплуатационного зазора. Любой другой тип подшипника, у которого при монтаже будет устранен этот зазор, преждевременно разрушится.

Примером может служить разрушение подшипников 205 узла ведущей конической шестерни топливного насоса двигателя.



Фиг. 153. Подшипник колеса шасси самолета, разрушенный вследствие его перетяжки.

а—детали подшипника, б—ролики с глубокой односторонней выработкой торцевой поверхности.

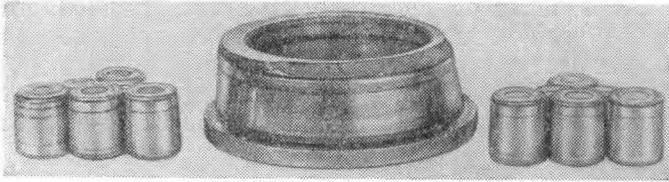
Внешний осмотр и измерения деталей этих подшипников показали, что их разрушение произошло вследствие устранения осевых зазоров при сборке узла. Согласно технологии запрессовку подшипника в узел производят осевым усилием, приложенным к внутреннему кольцу. Вследствие сил трения, возникающих при посадке наружного кольца в корпус, наружное кольцо может быть не допрессовано, в результате чего осевой зазор может уменьшиться или даже полностью исчезнуть.

Работоспособность собранных таким образом подшипников резко снижается и они раньше установленного срока выходят из строя.

**Пример № 29.** На самолете обнаружен случай разрушения меньшего борта внутреннего кольца конического подшипника 7313 шасси (фиг. 154). Поверхность излома имела характерный для хрупкого разрушения вид, гнезда сепаратора были изношены (фиг. 155). На внутренней поверхности кольца имелись следы от проворачивания последнего на оси колеса.

Как показало исследование, разрушение произошло в результате воздействия ударных нагрузок, которые появились при эксплуатации вследствие недостаточной затяжки гайкой подшипников при монтаже колеса шасси. Под действием осевых усилий

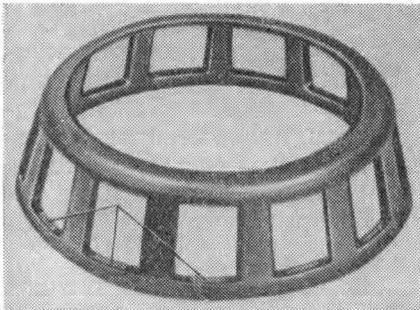
ролики набегали на рабочий борт и в зависимости от силы удара оставляли на его поверхности забоины или откалывали часть материала борта.



Фиг. 154. Вид разрушения нерабочего борта конического роликоподшипника 7513 по причине недотяжки колеса шасси при сборке.

### Установка подшипника в дефектный корпус, имеющий неправильную форму

Установка подшипника в дефектный корпус, имеющий овальное отверстие способствует повороту оси наружного кольца относительно внутреннего, т. е. создает условия для взаимного перекоса колец подшипника. С другой стороны, при овальном отверстии в корпусе наружное кольцо получит эллиптическую форму, что часто приводит к разрушению сепаратора.



Фиг. 155. Вид следов износа на стенках сепаратора конического роликоподшипника при недотяжке последнего.

Так, известны случаи поломки усов сепараторов сферических подшипников. Подобная поломка наблюдается лишь при работе подшипника в корпусе, имеющем овальную форму посадочного места, из-за чего деформируется наружное кольцо подшипника.

На долговечность подшипника оказывает влияние конусность отверстия в корпусе, вызывающая монтаж подшипника с взаимным перекосом его колец с последующим разрушением подшипника, ослаб-

ление посадки подшипника в корпусе и его проворачивание или разрушение колец и корпуса вследствие сильной их деформации при монтаже.

Вследствие монтажа подшипника в гнездах овальной или любой не круглой формы происходит предварительная и резко неравномерная нагрузка тел качения.

Если заклинивание тел качения вызвано неправильной формой гнезд, оно заметно на кольцах после того, как они немного поработали; кольца эластично деформируются, копируя указанные дефекты, на них появляются более или менее заметные рабочие полосы.

Овальность внешнего кольца, вызываемая неправильной формой гнезд для подшипника, часто возникает оттого, что опора не была стянута достаточно жестко.

**Пример № 30.** При ремонте двигателя АИ-14Р обнаружено на наружном кольце подшипника два взаимно противоположных участка усталостного выкрашивания, свидетельствующих о деформировании кольца из-за установки подшипника в дефектный корпус магнето. Однако микрометрическим обмером кольца остаточной деформации не было обнаружено. Следовательно, деформация была упругой.

### Деформирование сепараторов

**Пример № 31.** При монтаже и демонтаже колес шасси самолетов нередко происходит деформация (искривление) сепараторов роликовых подшипников. При этом образуется выработка на их наружной поверхности. При более значительной деформации сепараторов возможно обламывание перемычек, заклинивание подшипника и полное разрушение сепаратора.

Для предупреждения подобных случаев разрушения нельзя допускать к установке подшипники с деформированными сепараторами. Для этого необходимо убедиться в отсутствии следов выработки на наружных поверхностях сепараторов.

**Пример № 32.** При ремонте воздушных винтов самолетов неоднократно обнаруживались разрушенные сепараторы подшипников лопастей. Для предупреждения подобных поломок была улучшена их механическая обработка. Однако эта мера не привела к ожидаемым результатам.

Анализом разрушенных сепараторов было установлено, что их поломка вызвана установкой изогнутых сепараторов. Этот вывод подтверждается неравномерной выработкой гнезд под шарики и несовпадением торцов сепаратора (сепаратор по своей конструкции разрезной).

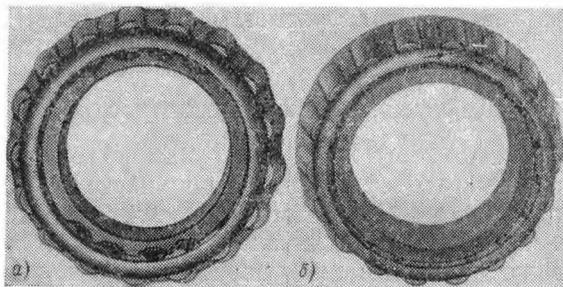
### Механические повреждения

В результате небрежного обращения с подшипниками при монтаже узлов и изделий могут иметь место повреждения в виде вмятин и забоин. Вмятины и забоины являются концентраторами напряжений и могут вызвать поломку, если такие детали будут допущены к дальнейшей работе.

Наибольшее количество дефектов возникает при демонтаже подшипников, посаженных с натягом, в тех случаях, когда вместо

съемников и винтовых прессов применяют выколотки. Иногда при неаккуратной разборке происходит разрушение деталей. При разборке могут наноситься незаметные для невооруженного глаза повреждения, которые обнаруживаются только при тщательном обмере. В деталях появляются внутренние напряжения, которые, суммируясь с напряжениями, возникающими при работе, могут вызвать поломку подшипника.

**Пример № 33.** На двигателе АШ-62ИР обломался борт наружного кольца подшипника рычага выхлопного клапана аналогично приведенному на фиг. 147. Излом борта мелкозернистый, без следов наклепа и усталостных линий. На нем обнаружены радиальные



Фиг. 156. Подшипники, поврежденные ударами при их монтаже и демонтаже.

а—сколы борта кольца, б—вмятины на сепараторе.

рубцы хрупкого излома, расположенные у проточки под выход шлифовального камня. Подобное строение излома и расположение рубцов указывает, что разрушение борта произошло под действием статической силы, направленной с внутренней стороны борта, которая могла возникнуть только при запрессовке подшипника. Таким образом, было установлено, что борт исследуемого подшипника был надломлен из-за чрезмерной перегрузки при его запрессовке. Окончательное разрушение произошло в процессе эксплуатации. Для предупреждения поломок борта при запрессовке подшипника в рычаг клапана необходимо пользоваться оправкой с кольцевым выступом.

**Пример № 34.** На фиг. 156 показаны подшипники, поврежденные ударами при разборке и сборке узлов.

Механические повреждения роликоподшипников с цилиндрическими роликами вследствие неправильных монтажных операций проявляются обычно в разрушении одного из краев дорожек качения, чаще внутреннего кольца. Иногда при грубом монтаже на дорожках качения образуются осевые царапины, вызываемые трением торцов роликов.

## 5. НАРУШЕНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДШИПНИКА

Важным условием надежной работы подшипника и его узла является соблюдение режимов эксплуатации. Повреждение деталей при транспортировании или при регламентных работах, неправильное или несвоевременное выполнение последних, нарушение инструкций по эксплуатации, коррозионные повреждения деталей вследствие небрежного их хранения могут привести к снижению надежности работы, повреждению или даже разрушению подшипников.

К главным эксплуатационным недостаткам, могущим вызвать поломку деталей, относятся: нарушение условий монтажа, перегрузка деталей, чрезмерный их износ, заклинивание трущихся поверхностей при попадании механических примесей, запуск непрогретого узла, работа на холодном масле и закупорка масляных каналов.

### Нарушение условий монтажа в процессе эксплуатации

Одним из основных условий обеспечения нормальной работы подшипниковых узлов в течение длительной его эксплуатации является соблюдение условий правильного их монтажа. Нарушение этих условий может привести к увеличению нагрузок и разрушению деталей. Поэтому одной из задач регламентного обслуживания подшипниковых узлов является проверка регулировочных зазоров и обеспечение плотности и жесткости соединения деталей. Следует заметить, что частые регламентные обслуживания крайне нежелательны, так как увеличивают вероятность появления дефектов.

**Пример № 35.** В процессе эксплуатации самолетов за короткий промежуток времени произошло одинаковое разрушение девяти тяг управления регулятором постоянства оборотов.

Анализом разрушенных тяг и сопряженных с ними деталей установлено, что поломка тяг вызывалась их защемлением в качалке вследствие того, что при монтаже не были установлены шайбы шарнирных подшипников.

### Нарушение условий нормального трения и охлаждения подшипника

Недостаточная подача смазки или загрязнение ее может привести к серьезным повреждениям деталей. Загрязнения могут попасть в трущиеся поверхности при сборке узла во время ремонтов, из атмосферы и вместе со смазкой в виде механических примесей.

Характер повреждений, вызываемых различными загрязнениями, зависит в первую очередь от их твердости. Мягкие вещества в процессе работы трущейся пары измельчаются, смешиваются с маслом и образуют своего рода полировочную пасту, вызывающую общий износ поверхностей трения. По мере накопления про-

дуктов износа в пасте интенсивность износа возрастает. Твердые вещества, например, мелкие частицы стали, попавшие на трущиеся поверхности, приводят к образованию вмятин на поверхностях трения или качения. Эти вмятины отличаются по своему виду от коррозионных раковин и от язвин усталостного выкрашивания. Заклинивание твердых частиц между телами качения и кольцами может привести к проворачиванию кольца, установленного с тугой посадкой, а иногда к заклиниванию подшипника или к разрушению его деталей.

При засорении трущихся поверхностей механическими примесями происходит абразивное изнашивание. Вода, кислоты и продукты окисления смазки, являясь коррозионными агентами, способствуют ускорению процесса изнашивания. Образовавшийся красновато-коричневый налет коррозии разрушается при взаимном движении деталей и в смазочном масле происходит накопление окислов. Образующаяся паста интенсивно изнашивает трущиеся детали. Коррозионные повреждения сравнительно нетрудно отличить от усталостных раковин, если не произошло значительного повреждения поверхностей деталей в процессе дальнейшего разрушения. Обычно коррозионные раковины имеют вид полусферических углублений, повреждения от посторонних частиц — округлую форму, а усталостные раковины — сильно зазубренную и неровную поверхность. В коррозионном кратере всегда находятся продукты коррозии, чего нет в лунке при усталостном выкрашивании. В этом можно убедиться, царапая кратер острием иглы. Если при царапании иглой не обнаружены продукты коррозии, то становится очевидным, что раковина образовалась из-за усталостного выкрашивания материала.

В случае попадания механических примесей возможно абразивное изнашивание или заклинивание подшипника, реже разрушение от вмятины, образованной попавшей твердой частицей. Абразивное изнашивание обычно наблюдается у открытых подшипников. Процессы резания и царапания при абразивном износе, вызывая усиленный разогрев поверхностей трения, могут привести к заклиниванию деталей, нарушению нормальных условий их работы или резкому снижению поверхностной твердости вследствие отпуска.

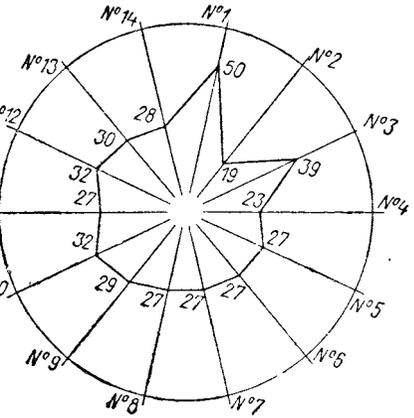
Заклинивание, как и абразивный износ, приводит к разогреву деталей, возможны их отпуск и разрушение. С другой стороны, заклинивание трущихся поверхностей, нарушая нормальную работу узла, может привести к перегрузке отдельных деталей и их поломке.

**Пример № 36.** Как уже было показано ранее (см. пример 2), вследствие колебательных условий работы, часто выходят из строя подшипники 832901Б рычагов клапанов выпуска двигателей АШ-82Т. Этому в значительной степени способствуют перегрев и недостаточная смазка.

Обработанные статистические данные по многим двигателям, приведенные на фиг. 157, показывают, что больше всего подшипников выходит из строя в наиболее нагретых цилиндрах № 1 и 3 и меньше всего в цилиндре № 2, у которого температура более низкая.

Для оценки температурного режима была испытана твердость колец 274 дефектных подшипников. Из фиг. 158 видно, что полученная кривая твердости внутренних колец смещена относительно твердости наружных в сторону снижения. Это объясняется тем, что смазка, прокачиваемая через подшипник, поступает через наружное кольцо и больше его охлаждает.

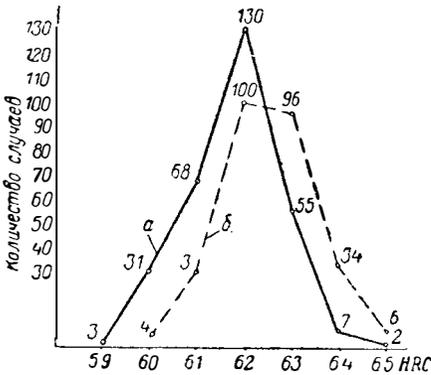
**Пример № 37.** Из фиг. 159 видно, что на поверхности качения внутреннего кольца опорного подшипника коленчатого вала двигателя имеется усталостное выкрашивание материала. При рассмотрении поврежденной поверхности выявлено, что



Фиг. 157. Схема, показывающая количество отбракованных подшипников 832901Б рычагов клапанов выпуска двигателей АШ-82Т в зависимости от места их установки.

выкрашивание начинается от трех раковин, отмеченных стрелкой.

По кольцевым линиям от вмятин и глубокому выкрашиванию можно заключить, что выкрашивание произошло по направлению движения тел качения. Кольцевые линии около раковин и расстояние между раковинами, равное диаметру шариков, свидетельствует о том, что выкрашивание началось от повреждения поверхности качения вследствие попадания твердых механических примесей под шарики или, что более вероятно, вследствие образования коррозионных раковин под шариками, от которых в дальнейшем образовались раковины усталостного выкрашивания.



Фиг. 158. Кривая, иллюстрирующая твердость по внутренним (а) и наружным (б) кольцам отбракованных подшипников 832901Б.

от которых в дальнейшем образовались раковины усталостного выкрашивания.

**Пример № 38.** Наружное кольцо центрального подшипника колчатого вала двигателя типа АШ-82 разрушилось из-за нарушения нормальных условий смазки. В процессе эксплуатации двигателя произошло заклинивание подшипника, которое привело к проворачиванию наружного кольца в гнезде картера. Проворачивание наружного кольца было установлено по глубоким выработкам кольца и гнезда подшипника.



Фиг. 159. Вид участка дорожки качения кольца подшипника двигателя с усталостным выкрашиванием материала из-за коррозионных раковин.

При дальнейшей работе подшипник работал с частичным заклиниванием, вследствие чего поверхность качения наружного кольца разогрелась, резко снизилась твердость поверхностного слоя (до *HRC* 56), а следовательно, и его грузоподъемность. Снижение грузоподъемности поверхностного слоя кольца под-

шипника обусловило очень быстрое усталостное разрушение его. Характерным является и тот факт, что выкрашиванием повреждена вся поверхность дорожки качения наружного кольца, а на внутреннем обнаружены лишь начальные язвы. Обычно усталостное выкрашивание появляется прежде всего на внутреннем кольце вследствие более высоких контактных напряжений на нем. Поэтому выкрашивание материала с наружного кольца явилось еще одним доказательством ненормальной работы данного подшипника.

### Вибрационные нагрузки

Вибрация в подшипниках качения очень вредна, особенно когда она действует на неподвижные (невращающиеся) подшипники. Вибрация вызывает в подшипниках напряжения в точках соприкосновения при некоторых угловых положениях, которые, будучи сами по себе достаточно значительными, периодически повторяясь, могут вызвать постоянные деформации дорожек качения, а часто и более значительные повреждения.

Вследствие вибрации на дорожках качения образуются своеобразные участки выкрашивания, отличающиеся от обычных усталостных повреждений тем, что они расположены друг от друга на расстоянии, равном шагу расположения тел качения в подшипнике.

Подобные повреждения дорожек качения могут иметь место при транспортировании изделий в условиях повышенных вибраций.

Образуются подобные углубления вследствие коррозии сухого трения, возникающей при многократных нажатиях соединенных

вместе участков. В этом случае постоянно нарушается граничный слой смазки и происходит соприкосновение вершин микрошероховатостей, их диффузионное сцепление и разрушение. Постепенно вследствие многократных сцеплений микрошероховатостей образуются углубления — ложное бринелирование. Лунки ложного бринелирования развиваются в участки выкрашивания.

Особенно заметные повреждения встречаются у роликоподшипников, а также у шарикоподшипников с большими внутренними зазорами. Эти дефекты могут быть значительно уменьшены применением некоторых профилактических мероприятий и, в частности, транспортированием изделий на упругих подвесках.

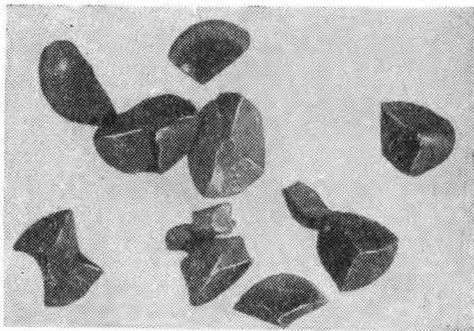
Изучение условий работы подшипников показывает, что в некоторых случаях с учетом вибрационных нагрузок напряжения в деталях могут быть настолько велики (по отношению к обычным допускаемым напряжениям), что они резко снижают гарантированный срок службы подшипников.

Дорожки качения перегруженных вибрационными нагрузками подшипников покрываются крупными и глубокими раковинами, а при чрезмерно высоких напряжениях может иметь место растрескивание колец.

Аналогично ведут себя тела качения, которые из-за перегрузки быстро покрываются трещинами и разрушаются.

**Пример № 39.** На фиг. 160 показаны разрушенные шарики подшипника воздушного винта самолета. Шарики разрушились после того, как вследствие чрезмерной вибрации они были перегружены, при этом на дорожках качения образовалась неравномерная выработка. Иногда подобные разрушения шариков или роликов воздушных винтов самолетов происходят после образования лунок ложного бринелирования на дорожках качения колец.

Подобные разрушения тел качения встречаются и у низкооборотных подшипников управления самолетом.



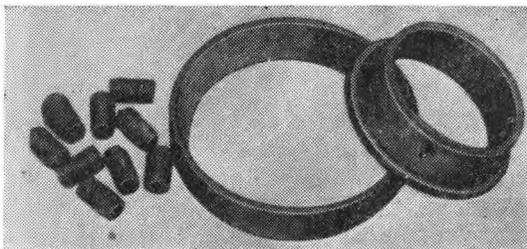
Фиг. 160. Шарики подшипника лопасти воздушного винта самолета, разрушенные вследствие перегрузки.

### Перегрев подшипника

Подшипники качения во время работы разогреваются. При температуре  $100\div 120^{\circ}\text{C}$  на элементах подшипников не отмечаются значительные изменения.

При более высокой температуре появляется вначале окрашивание от горевшего масла (при  $150 \div 170^\circ\text{C}$ ), а при еще более высоких температурах образуются цвета побежалости от соломенно-желтого до темно-синего цвета. Более темные цвета являются следствием окислений, происходящих при высоких температурах.

Высокая температура, кроме окрашивания, вызывает в отдельных закаленных элементах подшипника тепловые расширения и даже структурные превращения.



Фиг. 161. Детали разрушенного подшипника колеса шасси самолета вследствие его перегрева в эксплуатации.

**Пример № 40.** В качестве примера разрушения подшипника из-за его перегрева на фиг. 161 показаны деформированные кольца и ролики подшипника колеса шасси самолета, совершившего большое количество посадок за короткий промежуток времени. Вследствие грубых посадок происходил разогрев подшипника, причем в интервалах между посадками подшипник не успевал охлаждаться и в итоге заклинился.

Неоднократно отмечались случаи образования пустот в телах качения, заклинившихся при перегреве подшипников вследствие разного по глубине деформирования и расширения материала.

### **Прохождение через подшипник электрического тока**

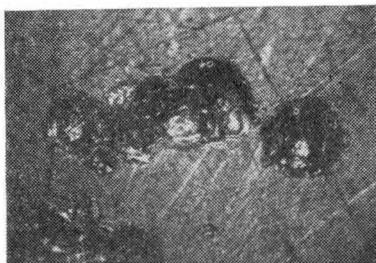
Если через подшипник проходит электрический ток, он пробирует тонкую пленку смазки в местах контакта тел качения. При кратких во времени и сильных разрядах образуются небольшие кратеры, похожие на кратеры при дуговой сварке, придающие материалу характерный внешний вид, особенно по краям; в центральной зоне расплавленной поверхности появляется полость, в то время как вокруг нее материал поднимается и отвертывается в виде небольших капель, как это видно на фиг. 162.

При дальнейшей работе подшипника выступы кратеров сглаживаются и повреждения приобретают вид начавшегося усталостного выкрашивания (фиг. 163). Дефект образуется в том случае, если разность потенциалов в зоне контакта достигает  $0,4 \div 0,5$  в.

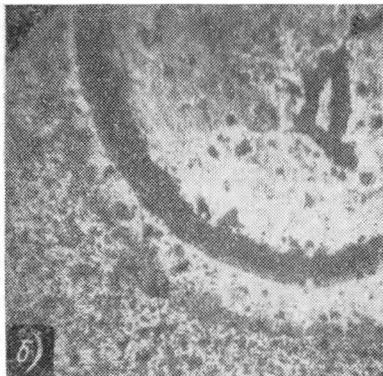
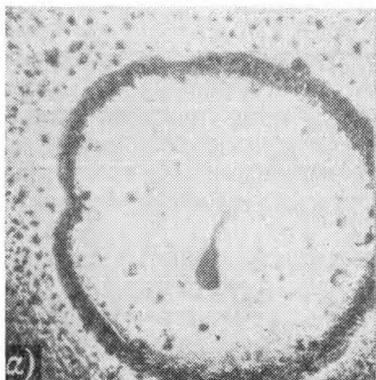
Искра вызывает местный разогрев и вторичную закалку материала в определенном месте вследствие быстрого охлаждения, поэтому дефект не всегда может быть замечен по наличию раковин или кратеров. В отдельных случаях дефекты выявляют в виде точек и полос с окрашенными краями только после травления. Так как подшипники, вращаясь часто в магнитном поле, сами порождают токи, то с первого взгляда не всегда можно определить причины их повреждений.

**Пример № 41.** На одном из турбореактивных двигателей, прошедшем сдаточные испытания, на трех шариках (см. фиг. 163, *a*) и кольце подшипника В176130 были обнаружены характерные повреждения в виде кратеров и кольцевой линии начавшегося усталостного выкрашивания.

После травления на ожоги, при котором вокруг кольцевых участков начального усталостного выкрашивания были обнаружены зоны слабой травимости, свидетельствующие о вторичной



Фиг. 162. Вид типичных ожогов от прохождения электрического тока.



Фиг. 163. Микрофотография повреждения шарика подшипника В176130, полученного вследствие прохождения электрического тока (*a*) и вид ожога после травления (*б*).

подкалке материала (фиг. 163, *б*), было установлено, что дефект образовался в результате прохождения электрического тока.

---

## Глава XII

### ДЕФЕКТАЦИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ ПРИ РЕМОНТЕ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

Возможность повторного использования подшипников качения при ремонте различных изделий авиационной техники весьма важна для ремонтирующих и эксплуатирующих организаций.

Отрабатывая свой межремонтный ресурс, большинство подшипников далеко не исчерпывают свою работоспособность и отбраковка их может нанести значительный материальный и технический ущерб. Вместе с тем и повторная постановка подшипников в ряде случаев не может быть допущена по той причине, что они не обладают достаточным запасом работоспособности, чтобы отработать полностью второй (последующий) межремонтный ресурс изделия.

Принципиально допускается повторная постановка подшипников на последующий ресурс изделия при капитальном ремонте авиационных конструкций. Для решения же вопроса об использовании конкретных подшипников, применяемых в конкретных изделиях, должен быть проанализирован определенный комплекс вопросов и проделаны определенные контрольные и профилактические работы.

В настоящее время нет единой методики оценки возможности использования подшипников на повторных межремонтных ресурсах авиационных конструкций. В ремонтирующих организациях существуют инструкции по этому вопросу применительно к одному конкретному изделию и часто эти инструкции основываются на опыте работы данной ремонтирующей организации.

Создание единой методики оценки возможности повторного использования подшипников авиационных конструкций весьма сложно, поскольку при этом должны быть учтены многие факторы: условия и режимы эксплуатации подшипникового узла, технические требования, предъявляемые к узлу в части обеспечения работоспособности всего изделия, ресурс узла и, что является весьма важным, техническое состояние подшипника после отработки ресурса.

Технические условия на изготовление авиационных подшипников определяют требования, предъявляемые к новому подшипнику. После отработки межремонтного ресурса вместе с изделием подшипник в большинстве случаев уже не соответствует этим требованиям. При этом точно установить процент утраты подшипником своих первоначальных характеристик очень трудно, а зачастую и невозможно.

Особенно это касается неразборных подшипников, где осмотр состояния всех деталей не может быть произведен. В других случаях не всегда возможно установить состояние, предшествовавшее началу усталостного выкрашивания.

Износ рабочих поверхностей, приводящий в конечном счете к выкрашиванию материала, происходит постепенно и внешние признаки зарождения этого дефекта появляются в виде мелких язвочек и отслаивания металла лишь незадолго до начала явного повреждения поверхности.

В связи с этим техническое состояние работавшего подшипника и его пригодность для дальнейшей работы определяют по некоторым параметрам и по косвенным признакам.

## **1. ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ**

Возможность повторного использования подшипников в изделиях авиационных конструкций устанавливаются из анализа:

а) условий и режимов работы подшипников в узле; принимают во внимание и расчетный срок службы подшипника по заданным нагрузкам, оборотам, температуре и характеру окружающей среды;

б) статистических данных о работе подшипника в данном изделии в течение установленного ресурса и при более длительных ресурсах с учетом ресурса изделия после ремонта;

в) статистических данных по дефектации подшипников при ремонте изделия;

г) результатов оценки фактического состояния работавших подшипников;

д) лабораторных исследований подшипников, преждевременно вышедших из строя, а также подшипников, отбракованных при дефектации;

е) стендовых и натурных испытаний подшипников.

### **Анализ условий и режимов работы подшипников**

Подшипники качения применяют в двигателях (поршневых, турбореактивных), агрегатах (электрической системы, топливной системы, системы управления), приборах, в узлах управления летательных аппаратов.

Режимы и условия работы подшипников в различных изделиях различны. Кроме того, режимы работы и степень ответственности подшипниковых узлов в изделиях в общей работе всего механизма значительно отличаются друг от друга.

В связи с этим и решение вопроса о возможности использования подшипников на повторных ресурсах и допустимых отступлениях от технических условий на новые подшипники должно быть дифференцированным.

При анализе условий работы подшипников двигателей следует отдельно рассмотреть две основные группы: подшипники главных опор и подшипники приводов. Наиболее строгий подход должен быть к подшипникам главных опор, так как они работают в наиболее напряженных условиях и отказ их в работе приводит к незамедлительной аварии всего двигателя. Весьма нагруженными являются и шарикоподшипники редуктора ТВРД, а также вала винта поршневых двигателей.

Подшипники приводов работают в большинстве случаев на средних скоростях вращения при сравнительно умеренных нагрузках.

Подшипники агрегатов следует разделить на три основные группы: подшипники открытого типа (сюда входят в основном шариковые, а также роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами), шарикоподшипники закрытого типа, заполненные консистентной смазкой, подшипники топливных и гидравлических насосов, работающие в условиях смазки и охлаждения топливом или жидкостями типа АМГ.

Большее внимание должно быть уделено двум последним группам подшипников. Такие подшипники закрыты с двух сторон уплотнениями, встроенными в наружное кольцо, которые не позволяют произвести их тщательный осмотр (особенно подшипников типа 80000). Закрытые подшипники применяют в качестве опорных подшипников роторов электроагрегатов, работающих на высоких скоростях вращения.

Подшипники топливных и гидравлических насосов работают в среде керосина. Эта среда значительно понижает усталостную прочность рабочих деталей подшипников, поэтому использование их на повторных ресурсах весьма ограничено (вне зависимости от состояния деталей после отработки первого ресурса). Упорно-радиальные шарикоподшипники типа 268813 в плунжерных насосах следует полностью отбраковывать при ремонтах изделий.

Подшипники узлов механизмов управления (в основном шариковые) работают в большинстве случаев с качательным движением при высоких нагрузках. Расчетное определение работоспособности таких подшипников весьма затруднено; в связи с этим оценка их состояния и возможности дальнейшего использования производится на основании дефектации подшипников при ремонте изделия.

## Анализ статистических данных

Ремонтные организации накапливают большой статистический материал о работе изделий (подшипников) в течение установленного ресурса, а также в течение более длительных сроков службы подшипников с учетом межремонтных ресурсов изделий. Это дает им возможность квалифицированно оценить работоспособность отдельных деталей изделий (подшипников) в течение определенных ресурсов.

Анализируя статистический материал, следует рассмотреть те неисправности подшипников, которые часто обнаруживаются при ремонте изделий после определенной наработки. Наиболее опасными являются те, которые носят усталостный характер.

Повторение усталостных повреждений одних и тех же подшипников после одной и той же наработки свидетельствует о том, что подшипник работает на пределе своей работоспособности и дальнейшее повышение его сроков службы не может быть допущено.

Подшипники, удовлетворительно отработавшие свой ресурс, могут быть допущены к эксплуатации в течение новых увеличенных ресурсов. Появление на работавших подшипниках повреждений, не носящих усталостный характер и не являющихся аварийными, обычно не может служить препятствием для увеличения ресурса подшипников.

Установление повышенного срока службы подшипников возможно на основании проверки большого количества изделий, отработавших вместе с подшипниками гарантийный ресурс без появления на их деталях усталостных повреждений.

Если усталостные выкрашивания появляются закономерно на каком-либо определенном подшипнике, то, как указано выше, такие подшипники бракуют. Если усталостные выкрашивания носят единичный характер и встречаются на разных подшипниках, в том числе и на тех, работоспособность которых по расчетным данным еще не исчерпана, то вопрос о повторном их использовании должен решаться исходя из состояния данного подшипника, его деталей и узла в целом.

При обработке статистических данных учитывают результаты испытаний однотипных подшипников в других аналогичных изделиях, причем принимают во внимание режимы их работы и ресурсы, которые в ряде случаев могут быть более тяжелыми.

### Оценка фактического состояния работавших подшипников

Фактическое состояние подшипников, отработавших свой ресурс в эксплуатации, оценивают по результатам их дефектации.

Для качественной оценки повреждений подшипников в работе разрабатывают специальные технические условия на ремонтные подшипники. Такие технические условия выпускают на подшипники каждого изделия и узла, поступающих в ремонт. Нельзя механически без достаточного анализа распространять нормы допусти-

мых отклонений, установленных для подшипников одного изделия или узла на подшипники других, хотя и аналогичных изделий.

Технические условия на ремонт предусматривают нормы состояния подшипников после отработки определенного срока службы. Для повторных ремонтов изделий после двойного ресурса эти нормы могут быть пересмотрены.

### **Лабораторные исследования подшипников, преждевременно вышедших из строя, а также отбракованных при дефектации**

Лабораторными исследованиями подшипников, вышедших из строя до выработки гарантийного ресурса, или подшипников, на которых обнаружены дефекты в эксплуатации, выявляют причины, приводящие подшипник либо к разрушению во время работы, либо к окончательной негодности после выработки изделием своего ресурса.

С помощью этих исследований определяют физическую сущность тех или иных неисправностей и степень влияния их на работоспособность подшипников.

В результате лабораторных исследований намечают программу комплексных мероприятий по повышению работоспособности подшипников в изделии как за счет ликвидации дефектов самого подшипника, так и улучшения условий работы подшипников в изделии, включая вопросы эксплуатации.

### **Стендовые и натурные испытания**

Для более объективной оценки работоспособности подшипников с определенными отступлениями от технических условий проводят стендовые испытания подшипников. Испытания подшипников следует вести на нагрузках и оборотах, близких к условиям работы их в узле. Однако часто данный подшипник применяется в нескольких узлах с различными режимами работы; в связи с этим контрольные испытания следует проводить на наиболее жестких режимах, либо оптимальных для данного подшипника.

Оптимальным режимом работы считается тот, на котором проводят испытания данного подшипника на долговечность на предприятии-изготовителе, при этом скорость вращения внутреннего кольца устанавливается 0,4—0,6 от предельного числа оборотов для данного подшипника.

Нагрузки на подшипники устанавливают исходя из расчетной долговечности подшипников 200 час. Подшипники радиальные испытывают, как правило, при радиальных нагрузках, подшипники радиально-упорные — при комбинированных нагрузках (одновременно действующих осевых и радиальных), а подшипники упорные — при осевых нагрузках.

В ряде случаев проводят ускоренные испытания подшипников при увеличенных нагрузках. Продолжительность таких испытаний

может составлять 15—25 час, а в некоторых случаях и 5 час. Проведение ускоренных испытаний должно быть тщательно подготовлено, так как большие нагрузки, прилагаемые в таких случаях к подшипнику, могут привести к увеличенным деформациям узлов испытательной машины, что внесет погрешности в получаемые результаты.

Увеличение нагрузок при ускоренных испытаниях производят исходя из формулы

$$Q_{\text{пр}} = \frac{C}{(nh)^{0,3}},$$

где  $C$  — коэффициент работоспособности подшипника;  
 $Q_{\text{пр}}$  — приведенные нагрузки на подшипник в  $кГ$ ;  
 $n$  — число оборотов внутреннего кольца в  $об/мин$ ;  
 $h$  — расчетный срок службы подшипника в часах, принимаемый, как правило, за контрольный срок при стендовых испытаниях, например, для сокращения времени испытания в 10 раз нагрузка, действующая на подшипник, должна быть увеличена в два раза.

Изменять скорость вращения подшипника при испытании не рекомендуется.

Испытания подшипников проводят на специальных машинах-стендах. Такие машины должны быть просты по конструкции, удобны в эксплуатации и, что весьма важно, должны давать объективную оценку работоспособности подшипников, не допуская погрешностей, связанных с конструктивной недоработкой самой машины. Значительное искажение результатов испытаний дает недостаточная жесткость узлов машины.

На фиг. 164 показана конструкция испытательной машины для подшипников с внутренним диаметром  $30 \div 40$  мм и числом оборотов вала до  $32\,000$   $об/мин$ .

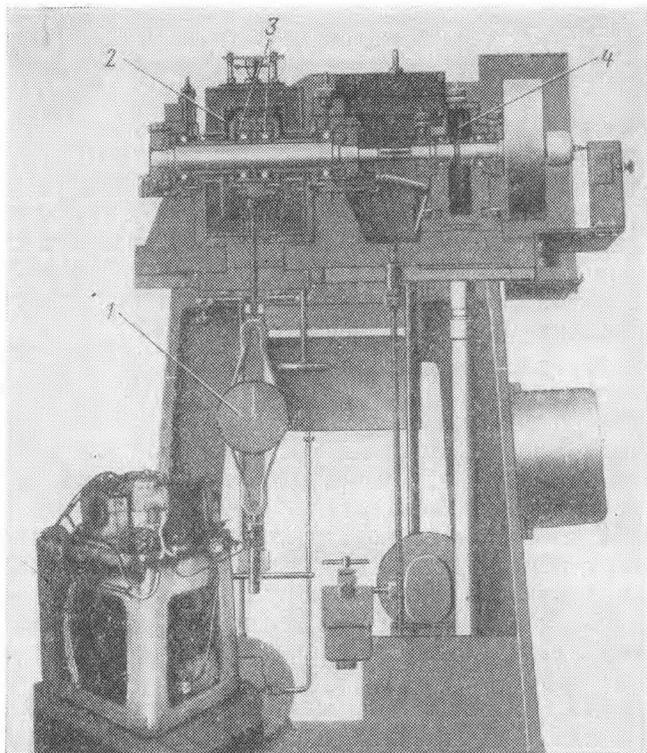
Испытуемые подшипники помещены по середине вала в корпусе нагружения. Вал покоится на двух опорах-подшипниках того же размера, что и испытуемые.

Вал получает вращение от двухскоростного электродвигателя мощностью  $2,1$   $квт$  при  $1430$   $об/мин$  и  $2,8$   $квт$  при  $2850$   $об/мин$  через пару шкивов с тонким ремнем и через одноступенчатый цилиндрический редуктор.

Вал редуктора соединен с основным валом пластинчатой муфтой. Радиальная нагрузка на испытуемые подшипники создается с помощью грузов, подвешенных на одном конце рычага; другой конец рычага соединен через тягу с корпусом нагружения, в котором помещены испытуемые подшипники. Для гашения вибраций к рычагу прикреплен масляный демпфер, представляющий собой поршень со сквозными отверстиями, помещенный в цилиндр, заполненный маслом.

Для создания необходимой температуры окружающей среды корпус нагружения заключен в теплоизоляционную камеру, в ко-

торой помещен электронагреватель. Камера состоит из двух частей, имеющих разъем в горизонтальной плоскости вала. Верхняя половина съемная и закрепляется на нижней четырьмя болтами. Стенки камеры сварены из листовой стали, полости заполнены теплоизоляционной ватой.



Фиг. 164. Стенд для испытания подшипников с внутренним диаметром 30÷40 мм.

1—узел радиального нагружения, 2—камера обогрева, 3—испытываемые подшипники, 4—редуктор.

Заданная для испытания температура поддерживается с помощью электронного потенциометра. Температура наружных колец подшипников измеряется термопарами и записывается самопишущим пирометрическим милливольтметром. Испытуемые подшипники могут смазываться как жидкой, так и консистентной смазкой. Для смазки опорных подшипников вала и редуктора служит отдельный узел, который состоит из шестеренчатого насоса ШДП-5, бачка и регулятора подачи масла (фиг. 165).

Основные узлы испытательной машины смонтированы на чугунной литой станине. Электропусковую аппаратуру устанавливают отдельно.

На фиг. 166 и 167 показаны внешний вид и схема испытательной машины для крупногабаритных подшипников двигателей со скоростями вращения до 15 000 об/мин. Машина приводится во вращение от электродвигателя постоянного тока.

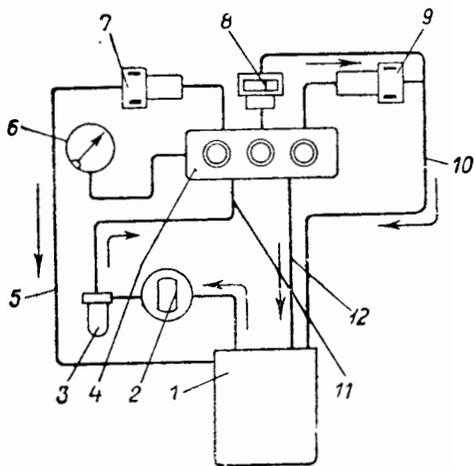
Испытуемые подшипники помещены между коренными, которые вынесены за пределы камеры обогрева. Ускоряющий редуктор, расположенный между электродвигателем и корпусом нагружения, имеет передаточное отношение 1:11.

Корпус имеет узлы радиального и осевого нагружения для создания гидростатической нагрузки. Радиальная и осевая нагрузки могут создаваться как раздельно, так и одновременно. Герметичная теплоизоляционная камера и электронагреватели позволяют проводить испытания подшипников при повышенной температуре.

Заданная температура в камере поддерживается электронным потенциометром. Испытуемые подшипники смазывают с помощью форсунок, направленных в зазор между внутренним кольцом и сепаратором.

На фиг. 168, 169 показана испытательная машина для испытания подшипников с качательным движением. Качательное движение испытуемого подшипника осуществляется с помощью четырехзвенного механизма 3 (см. фиг. 169), преобразующего вращательное движение электродвигателя 1 в возвратно-поступательное движение вала 5. Подшипники нагружают с помощью гидростатических узлов нагружения 7 и 8 (в виде мездоз).

Стенд снабжен камерой обогрева 4, внутри которой помещены как испытуемые 6, так и коренные подшипники; камера снабжена электронагревателями. Камера обогрева 4 имеет разъем по оси вала 5. Заданная температура внутри камеры обогрева поддерживается постоянной с помощью электропотенциометра. Во время испытания производится автоматическая запись температур наружных колец подшипника. Испытательная машина рассчитана на

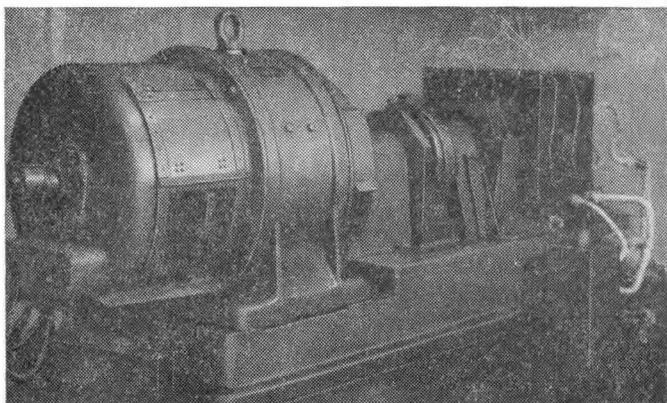


Фиг. 165. Схема смазки опорных подшипников и редуктора.

1—бак, 2—насос, 3—фильтр пластинчатый, 4—коллектор, 5—отвод смазки от подставных подшипников, 6—манометр 10 атм, 7—подставные подшипники, 8—редуктор, 9—подшипники редуктора, 10—отвод смазки от зацепления и подшипников редуктора, 11—подвод смазки к подставным подшипникам и редуктору, 12—трубка перепуска.

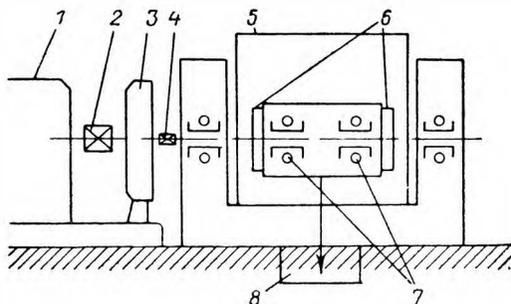
испытание подшипников с консистентными и твердыми смазками.

Методика испытания каждой партии подшипников устанавливает условия испытаний, подготовку и их проведение, а также обработку и оформление результатов испытания.



Фиг. 166. Внешний вид стенда для испытания подшипников двигателей.

Как правило, для исследования влияния какого-либо фактора на работоспособность подшипников необходимо испытать не менее десяти подшипников одной конструктивной группы. Иногда по



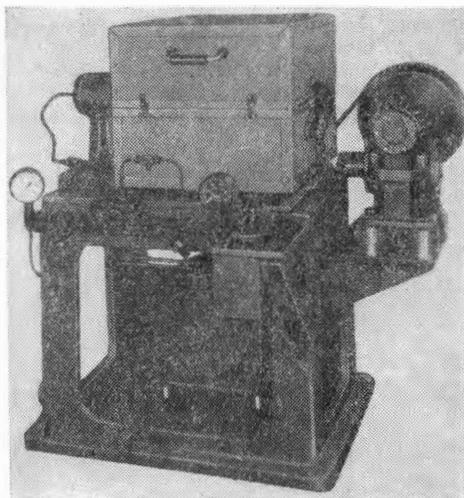
Фиг. 167. Схема стенда для испытания подшипников.

1—электродвигатель постоянного тока, 2—соединительная муфта, 3—редуктор, 4—соединительная муфта, 5—теплоизоляционная камера, 6—узлы осевого нагружения, 7—испытываемые подшипники, 8—узел радиального нагружения.

причине ограниченности сроков и отсутствия нужного количества подшипников выводы могут быть сделаны по меньшим эксперимен-

тальным данным (5—6 результатов), однако в этом случае при обобщении материалов должны быть более полно учтены и результаты эксплуатационных испытаний.

Ниже приведена типовая методика испытаний.



Фиг. 168. Внешний вид стенда для испытания подшипников с качательным движением.

#### **Методика стендовых сравнительных испытаний подшипников, выработавших первый межремонтный ресурс, и новых подшипников**

**Назначение методики.** Методика устанавливает условия испытаний, содержание работ по подготовке и проведению испытаний, по обработке и оформлению результатов испытаний подшипников при заданных условиях.

**Цель испытания** проверить работоспособность подшипников, имеющих повышенную разноразмерность шариков после отработки первого межремонтного ресурса, по сравнению с новыми подшипниками.

**Средства испытаний.** Испытания ведут на высокоскоростном стенде. Одновременно испытывают два подшипника — один исследуемый и один новый.

**Количество испытуемых подшипников.** Испытаниям подвергают 6 работавших и 6 новых подшипников.

**Режим испытаний.** Радиальная нагрузка на испытуемый подшипник 150 кг;

осевая нагрузка 200 кг;

скорость вращения внутреннего кольца 6000 об/мин.

**Смазка подшипников.** Испытуемые подшипники смазывают трансформаторным маслом, подаваемым к ним с помощью трех форсунок, направленных в зазор между внутренним кольцом и сепаратором. Прокачка масла 2,5 л/м.

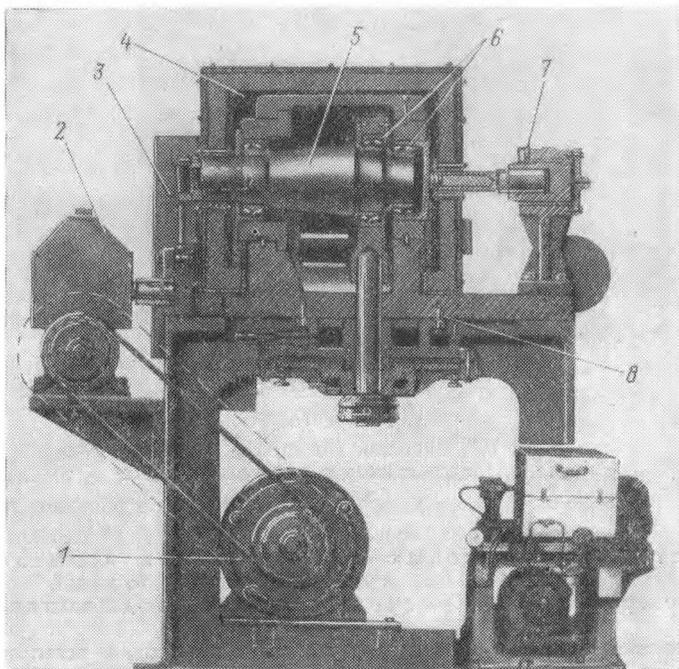
Прокачка масла может быть в процессе испытания изменена, исходя из необходимости обеспечения установившейся температуры подшипника при минимальном расходе масла.

Смену масла производить через каждые 50 час работы.

**Продолжительность испытаний.** Контрольный срок испытаний 200 час. По специальному указанию после наработки двухсотчасового контрольного ресурса испытания подшипников могут быть продолжены до выхода из строя одного из них.

**Подготовка подшипников.** На все подшипники, отобранные для испытаний, составляют паспорта по специальной форме и измеряют фактические размеры посадочных мест вала и корпуса.

**Посадки подшипников.** Испытуемые подшипники устанавливают на вал с плотной посадкой ( $L_{II}$ ), в корпус — с посадкой скольжения ( $C_{II}$ ).



Фиг. 169. Стенд для испытания подшипников с качательным движением.

1—электродвигатель, 2—червячный редуктор, 3—четырёхзвенный механизм, 4—камера обогрева, 5—вал, 6—испытуемые подшипники, 7—узел осевого нагружения, 8—узел радиального нагружения.

**Причины прекращения испытаний.** Показателями выхода подшипников из строя являются резкое повышение шумности, быстрое возрастание температуры по сравнению с установившейся, заклинивание подшипника или поломка какой-либо детали.

**Порядок проведения испытаний.** Испытания подшипников ведут непрерывно на заданных режимах.

В процесес испытаний через каждый час в журнал испытаний записывают:

- а) температуру наружного кольца подшипника;
- б) температуру масла на входе и выходе из испытуемого подшипника;
- в) давление масла, подаваемого в испытуемые подшипники;
- г) радиальную и осевую нагрузки;

д) число оборотов вала;

е) напряжение и силу тока электродвигателя.

При выходе из строя одного из испытуемых подшипников испытание другого продолжается с подставным подшипником до контрольной наработки.

После окончания испытаний подшипники демонтируют со стенда, осматривают визуально, после чего повторяют все замеры, которые проводились до испытаний. Далее подшипники подвергают дефектации по ремонтной технологии.

**Обработка результатов испытаний.** На основании записей в журнале испытаний, осмотра подшипников, их замера и результатов дефектации составляют отчет, в котором делают заключение о степени влияния увеличенной разноразмерности шариков (в заданных пределах) на работоспособность подшипника при испытании на определенных режимах.

Результаты стендовых испытаний подшипников, даже на режимах, близких к режимам работы их в изделиях, не являются достаточными для принятия окончательного решения о возможности эксплуатации подшипников на увеличенных сроках службы, поскольку никакие стендовые испытания не могут полностью имитировать условия работы подшипников в узлах изделия.

В соответствии с общепринятым порядком для окончательной оценки работоспособности подшипников проводят эксплуатационные испытания их вместе с изделием.

Наряду со стендовыми проводят и натурные испытания подшипников. Такие испытания проводят для решения более общих вопросов, касающихся работоспособности подшипников всего изделия или основных его узлов, например, главных опор авиадвигателей.

*Под натурными испытаниями* понимают проверку подшипников непосредственно в изделиях, в которых они применяются. Испытания изделий можно проводить как в стендовых, так и в эксплуатационных условиях.

Натурными испытаниями проверяют подшипники авиадвигателей, агрегатов и приборов.

Натурные испытания обычно проводят без предварительной стендовой проверки подшипников, однако для получения большого количества данных их можно проводить и параллельно со стендовыми.

Натурные испытания подшипников обычно совмещают с проверкой работоспособности всех деталей изделия в течение заданного нового межремонтного ресурса.

Если стендовая проверка подшипников на увеличенный срок службы не всегда является обязательной, то натурные испытания дают общую оценку возможности работы подшипников в течение заданных увеличенных сроков службы.

Испытания изделий вместе с подшипниками на увеличенный срок службы проводят по утвержденной программе ресурсных испытаний.

В ряде случаев результаты ресурсных испытаний изделий в стендовых и эксплуатационных условиях получаются неодинаковыми. Стендовая проверка изделий в ряде случаев показывает более низкую стойкость подшипников, особенно тех, которые вос-

принимают нагрузки, создаваемые давлением воздушно-газовых потоков. Это в первую очередь относится к опорным шарикоподшипникам компрессора ТРД, которые работают под действием разности газовых давлений в полостях компрессора и турбины. Лучшая работоспособность указанных подшипников при эксплуатационных испытаниях связана с понижением действующих нагрузок, обусловленным разреженностью атмосферы с поднятием на высоту.

При анализе работоспособности подшипников решающими являются данные о результатах их эксплуатационных испытаний в изделиях. Эксплуатационные испытания являются завершающим этапом оценки возможности продления сроков службы подшипников.

Для объективного и технически обоснованного решения вопроса об увеличении общего срока службы подшипников необходимы результаты испытаний не менее 5—7 изделий.

## 2. МЕТОДИКА ДЕФЕКТАЦИИ ПОДШИПНИКОВ

Дефектация подшипников является одной из операций технологического процесса ремонта изделий, отработавших межремонтный ресурс. Этой операцией определяют фактическое техническое состояние подшипников, оценивают возможность использования их для повторных ресурсов, определяют необходимость и возможность восстановления подшипников.

Дефектация состоит из проверки материалов, визуального осмотра деталей и осмотра с помощью оптических средств, различных измерений и проверок для обнаружения дефектов, не допустимых по техническим условиям.

Для обнаружения дефектов применяют разнообразные приспособления и аппаратуру — обыкновенные измерительные инструменты, увеличительные приборы (лупы, микроскопы), рентгеновские установки и иную сложную аппаратуру.

При дефектации проводят основные обмеры для установления соответствия геометрических размеров детали размерам, указанным в инструкциях, чертежах и технических условиях на ремонт изделия. Измеряют также глубины рисок, остроты подрезов и т. д. Кроме того, оценивают чистоту обработки и определяют характер внешних повреждений — коррозионных раковин, вмятин и т. д.

Дефектацию всех подшипников проводят при капитальном ремонте авиационных конструкций, при регламентных работах осматривают лишь специально указанные подшипники для технологического контроля соответствия их действующим стандартам, специальным техническим условиям и инструкциям.

Внешний вид (чистота обработки поверхностей, наличие коррозионных и механических повреждений) подшипников проверяют осмотром их при рассеянном свете, сравнением их с эталонами;

механические повреждения измеряют на профилометре глубинометром с остро заточенной иглой.

Вращение подшипника проверяют двумя способами — от руки или на специальных приборах.

Наружный и внутренний диаметры подшипника, отклонение от геометрической формы его деталей и правильное сопряжение отдельных элементов проверяют специальными методами с применением соответствующих приборов.

Кроме того, разборные подшипники подвергают магнитному контролю, а закрытые подшипники — рентгеновскому просвечиванию.

Дефектация подшипников, проводимая при ремонтах авиационных конструкций, состоит из четырех основных этапов:

- 1) физические методы проверки (магнитный контроль, рентгеновское просвечивание);
- 2) осмотр;
- 3) оценка качества вращения подшипника;
- 4) измерения.

Перед дефектацией подшипники проходят соответствующую подготовку.

### **3. ПОДГОТОВКА ПОДШИПНИКОВ К ДЕФЕКТАЦИИ**

Поступившие на дефектацию подшипники должны предварительно очищать от загрязнений, возникших в процессе эксплуатации. Необходимо также подготовить рабочее место, инструмент и подобрать техническую документацию (инструкции, технические условия и т. д.).

#### **Промывка подшипников**

Перед дефектацией подшипники подвергают предварительной и окончательной промывке.

Предварительную промывку производят в чистом бензине Б-70 с помощью щетинных щеток и салфеток. В зависимости от характера и степени загрязнения подшипники промывают в керосине, в креолиновых растворах или отмачивают в бензине, очищают поверхности с помощью ультразвука и т. д. до полного удаления с поверхностей деталей смолистых отложений, продуктов окисления смазки и других загрязнений. При промывке кольца подшипников проворачивают в противоположные стороны, при этом допускается очистка подшипников с помощью деревянных лопаточек и продувки сжатым воздухом.

При продувке подшипников сжатым воздухом проворачивание колец не допускается во избежание нанесения рисок и надиров на поверхности тел качения.

Во внутреннее кольцо при промывке туго вставляют конусную пробку из твердого дерева (дуб, ясень, береза) для облегчения проворачивания колец. Промывка закрытых подшипников для замены старой консистентной и консервационной смазки может производиться погружением подшипников в ванну (с решеткой на дне), наполненную трансформаторным маслом, нагретым до температуры 95° С. Подшипники погружают с помощью специальных крюков и выдерживают в течение 5÷20 мин. Во внутреннее кольцо подшипника туго вставляют конусную деревянную пробку и медленно проворачивают кольцо в противоположные стороны до тех пор, пока из него не вытечет консистентная смазка.

Окончательную промывку производят непосредственно после предварительной в ванне со смесью чистого бензина Б-70 с маслом МС-20 или МК-22 (6—8%) для отделения отложений, отделившихся от поверхностей деталей подшипника при предварительной промывке и для кратковременной консервации подшипника на срок до трех суток в зависимости от вида изделия и тары подшипника.

Если подшипники после промывки поступают на дефектацию, имея сильно замасляные поверхности, то их можно прополоскивать в бензине Б-70 или протирать чистой салфеткой. После подобной очистки подшипники разрешается брать руками только в чистых хлопчатобумажных (или замшевых) перчатках. После дефектации годные подшипники необходимо немедленно прополоскать в ванне с раствором, предусмотренным для окончательной промывки.

После магнитного или люминесцентного контроля, гальванических покрытий и восстановления различных повреждений путем зачистки подшипники промывают в ванне для окончательной промывки.

При промывке подшипников необходимо пользоваться специальными кассетами, тарой, крючками, ванночками. Запрещается пользоваться эмалированной посудой.

Применяемое масло и бензин необходимо проверять для обнаружения механических примесей (наждак, песок, окалина, стружки и др.).

В зависимости от вида изделия и типа подшипника последние транспортируют на дефектацию в деревянных ящиках с крышками или в ванночках с трансформаторным маслом. Так, подшипники колес шасси самолетов транспортируют в деревянных ящиках с крышками, наиболее крупные подшипники турбореактивных двигателей и, в частности, подшипники главных опор — в ванночках с маслом и т. д. Способ хранения подшипника определяется специальными инструкциями и техническими условиями по данному изделию.

Забракованные подшипники должны быть законсервированы, упакованы в парафинированную бумагу и уложены в деревянные ящики с указанием типа подшипников и наработки.

Взамен забракованных поступают новые подшипники.

## Подготовка рабочего места

Рабочее место для дефектации подшипников должно быть оборудовано приспособлениями и эталонами по специальному перечню (см. табл. 63). Оно должно содержаться в чистоте, изолировано или отдаленно от участков, где применяют абразивные материалы.

Таблица 63

**Оборудование для дефектации подшипников**  
(примерный перечень)

Название оборудования	Тип	Количество ориентировочное
Магнитный дефектоскоп	МДА-3	1
Бинокулярный микроскоп	МБС-2	1
Лупа	7÷10-кратная	2
Микрометры, нутромеры, приспособления, приборы для измерения подшипников	В соответствии с типами подшипников	
Перчатки	Хлопчатобумажные	2 пары
Ванночки для бензина	—	1
Салфетки	Хлопчатобумажные	0,5 м
Эталоны (или фотоэталоны) подшипников с предельно допустимыми дефектами	В соответствии с инструкцией по дефектации	

Комплект эталонов подшипников с допустимыми и недопустимыми дефектами, резко изменяющимися от коррозионного воздействия, должен храниться в ванночках с маслом МК или МС или в эксикаторах.

Комплект эталонов с дефектами, существенно не изменяющимися от времени (вмятин, рисок, забоин и т. д.), может храниться в плотно закрывающихся шкафах на участке дефектации.

По дефектам, изменяющимся со временем (коррозионные раковины, точки и т. п.), должны иметься утвержденные фотоэталоны.

Масло, находящееся в ванночках для подшипников, необходимо проверять не реже одного раза в неделю. При обнаружении механических примесей (песка, окалин, стружки и др.) масло следует заменить или профильтровать, а подшипники промыть вторично.

## Технологический маршрут дефектации

Все операции по дефектации (и восстановлению) подшипников при ремонте авиационной техники производят в строгом соответствии с установленным технологическим маршрутом. Приведем примерный технологический маршрут подшипников, который соблюдается при ремонте поршневых двигателей.

1. После разборки двигателей подшипники направляют на промывку в специальных сортовиках, в которые кладут бирку с номером двигателя; разборные подшипники разбирают, а тела качения укладывают в специальные ячейки. Агрегатные подшипники подают на промывку комплектно с агрегатами.

2. Промытые разборные подшипники подвергают осмотру для выявления возможных грубых дефектов в виде трещин, выкрашивания материала или грубых механических повреждений.

3. После предварительного осмотра разборные подшипники направляют на магнитный (кольца, ролики) и люминесцентный контроль (сепараторы), а отдельные неразборные закрытые подшипники — на рентгеновское просвечивание, после чего подшипники вновь промывают.

4. Промытые и подвергнутые физическим методам контроля подшипники направляют на участок дефектации.

5. С рабочего места дефектации подшипники, у которых необходимо хромировать или меднить посадочные поверхности, направляют в гальваническое отделение. Подшипники с дефектами, подлежащими устранению, направляют на участок ремонта.

6. Подшипники после ремонта и восстановления вновь направляют на участок дефектации для контроля.

7. Подшипники, забракованные после отработки ресурса из-за изменения размеров или недопустимых дефектов, направляют в изолятор.

8. Подшипники, годные к дальнейшей эксплуатации, направляют на сборку двигателя.

Для дефектации полуразборных роликовых подшипников, т. е. тех, у которых отделяется только одно кольцо и затруднен осмотр дорожки качения другого кольца, можно рекомендовать частичную разборку путем извлечения одного из роликов. За торцовые поверхности извлекаемый ролик зажимают в тиски с мягкими губками.

После этого радиальным поворотом подшипника вокруг зажатого ролика извлекают его. Затем плотно прижимают к дорожке качения ролика фетровую заглушку и, вращая кольцо относительно сепаратора в бензине Б-70 с 6—8% масла МС-20 или МК-22, удаляют отложения с дорожки качения.

После очистки дорожки качения дополнительно промывают подшипник в свежеприготовленном растворе бензина и масла без применения волосяной щетки и фетра. Если при осмотре не обнаруживают недопустимых дефектов на дорожке качения кольца,

ролик приставляют к своему гнезду в сепараторе и легким ударом текстолитового или алюминиевого молотка устанавливают на место. При выпадании установленного ролика из своего гнезда расчеканивают сепаратор.

#### 4. ДЕФЕКТАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ

Как уже отмечалось, дефектация подшипников состоит из следующих операций: физические методы контроля, осмотр, оценка легкости вращения и измерения.

##### Физические методы контроля

К физическим методам контроля подшипников относятся методы обнаружения несплошностей материала в виде трещин и волосовин, оценки степени наклепа, обезуглероживания, включений и мягких пятен.

К этому виду контроля относится и метод вихревых токов.

Метод выявления наклепанных участков или мягких пятен на поверхностях качения подшипников, структуры металла, неметаллических включений и др. с помощью вихревых токов заключается в следующем<sup>1</sup>.

Если при помощи специального датчика создать вихревые токи в испытуемой детали, то они, в свою очередь, изменяют величину индуктивного и активного сопротивления катушки датчика. По величине и характеру этих изменений можно судить о наличии в испытуемой детали неоднородной структуры, неметаллических включений и т. д.

##### Магнитный контроль

Для выявления трещин и волосовин в материале наиболее распространенным является магнитный контроль. Такому контролю подвергают кольца и ролики разборных шариковых и роликовых подшипников.

Деталь намагничена правильно, если:

а) намагниченность доведена до степени, при которой сокращение поперечного сечения детали из-за наличия дефекта приводит к уменьшению магнитной проницаемости;

б) деталь намагничена однородно;

в) деталь намагничена в направлении, перпендикулярном направлению ожидаемого дефекта;

г) применен соответствующий источник электрического тока.

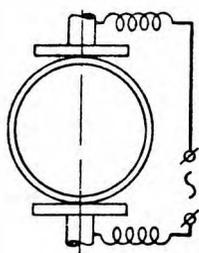
Нарушение первых двух условий ведет к снижению чувствительности метода, а в случае больших отступлений — к ложным показаниям; нарушение третьего условия затрудняет контроль или

<sup>1</sup> А. Д. Ярошек, Исследование внешних слоев деталей методом вихревых токов, «Заводская лаборатория», 1960, № 11.

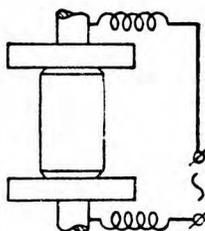
снижает возможность выявления дефекта до нуля; нарушение последнего условия ограничивает или делает практически невозможным применение магнитной порошковой дефектоскопии.

Магнитную дефектоскопию деталей проводят на принципе остаточной намагниченности. При намагничивании деталей подшипников обычно применяют как внутреннее, так и внешнее циркулярное магнитное поле (фиг. 170) переменного тока. Для этого либо через кольцо, либо через токопроводящий стержень пропускают расчетный электрический ток, затем деталь выдерживают в ванне с магнитной суспензией в течение 30 сек, в течение 2 мин суспензии дают стечь и осматривать кольцо.

Намагничивание роликов производят внутренним циркулярным полем (фиг. 171).



Фиг. 170. Схема намагничивания кольца подшипника.



Фиг. 171. Схема намагничивания роликов.



Фиг. 172. Прибор для контроля размагниченности.

После осмотра детали подшипников необходимо размагнитить и проверить размагниченность. Размагничивание считается удовлетворительным, если магнитный порошок не осаждается на грубом естественном или искусственном дефекте (типа трещины) эталонного кольца после его размагничивания. Деталь (или подшипник в целом) считается размагниченным, если стрелка магнитного компаса не отклоняется при приближении детали к магнитному компасу на заданное расстояние (обычно 200 мм).

В практике для проверки размагниченности подшипников применяют железные заклепки весом 0,02 г для подшипников с внутренним диаметром до 130 мм и 0,03 г — для подшипников большего диаметра. Подшипник считают размагниченным, если железные заклепки не удерживаются в воздухе остаточным магнетизмом подшипника. Размагниченность деталей проверяют также на специальных приборах (фиг. 172). Такая проверка размагниченности вызывается тем, что продукты износа ферросплавов могут осажаться на намагниченной поверхности и интенсифицировать износ подшипника.

## Люминесцентный контроль

Бронзовые, латунные и алюминиевые сепараторы разборных подшипников подвергаются при ремонте люминесцентному контролю. Этот метод позволяет обнаружить на поверхности сепаратора трещины, поры, рыхлоты.

## Метод цветной дефектоскопии

Для выявления несплошности в сепараторах, кольцах и телах качения из ферромагнитных материалов применяют метод цветной дефектоскопии, основанный на свойстве некоторых красителей увеличивать смачивающую способность их растворителей и выход растворителей из трещины наружу.

На обезжиренную чистым бензином Б-70 поверхность контролируемой детали наносят окрашенную в ярко-красный цвет специальную жидкость, обладающую хорошей смачиваемостью. Такая краска, хорошо смачивая поверхность сепаратора, проникает в мельчайшие несплошности. По истечении 5—10 мин красную краску с поверхности сепаратора удаляют масляно-керосиновой смесью. Вследствие плохой смачиваемости эта смесь не удаляет краску, проникшую в несплошности. После этого на сепаратор наносят белую краску. Красная краска, оставшаяся в несплошностях, выходит на поверхность детали, проникает в слой белой краски и растворяется в ней. В свою очередь белая краска обладает свойством впитывать и растворять красную краску, что облегчает условие выхода красной краски из трещины.

Через 5—10 мин после нанесения белой краски на поверхность детали она (краска) вместе с проникшей в нее (из трещины) красной краской высохнет. Четкая и яркая красная линия на белом фоне укажет на наличие трещины, определит ее форму и величину.

## Рентгеновское просвечивание

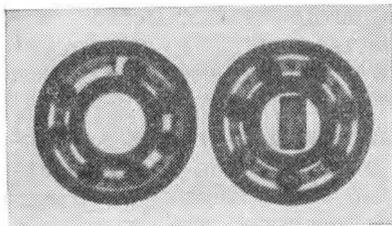
При внешнем осмотре закрытых подшипников могут возникнуть сомнения в отношении состояния сепараторов, заклепок, шариков, нарушения зазора между сепаратором и кольцами. Для контроля таких подшипников применяют рентгеновское просвечивание. Количество подшипников, которые должны проходить рентгеновское просвечивание в обязательном порядке, должно быть определено в технической документации для данного изделия. На рабочем месте дефектации должны быть комплекты эталонов рентгеновского просвечивания исправных и неисправных подшипников.

На фиг. 173 показана рентгенограмма закрытого подшипника с разрушенным сепаратором.

## Осмотр подшипников

Значительный объем работы по дефектации подшипников выполняют визуальным осмотром. Во многих случаях осмотр является единственной формой технического контроля подшипников.

Предварительный визуальный осмотр обычно предшествует магнитному контролю колец и роликов разборных шариковых и роликовых подшипников. Основной осмотр подшипников производят после магнитного или люминесцентного контроля деталей. Для лучшего выявления дефектов визуальным методом используются вспомогательные приборы и инструмент.



Фиг. 173. Рентгенограмма закрытого подшипника, имеющего поврежденный сепаратор.

Внешним осмотром выявляют характерные дефекты деталей (коррозию, трещины, истирание материала и т. д.).

Вначале осматривают внешние поверхности деталей без проворачивания колец. Состояние поверхностей дорожек качения колец и тел качения неразборных подшипников осматривают с проворачиванием колец. В подшипниках с массивными сепараторами осматривают центрирующиеся поверхности сепаратора. Разборные подшипники осматривают в разобранном виде.

При обнаружении недопустимых дефектов на отдельных деталях разборных подшипников (кроме усталостного выкрашивания материала) возможна замена их годными к работе деталями с других подшипников.

При обнаружении на одной детали признаков усталостного выкрашивания материала забракованию подлежит весь подшипник.

Подшипники следует подвергать дефектации при рассеянном свете. Различные дефекты, выявленные во время осмотра подшипников, сравнивают с эталонами, помещенными в соответствующих инструкциях по данному виду изделия. В качестве примера в табл. 64 приведены характерные дефекты, методы их обнаружения и отбраковки подшипников ряда поршневых и турбореактивных двигателей.

Указанная таблица не распространяется на все виды изделий авиационных конструкций, а представляет собой лишь пример характеристики встречаемых дефектов.

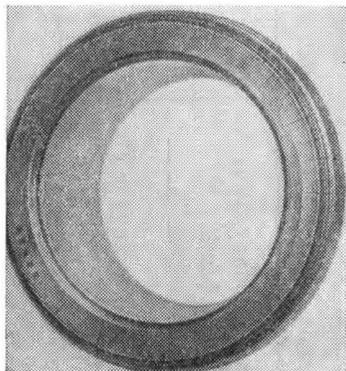
В табл. 65 приведены фотоэталон на допустимые повреждения деталей подшипников. Ниже рассмотрены характерные повреждения деталей.

При осмотре деталей подшипников встречаются следующие характерные неисправности:

**Трещины.** Детали с любыми трещинами, выявленными на подшипниках (фиг. 174) при осмотре невооруженным глазом, с помощью оптических средств или магнитного контроля, независимо от размера трещины подлежат забракованию.

**Коррозия.** Коррозионное разрушение всегда начинается с поверхности металла. В большинстве случаев оно сопровождается изменением внешнего вида поверхности. Металл, взаимодействуя с внешней агрессивной средой, образует химические соединения, которые остаются на его поверхности и изменяют ее внешнее состояние. Коричневая ржавчина на стали, зеленая пленка на меди и медных сплавах, белый налет на алюминиевых сплавах и т. п. — все это продукты коррозии.

Коррозия на деталях подшипников обычно бывает двух видов — сплошная и местная. Сплошная коррозия покрывает ровным слоем поверхность детали и тем самым изменяет ее шероховатость, не образуя местных глубоких разъеданий. Поэтому она является наименее опасным видом коррозионного повреждения. После зачистки такого участка деталь подшипника в большинстве случаев может считаться пригодной к дальнейшей эксплуатации.



Фиг. 174. Трещины на кольце.

Местная коррозия наблюдается в виде пятен, глубина которых почти одинакова по всей площади, и в виде точек. Глубина повреждений может быть различной — от незначительного точечного углубления до сквозного поражения и язвин.

Коррозия деталей является одним из распространенных дефектов подшипников. В связи с этим при дефектации подшипников следует тщательно проверять все детали на коррозию.

Почти на всех подшипниках, снятых с изделий после большой наработки, можно обнаружить коррозию, если осматривать их при 10—20-кратном увеличении. Некоторые подшипники с незначительной коррозией, пригодные по своему состоянию к дальнейшей эксплуатации, бракуют, а иногда (что происходит значительно реже) негодные подшипники оставляют для дальнейшей эксплуатации.

Поэтому большое практическое значение имеет разработка норм на допустимое поражение коррозией.

Приводимые в табл. 64—65 данные по допустимой коррозии не могут быть применены ко всем подшипникам, учитывая разнообразные условия их применения, степень надежности в эксплуатации, требуемую точность вращения и т. д. Например, на приборные подшипники настоящие рекомендации по допустимой коррозии

Характерные дефекты подшипников и методы их обнаружения

№ по пор.	Наименование дефекта	Разновидность подшипника	Детали подшипника	Способ обнаружения дефекта	Заключения и рекомендации
1	Трещины	Неразборный	Кольца, тела качения, сепаратор	Визуальный осмотр и с помощью лупы 7÷10-кратного увеличения, а в сомнительных случаях—с помощью биноклярного микроскопа при 12—32-кратном увеличении, без применения магнитного контроля	При обнаружении трещин подшипник браковать
		Разборный	Кольца, тела качения	Проверка на магнитном дефектоскопе	При обнаружении трещин заменить дефектную деталь
2	Коррозия	Все типы подшипников	Кольца, тела качения, сепаратор	Осмотр невооруженным глазом, а в сомнительных случаях с помощью лупы 7—10-кратного увеличения и микроскопа при 12—32-кратном увеличении	<p>Коррозию в виде поверхностного налета на торцах колец, а также на посадочных поверхностях колец и сепараторах удалять зачисткой наждачной шкуркой; коррозию в виде поверхностного налета на телах качения и дорожках качения колец удалять протиркой фетром с промывкой в обезвоженном керосине. Коррозия в виде раковин на дорожках качения колец и телах качения подшипников двигателей более 0,3 мм и свыше 5 шт. на 1 см<sup>3</sup> не допускается</p> <p>При наличии коррозионных раковин на посадочных поверхностях колец и на торцах притереть или</p>

					шлифовать кольца на глубину не свыше 0,1 мм, при необходимости с последующим меднением или хромированием—с толщиной слоя не свыше 0,08 мм на сторону При обнаружении недопустимой коррозии на деталях разборных подшипников заменять дефектную деталь
3	Цвета побежалости	Все типы подшипников из стали ШХ	Кольца, тела качения	Осмотр невооруженным глазом	Подшипник браковать
4	Касание змеевых сепараторов о борта колец шарикоподшипников	Шариковые подшипники со змеевыми сепараторами	Кольца, сепараторы	Осмотр невооруженным глазом	При сдвинутом от руки сепараторе в радиальном направлении в крайних положениях кольцо не должно касаться сепаратора. При касании сепаратора о внутреннее или наружное кольцо подшипник браковать
5	Риски, надирь, наклеп или следы контактной коррозии на посадочных поверхностях колец	Все типы подшипников	Кольца	Осмотр невооруженным глазом и сравнение площади, занимаемой повреждениями, с общей площадью поверхности	При повреждениях, занимающих не более 15% площади посадочной поверхности, зачистить, более 15%—шлифовать на глубину не более 0,1 мм с последующим хромированием с толщиной слоя не более 0,08 мм

№ по пор.	Наименование дефекта	Разновидность подшипника	Детали подшипника	Способ обнаружения дефекта	Заключения и рекомендации
6	Наволакивание материала сепаратора на поверхность центрирующих бортиков колец	Подшипники с массивными сепараторами	Наружные кольца	Осмотр невооруженным глазом	Незначительное наволакивание материала удалять зачисткой наждачной шкуркой и заполировать. При глубоких надирах в разборных подшипниках заменить дефектное кольцо
7	Износ в виде надиров на сепараторах от центрирующих бортиков наружных колец	Подшипники с массивными сепараторами	Сепараторы	Осмотр невооруженным глазом	Сепараторы, имеющие износ глубиной более 0,1 мм, заменить
8	Надиры и риски на торцевых поверхностях колец	Все типы подшипников	Кольца	Осмотр невооруженным глазом и сравнение занимаемой поврежденными площади с общей площадью поверхности	При повреждениях, занимающих не более 30% общей площади поверхности торца, удалить заусенцы и наволакивания материала. При надирах, занимающих более 30% общей площади поверхности торца кольца, притереть до удаления дефекта на глубину не более 0,1 мм. При повреждениях глубиной более 0,1 мм неразборный подшипник браковать, а в разборном подшипнике заменить дефектное кольцо

9	Бликовые отпечатки от тел качения на дорожках качения колец	Все типы подшипников	Кольца	Осмотр невооруженным глазом и сравнение с эталоном	При наличии смятия материала глубиной более 0,003 мм подшипник браковать, если подобные дефекты резко снижают надежность подшипника или узла изделия
10	Усталостное выкрашивание материала на телах качения и дорожках качения колец	Все типы подшипников	Кольца, тела качения	Осмотр невооруженным глазом с помощью оптических приборов	При обнаружении усталостного выкрашивания на одной из деталей подшипник браковать
11	Следы износа в виде точек на дорожках качения колец и телах качения	Высоконагруженные шариковые и роликовые подшипники	Кольца, тела качения	Осмотр невооруженным глазом и сравнение с эталоном	При наличии точек износа, выходящих за пределы эталона, неразборные подшипники браковать, а дефектные детали в разборных подшипниках заменить
12	Следы от качения на дорожках качения колец в виде матовой полосы без выработки	Все типы подшипников	Кольца	Осмотр невооруженным глазом	Пригодны к дальнейшей работе
13	Риски на дорожках качения колец	Все типы подшипников	Кольца	Осмотр невооруженным глазом и сравнение с эталоном	При наличии рисок, по внешнему виду не выходящих за пределы эталона, подшипник считать годным к дальнейшей эксплуатации. При наличии рисок, выходящих за пределы эталона, неразборные подшипники браковать, в разборных подшипниках заменить дефектные кольца

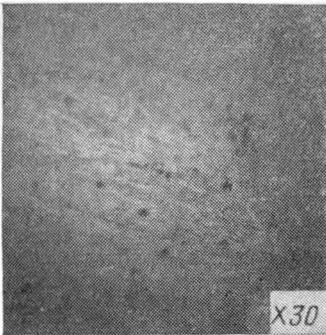
№ по пор.	Наименование дефекта	Разновидность подшипника	Детали подшипника	Способ обнаружения дефекта	Заключения и рекомендации
14	Кольцевые риски на роликах	Разборные роликовые подшипники	Ролики	Осмотр невооруженным глазом и сравнение с эталоном	При наличии рисков, по внешнему виду не выходящих за пределы эталона, подшипник считать годным к дальнейшей эксплуатации, при наличии рисков, выходящих за пределы эталона, дефектный ролик заменить
15	Риски на шариках разборных подшипников	Шариковые подшипники	Шарики	Осмотр невооруженным глазом и сравнение с эталоном	При наличии рисков, по внешнему виду не выходящих за пределы эталона, подшипник считать годным к дальнейшей эксплуатации, при наличии рисков, выходящих за пределы эталона, заменить дефектный шарик
16	Вмятины и забоины на сепараторах	Все типы подшипников	Сепараторы	Осмотр невооруженным глазом	Вмятины и забоины на боковой поверхности сепараторов могут быть допущены, если не происходит защемления тел качения или торможения подшипника. На массивных сепараторах мелкие забоины допускаются; острые кромки должны быть скруглены
17	Ослабление и разрушение заклепок сепаратора	Шариковые подшипники со змейковыми сепараторами	Сепараторы, заклепки	Осмотр и простукивание заклепок	При ослаблении или разрушении заклепок подшипник браковать

Фотоэталонны допустимых повреждений деталей подшипников

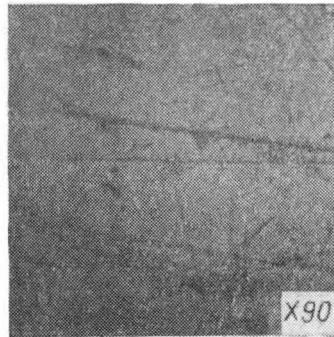
Фотоэталон и вид повреждения

Подшипники главных опор поршневых двигателей  
типа АШ-82, АШ-62ИР

1. Шарикоподшипники



Точки на поверхности шариков.



Риски на поверхности шариков.

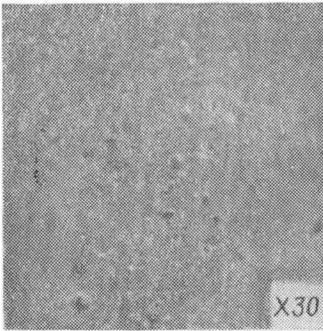


Риски на поверхности шариков.

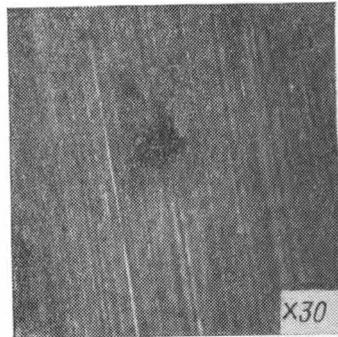


Риски на поверхности дорожек качения колец.

Фотоэталон и вид повреждения

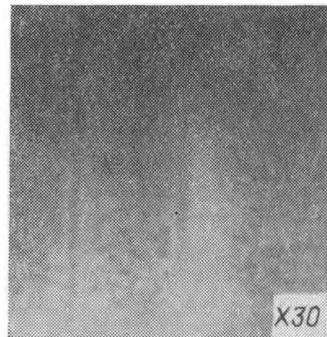
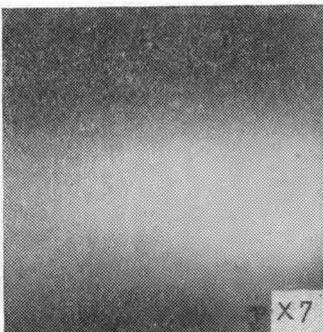


Риски на поверхности дорожек качения колес.



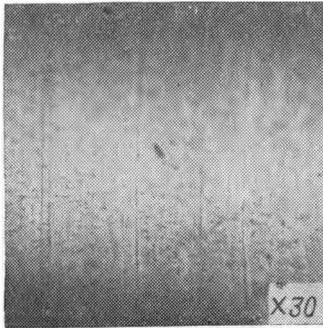
Точки на поверхности дорожек качения колес.

2. Роликоподшипники

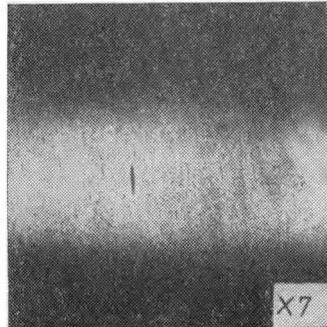


Кольцевые риски на поверхности ролика.

Фотоэталон и вид повреждения



Кольцевые риски на поверхности ролика.

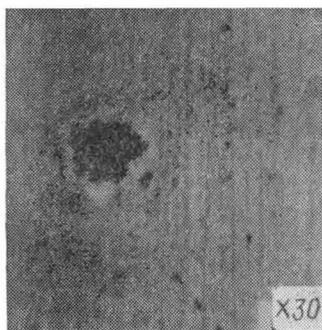
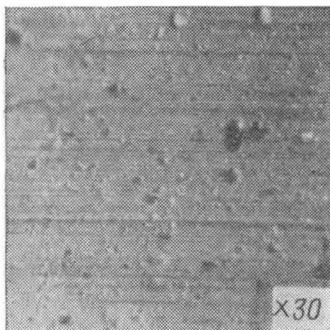


Вмятины на поверхности роликов.

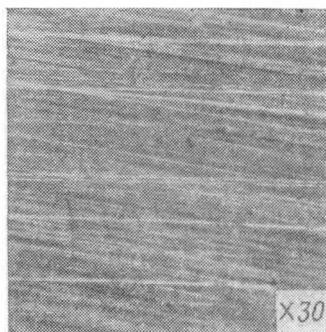
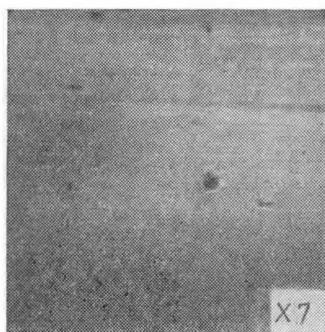


Вмятины на поверхности роликов.

Фотоэталон и вид повреждения



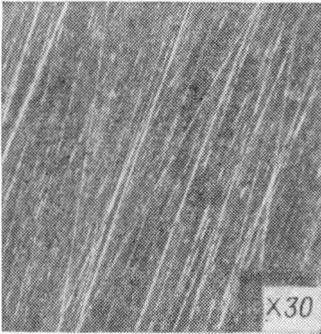
Повреждения в виде точек на поверхности дорожек качения колес.



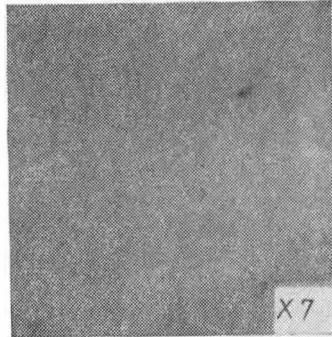
Повреждения в виде точек на поверхности дорожек качения колес.

Риски на поверхности дорожек качения колес.

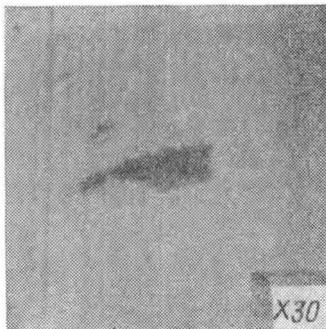
Фотоэталон и вид повреждения



Риски на поверхности дорожек качения колес.



Механические повреждения на поверхности дорожек качения колес.

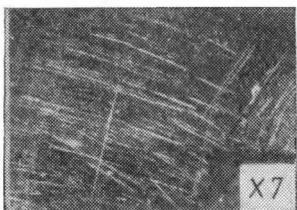


Механические повреждения поверхности (дорожки качения колес).

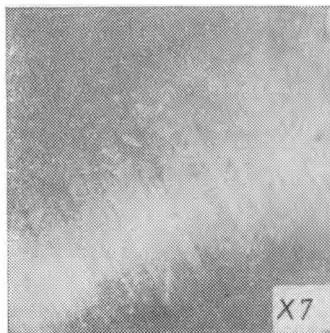
Фотоэталон и вид повреждения

Подшипники главных опор турбовинтового двигателя АИ-20

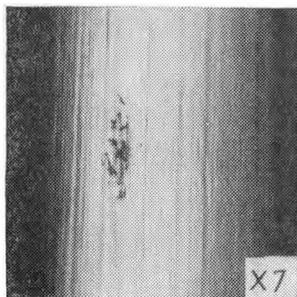
1. Шарикоподшипники



Риски на поверхности шариков.



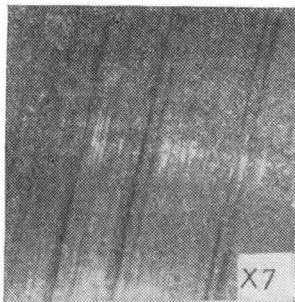
Риски на поверхности дорожек качения колец.



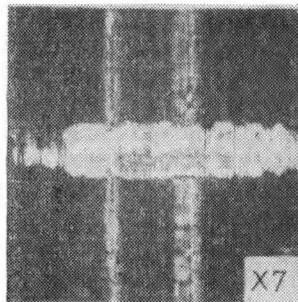
Группа коррозионных точек на поверхности дорожек качения колец.

## Фотоэталон и вид повреждения

## 2. Роликоподшипники



Риски на поверхности роликов.



Риски на поверхности дорожек качения колес.

не могут быть распространены. К ним следует предъявлять в этом отношении более жесткие требования.

Различная степень поражения коррозией может быть допущена также в зависимости от типа подшипника, месторасположения коррозионного участка на деталях подшипников и других факторов.

Так как глубина поражения коррозией соизмерима с площадью пораженного участка, то для заключения о пригодности детали достаточно определить наибольший поперечный размер этого участка поверхности; глубину коррозии можно и не измерять. Иногда для устранения коррозии применяют зачистку пораженного участка фетром, смоченным в керосине. Подобная зачистка лишь локализует коррозию, т. е. удаляет продукты коррозии и создает только внешний эффект (блеск). Для устранения влияния коррозионных раковин необходимо было бы снять значительное количество металла, что может нарушить правильную геометрическую форму детали, рабочих ее поверхностей и зазоров в подшипниках.

Для установления факта коррозионного повреждения поверхности необходимо исследовать состояние дна раковины. При снятии слоя с дна раковины коррозионное повреждение имеет темный оттенок, что хорошо можно заметить под микроскопом, и не имеет кристаллического строения, характерного для выкрашивания материала под действием контактных нагрузок.

**Цвета побежалости.** Цвета побежалости образуются на деталях подшипников вследствие их перегрева. Они представляют собой

окисную пленку, которая образуется при однократном или многократном нагревании подшипника до температуры, превышающей  $200^{\circ}\text{C}$ . В зависимости от температуры эта пленка имеет различные оттенки. Цвета побежалости образуются также вследствие перегрева трущихся деталей при их работе с заеданием, при недостаточной смазке и т. д. Наличие цветов побежалости показывает, что подшипник работал при температурах выше температуры отпуска стальных деталей. Подшипник, изготовленный из стали ШХ, с цветами побежалости подлежит забракованию.

**Касание змейковых сепараторов о борта колец шарикоподшипников.** Износ змейковых сепараторов может привести к их динамической неуравновешенности, что в ряде случаев вызывает перегрузку и разрушение сепараторов. Зазор между змейковым сепаратором и кольцами ограничивается минимальной величиной, указываемой в технических условиях. Этот зазор проверяют щупом. Если сепаратор касается одного из колец, то подшипник бракуют.

**Риски и надирь на посадочных поверхностях колец.** При напрессовке и выпрессовке подшипников в зависимости от твердости материала вала и кольца на посадочной поверхности внутреннего кольца или вала образуются наволакивания металла или надирь. Такая неисправность появляется в результате попадания в зазор между кольцом и валом посторонних твердых частиц.

Вследствие попадания между кольцом и валом механических частиц возможно деформирование (вспучивание) на этом участке подшипника и усталостное выкрашивание. В отдельных случаях из-за продольных надиров подшипники бракуют. При запрессовке и выпрессовке подшипников следует осматривать участок вала, который должен проходить через подшипник.

Случаи разрушения подшипников вследствие продольных рисок и надиров наблюдаются крайне редко. Обычно на кольцах подшипников допускают отдельные продольные риски глубиной до  $0,5\text{ мм}$ . Подшипники с глубиной рисок свыше  $0,5\text{ мм}$  подлежат забракованию.

**Наволакивание материала на посадочных поверхностях.** Оно образуется при незначительном проворачивании кольца подшипника. Если наволакивание не сопровождается образованием цветов побежалости, то подшипник после зачистки может быть допущен к дальнейшей эксплуатации.

**Наклеп и следы контактной коррозии на посадочных поверхностях колец.** Наклеп образуется вследствие недостаточно плотного соединения колец подшипника с валом или корпусом или вследствие упругого деформирования кольца при работе подшипника с большими удельными нагрузками. Для предупреждения коррозии сухого трения, называемой также *контактной или фрикционной коррозией*, посадочные поверхности колец покрывают тонким слоем меди толщиной  $0,003\text{—}0,015\text{ мм}$ . Наклеп и контактную коррозию можно удалять притиркой внутренней поверхности

кольца по ложному валу с применением наждачного порошка и затем пасты ГОИ.

После притирки рекомендуется хромировать или меднить посадочную поверхность кольца подшипника.

**Наволакивание материала сепаратора на поверхности центрирующих бортиков колец и износ направляющих поверхностей массивных сепараторов.** Как известно, массивные сепараторы могут центрироваться как по внутреннему кольцу, так и по наружному.

Сепараторы, центрирующиеся по наружному кольцу, в случае незначительной неуравновешенности прижимаются центробежными силами к наружному кольцу той частью поверхности, в секторе которой имеется избыток неуравновешенного веса. Эта поверхность сепаратора, контактируясь с наружным кольцом, может с течением времени изнашиваться, что и наблюдается в ряде случаев на подшипниках, отработавших ресурс. При центрировании сепаратора по внутреннему кольцу износ наблюдается по внутренней цилиндрической поверхности сепаратора.

Возникшая динамическая неуравновешенность сепаратора из-за большого износа его может привести к дополнительной нагрузке на сепаратор и, как следствие, к его разрушению. Кроме того, продукты истирания, попадая в ответственные узлы изделия, могут привести к преждевременному выходу их из строя.

Поэтому у подшипников с массивным сепаратором проверяют минимальный и максимальный зазоры между сепаратором и кольцами. Этот зазор проверяют только относительно того кольца, по которому осуществляется центрирование сепаратора. Наличие повышенного зазора свидетельствует об износах сепаратора или направляющих бортов кольца.

Поврежденные поверхности массивных сепараторов и колец в этих случаях могут быть зачищены; при обеспечении зазора между сепаратором и кольцами в соответствии с техническими условиями на ремонт такие подшипники могут быть использованы для дальнейшей эксплуатации.

**Надиры и риски на торцовых поверхностях колец** удаляются притиркой, если они не превышают допустимые в соответствии с эталонами.

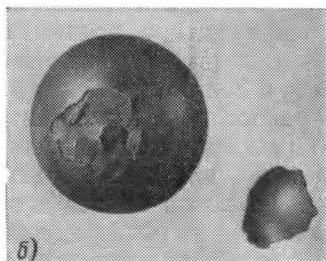
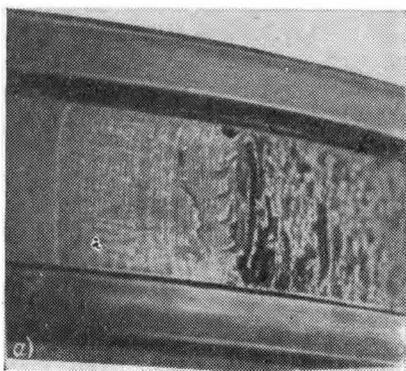
**Бликовые отпечатки, лунки и канавки на дорожках качения от тел качения** образуются в подшипниках, работающих под действием пульсирующих и вибрационных нагрузок. Указанные дефекты наблюдаются на подшипниках главных опор авиадвигателей, на подшипниках винтов самолетов и других.

При исследовании дефектных и разрушенных авиадеталей случаи выхода из строя узлов вследствие отмеченных дефектов на подшипниках наблюдаются крайне редко, хотя вообще имеют место (см. примеры в гл. XI).

Допустимая величина указанных дефектов зависит от условий работы подшипников. Так, в специальных шарико-роликовых под-

шипниках 832901Б рычагов клапанов выпуска двигателей АШ-82Г (см. пример № 2 в гл. XI) смятие на дорожках качения роликов не мешает работе подшипников и является допустимым. В то же время смятие на желобах колец шарикового ряда (подшипник 832901Б состоит из двух рядов роликов и одного ряда шариков) приводит к выходу подшипника из строя.

Смятие материала (отпечатки от шариков) на радиально-упорных подшипниках ряда других узлов двигателей не приводит к вредным последствиям. Это объясняется тем, что след качения этих подшипников смещен от центра дорожки качения, где обычно образуются лунки.



Фиг. 175. Вид выкрашивания материала.

а—на кольце, б—на шарике.

Глубина допустимых лунок и канавок (следа смятия) от тел качения определяется индивидуально в каждом конкретном случае на основании анализа состояния и условий работы подшипников. Если по месту смятия выкрашивания не образуется, то оно в какой-то мере может быть допущено.

Бликовые отпечатки от тел качения без заметного смятия (глубиной менее 0,003 мм) могут допускаться.

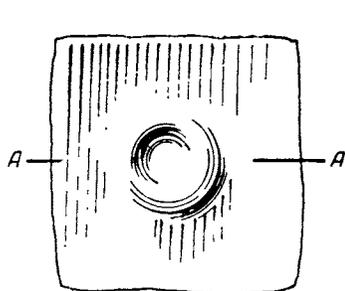
**Усталостное выкрашивание материала на дорожках качения колец и телах качения.** Такой дефект недопустим.

Крупное выкрашивание может быть легко обнаружено (фиг. 175). При наличии мелких следов (очагов) выкрашивания дно дефекта следует поцарапать стальной иглой; если в дне кратера обнаружится кристаллическое строение материала со сколами и трещинами вокруг, оно свидетельствует об усталостном выкрашивании материала.

**Следы износа в виде точек на дорожках качения колец и телах качения** образуются в основном вследствие механического повреждения и коррозии. Отличить механическое повреждение (точечную вмятину) от коррозионного (точечной коррозии) можно, осмотрев дефектный участок под микроскопом. Точечная вмятина окаймлена более светлым кольцом вспучившегося и засвет-

ленного вокруг вмятины материала (фиг. 176), а коррозионная раковина представляет темное углубление без кругового засветления (фиг. 177).

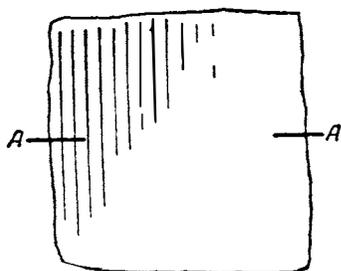
Допустимый размер точечных следов износа определяют на основании опытной эксплуатации подшипников с подобными дефектами и анализа условий их работы. Следы износа в виде точек обычно считают допустимыми в таких же размерах, как и коррозионные раковины. Размер допустимых точек определяют эталонами (или фотоэталонами).



A-A



Фиг. 176. Вид точечной вмятины на кольце.



A-A



Фиг. 177. Вид коррозионной раковины на кольце.

**Следы качения на дорожках качения колец** в виде матовой или коричневой полос без выработки. Образование указанных полос является следствием незначительного износа, пригорания масла в результате повышенной температуры, адсорбции кислорода и поверхностного окисления материала.

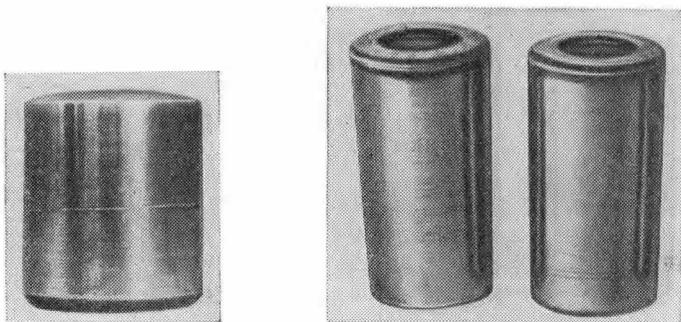
Специально проводившимися испытаниями радиально-упорных шарикоподшипников типа В176130 средней опоры ротора турбореактивного двигателя установлено, что указанные дефекты не оказывают существенного влияния на работоспособность подшипников. В связи с этим установлены эталоны (и фотоэталоны) подшипников с подобными полосами. Следует отличать подшипники с темно-синими полосами, образующимися в результате перегрева. Подобный дефект является недопустимым.

**Риски на дорожках качения колец и телах качения.** В процессе работы подшипников на дорожках качения колец и роликов могут образовываться концентрические риски.

Образование рисков связано с попаданием твердых частиц между кольцами и сепаратором, а также между сепаратором и роли-

ком. Риски могут быть настолько глубокими, что по их краям образуется наволакивание материала. Некоторые риски в процессе работы развальцовываются, что указывает на то, что не все риски являются опасными для работы подшипников.

Особенно глубокими бывают риски на роликах (фиг. 178). Объясняется это тем, что твердые частицы, попав в гнездо сепаратора, заклиниваются, вдавливаются в перегородку сепаратора и могут оставаться в таком положении сравнительно долгое время, нанося риски на поверхности ролика. Со временем частицы пригруппляются, а риски завальцовываются. При этом глубина риски относительно образующей поверхности ролика остается неизменной, если принять во внимание незначительное уменьшение диаметрального размера ролика вследствие износа материала.



Фиг. 178. Ролики с глубокими рисками.

Следует отметить, что риски располагаются перпендикулярно направлению деформирования материала дорожек или тел качения, а поэтому они существенно не влияют на долговечность подшипника.

Иногда рекомендуется измерять глубину рисок с помощью профилографов или двойного микроскопа Линника; допустимая глубина рисок на роликах не более 0,02 мм.

Для практической работы вполне достаточным является установление эталонов деталей подшипников с предельно допустимыми рисками, глубину которых целесообразно замерить.

Более опасными являются риски на шариках, поскольку при повороте шарика их расположение может совпасть с направлением деформирования шарика при качении. Поэтому допустимая глубина рисок на шариках должна быть не более 0,01 мм.

**Механические повреждения сепараторов.** Неисправность сепараторов в большинстве случаев является причиной бракования подшипников. Поэтому для решения вопроса о возможности дальнейшей эксплуатации подшипников необходим тщательный внешний осмотр их сепараторов. Неисправности, встречающиеся у сепараторов

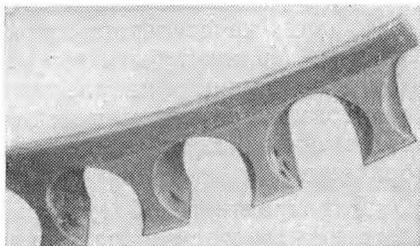
раторов, главным образом вызываются дефектами монтажа и демонтажа подшипников. Применение всякого рода выколоток и отверток для демонтажа и монтажа подшипников, а также небрежное транспортирование и хранение подшипников приводят к деформации сепараторов и их повреждению.

Особенно опасны забоины, расположенные у края перемычек сепараторов. Подшипники с подобными забоинами могут при эксплуатации разрушиться и поэтому подлежат забракованию.

Забоины на боковой поверхности сепараторов могут быть допущены при условии, что не произойдет защемления тел качения.

Наиболее уязвимыми являются заклепки сепаратора. Головки заклепок ослабевают, а в некоторых случаях обламываются.

Наблюдаются случаи износа и выкрашивания материала в гнездах сепараторов (фиг. 179). По данному дефекту в отдельных случаях могут быть установлены эталоны.



Фиг. 179. Вид, иллюстрирующий выкрашивание материала в гнездах сепаратора.

### Оценка качества вращения

При дефектации подшипников обязательна оценка качества их вращения. Дело в том, что в результате износа рабочих поверхностей колец и тел качения, появления на них риска, вмятин, износа гнезд сепараторов нарушается легкость вращения, свойственная новому подшипнику. Поскольку основная масса подшипников, находящихся в эксплуатации, неразборные, то с помощью контроля качества вращения можно косвенно оценить состояние их деталей. Такие дефекты, как усталостные повреждения дорожек качения колец и тел качения, с которыми дальнейшая эксплуатация подшипников становится недопустимой, могут быть выявлены при данном контроле.

Контроль новых подшипников по вращению производится путем сравнения их с эталонами. Специальные шарикоподшипники (приборные) оценивают по моменту трения, который является главной их характеристикой.

Легкость вращения подшипника определяют проворачиванием наружного кольца в ту и другую стороны, удерживая подшипник в горизонтальном положении за внутреннее кольцо. Особое внимание следует уделять случаям тугого вращения подшипника, вращению с заеданием в определенном положении, а также вращению с повышенным шумом.

Тугое вращение, которое может быть связано с загрязненностью подшипника, с высыханием смазки и отложением на рабочих поверхностях продуктов ее распада, с появлением коррозии на рабочих поверхностях, является весьма частым дефектом, особенно для подшипников, работающих на консистентной смазке в условиях качательного движения. Подшипники с подобными дефектами не могут быть допущены к дальнейшей эксплуатации. Такие подшипники направляют на участок восстановления, где их подвергают соответствующей промывке и смазке, после чего вновь дефектируют. Если вращение не восстановилось, то подшипники бракуют.

Для практической проверки влияния отдельных повреждений деталей на качество вращения целесообразно разобрать несколько забракованных подшипников с тугим вращением и установить действительные причины ненормального их вращения. Критерием оценки качества вращения подшипников следует принимать легкость вращения нового подшипника данного типа.

Заедание подшипника, т. е. относительно легкое проворачивание, но с остановками в некотором положении, требующем для проворачивания кольца большого усилия, свидетельствует о ненормальном состоянии дорожек качения колец и тел качения. Такие дефекты могут быть также связаны с наличием на рабочих поверхностях колец и тел качения каких-либо местных налетов продуктов разложения смазки или посторонних частиц. Если после соответствующей промывки в обезвоженном керосине и далее в бензине Б-70 с добавлением 6—8% трансформаторного масла заедание имеет место, подшипник бракуют.

Повышенный шум в подшипнике обнаруживается при быстром вращении его от руки. Такой шум в подшипнике может появиться по следующим причинам:

- а) резкое увеличение внутренних зазоров в подшипнике;
- б) увеличение неравномерности тел качения;
- в) износ направляемой поверхности сепаратора;
- г) понижение точности подшипника (увеличение биений);
- д) ухудшение состояния (чистоты поверхности) рабочих поверхностей колец и тел качения.

Окончательное суждение о наличии повышенного шума следует выносить при контроле подшипника в смазанном состоянии.

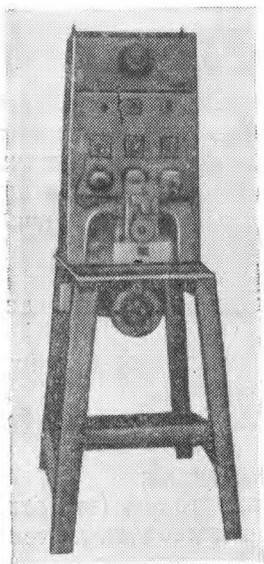
В настоящее время ремонтные организации не располагают какими-либо приборами для контроля шума подшипника, поэтому следует руководствоваться проверкой подшипников от руки и сравнением их с эталонами, выбранными из новых подшипников.

На предприятиях-изготовителях подшипники на шум не контролируют, за исключением специально оговоренных случаев. Это объясняется тем, что шум не оказывает существенного влияния на работоспособность подшипников и по условиям работы узлов ограничение шума не требуется.

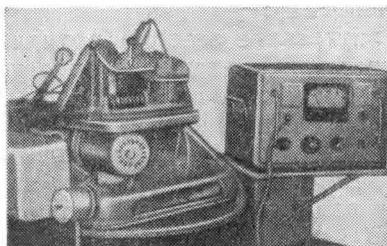
Вопрос о целесообразности замера шума и вибрации некоторых подшипников при дефектации еще не решен достаточно полно в связи с отсутствием нужных экспериментальных материалов, однако дальнейшее совершенствование методов оценки состояния подшипников требует проведения работ в этом направлении, тем более, что созданы соответствующие приборы.

Ниже приведены некоторые типы заводских приборов для контроля шума и вибрации подшипников.

На фиг. 180 показан андерометр, служащий для измерения вибраций подшипников. В шпindelь прибора, вращающегося на подшипниках скольжения, вставляют сменные оправки, позволяющие измерять подшипники различ-



Фиг. 180. Андерометр — прибор для измерения вибраций подшипников.



Фиг. 181. Стенд ЦКБ-Ш2 для измерения шума и вибраций подшипников.

ных размеров. Контролируемый подшипник насаживают на оправку. Стержень датчика прижимают к наружному кольцу подшипника. Вибрация наружного кольца подшипника преобразуется в электрические импульсы, усиливаемые усилителями и проходящие через фильтры каналов.

Андерометр настраивают по эталонным подшипникам, которые определяют нижний и верхний пределы шумности. На счетчиках каждого канала уровни спектральных составляющих вибрации подшипника выражаются в условных единицах — андеронах. Андеронное число показывает суммарную погрешность формы деталей подшипника.

На фиг. 181 показан прибор-стенд ЦКБ-Ш2 для измерения шума и вибрации подшипников. Измеряемый подшипник, монтируемый в специальный узел, разгоняют до числа оборотов, превышающего заданное, затем двигатель выключают. При достижении подшипником заданной скорости измеряют шумность подшипника.

Скорость вращения подшипника контролируют электромагнитным таходатчиком, соединенным с частотомером, шкала которого градуирована в числах оборотов в минуту.

Шум измеряют шумомерами МИУ или Ш-52, вибрацию измеряют прибором ИВПШ, спектральный анализ производят полуоктавными фильтрами ПФ-1.

### Геометрические измерения

Одним из основных этапов дефектации подшипников является измерение основных параметров. Замерам подвергают лишь те подшипники, которые, пройдя три предыдущих этапа дефектации (контроль физическими методами, осмотр, проверку качества вращения), признаны пригодными для постановки на последующий ресурс.

Измеряют следующие параметры подшипников:

- а) габаритные размеры (внутренний диаметр, наружный диаметр, ширина);
- б) внутренние зазоры (радиальный зазор или осевую игру в соответствии с техническими условиями);
- в) разноразмерность шариков в подшипнике (только в разборных шарикоподшипниках);
- г) разноразмерность роликов по диаметру и длине;
- д) зазор между внутренним кольцом и сепаратором (это относится к радиальным шарикоподшипникам со штампованным сепаратором), зазор между кольцом, по которому центрируют массивный точеный сепаратор, и сепаратором.

Контроль перечисленных параметров лучше всего производить на заводских приборах, которые обеспечивают высокую точность и стабильность показаний. Ниже приведены основные типы этих приборов.

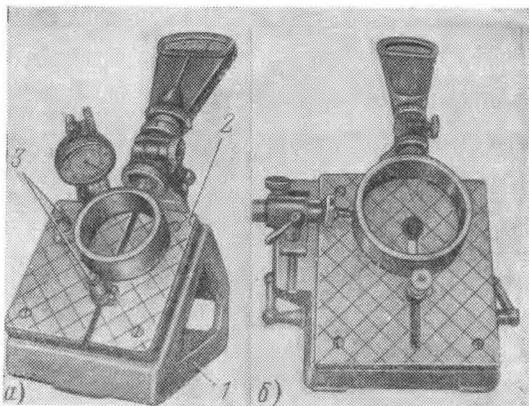
Приборы для контроля размеров наружного кольца подшипников. Приборы Д312 (фиг. 182, а) и Д313 (фиг. 182, б) служат для измерения наружного диаметра, овальности и конусности наружных колец; они позволяют также замерять высоту кольца. Приборы выполнены на литой жесткой станине 1, на которой наклонно под углом  $45^\circ$  к основанию укреплена плита — предметный стол 2.

В пазах плиты имеются два упора 3 для установки кольца; упоры перемещают и закрепляют в положении, требуемом для измерения данного параметра кольца. Кольцо при измерении кладут торцом на плиту прибора и прижимают наружной поверхностью к упорам, один из которых (нижний) установлен в вертикальном пазу плиты, а другой расположен слева под прямым углом к первому.

При необходимости одновременного измерения и высоты колец на приборе Д312 устанавливают (в кронштейне на штативе) индикатор так, чтобы его наконечник упирался в верхний торец кольца,

которое при измерении вращают руками. Прибор настраивают по цилиндрическому эталону наружного диаметра.

Приборы Д312 и Д313 являются аналогичными по конструкции и отличаются только размерами. Техническая характеристика этих приборов приведена в табл. 66.



Фиг. 182. Приборы для контроля размеров наружного кольца подшипника.

*а*—прибор Д312, *б*—прибор Д313.  
*1*—станина, *2*—предметный стол, *3*—упор.

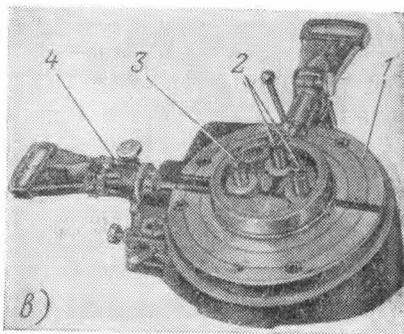
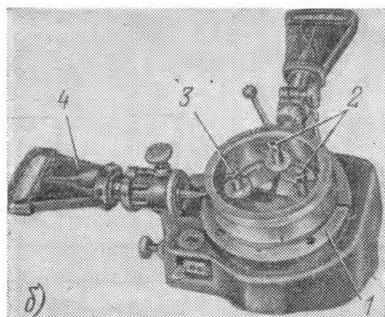
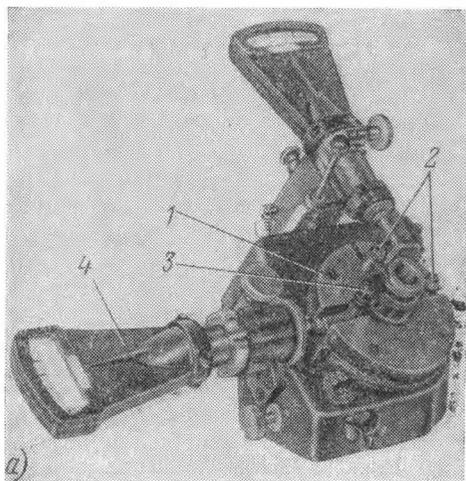
Приборы для контроля размеров внутреннего кольца подшипников. Приборы Д412 (фиг. 183, *а*), Д414 (фиг. 183, *б*) и Д415 (фиг. 183, *в*) служат для измерения диаметра, овальности и конусности отверстий внутренних колец шарико- и роликоподшипников; на них можно замерять также разностенность колец. Приборы аналогичны по конструкции и отличаются только размерами.

Таблица 66

Основные характеристики приборов	Приборы	
	Д312	Д313
Пределы измерений, диаметр измеряемых колец в мм	От 30 до 120	От 120 до 215
Высота колец в мм	От 8 до 60	—
Измерительные головки	Миниметр, индикатор	Миниметр

Стальная закаленная плита *1* (предметный стол) прибора смонтирована на наклонной плоскости коробчатой литой станины. В пли-

те имеются пазы, в которые крепят два жестких упора 2, и про-  
резь, в которой перемещается подвижный измерительный упор 3,  
связанный с измерительной головкой 4. Измеряемое кольцо уста-  
навливают торцом на плиту, надевая кольцо на жесткие и изме-  
рительный упоры прибора.



Фиг. 183. Приборы для контроля размеров внутреннего кольца подшипника.

*а*—прибор Д412, *б*—прибор Д414, *в*—прибор Д415.

*1*—плита, *2*—неподвижный упор, *3*—подвижный упор, *4*—измерительная головка.

При измерении кольцо вращают рукой. Отклонения размеров отверстия наблюдают по измерительной головке, установленной в специальной кронштейне слева от плиты прибора.

Для измерения разностенности колец в верхней части прибора имеется откидной кронштейн для второй измерительной головки.

При измерении наконечник измерительной головки касается наружной поверхности кольца против верхнего жесткого упора.

Для измерения разностенности мелких и низких колец применяют дополнительное приспособление — переходную ножку, которую надевают на тубус измерительной головки, установленной в откидном кронштейне. Отверстия малых размеров (до 35 мм) измеряют на приборе Д412. В этом случае применяют специальные смежные предметные столики, которые устанавливают в центре плиты прибора.

Отверстия размером более 35 мм измеряют на всех моделях приборов с помощью дисковых упоров. Техническая характеристика приборов приведена в табл. 67.

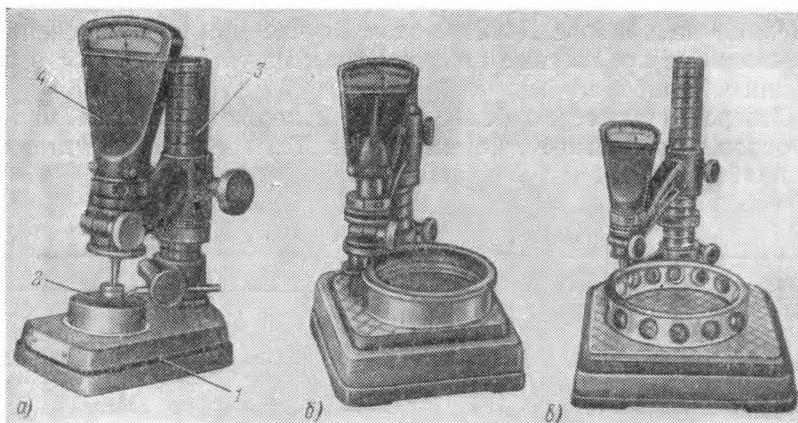
Таблица 67

Основные характеристики приборов	Приборы		
	Д412	Д414	Д415
Измеряемые детали	Внутренние кольца подшипников всех типов Наружные кольца магнетных и сферических подшипников	Внутренние кольца подшипников Наружные кольца сферических подшипников	Кольца шарико- и роликоподшипников
Пределы измерений диаметра отверстия колец всех типов в мм	От 12 до 100	От 50 до 140	От 80 до 240
Пределы измерений диаметра желоба и радиуса сферы измеряемых наружных колец магнетных и сферических подшипников в мм	От 13 до 108	От 100 до 170	—
Измерительные головки	Миниметры или микрокалаторы	Миниметры или микрокалаторы	Миниметры или микрокалаторы

Приборы для контроля высоты подшипника. Приборы В901 (фиг. 184, а), В902 (фиг. 184, б) и В903 (фиг. 184, в) служат для контроля высоты деталей. Приборы переносные выполнены в виде литой чугунной прямоугольной станины 1, на которой установлены предметный столик 2 и колонна 3. На колонне установлены кронштейны измерительной головки 4 и вилки для центрирования изделия на предметном столике. Все три прибора одинаковой конструкции отличаются только размерами и формой предметного стола.

Налаживают приборы по специальному эталону высоты или по концевым мерам длины. Приборы могут быть использованы также и для замеров различных параметров деталей.

Техническая характеристика приборов приведена в табл. 68.



Фиг. 184. Приборы для контроля высоты деталей.

*а*—прибор В901, *б*—прибор В902, *в*—прибор В903.  
*1*—станина, *2*—предметный столик, *3*—колонка, *4*—измерительная головка.

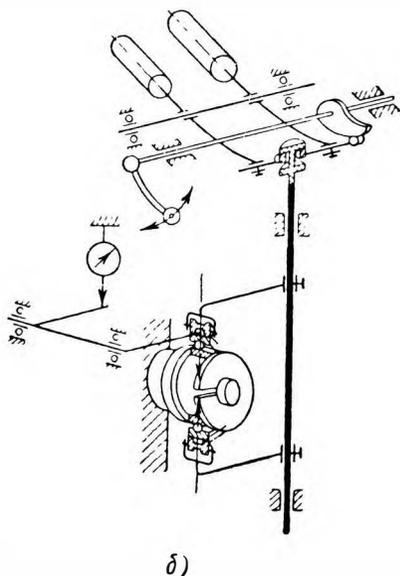
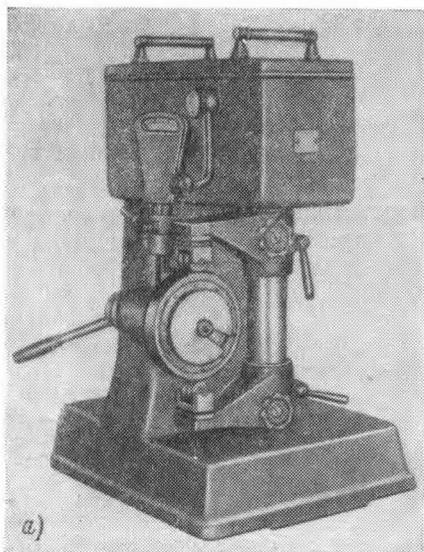
Приборы для контроля радиальных зазоров подшипников. Приборы Р123 (фиг. 185) и Р124 (фиг. 186) служат для измерения радиальных зазоров шариковых подшипников.

Таблица 68

Основные характеристики приборов	Приборы		
	В901	В902	В903
Пределы измерений диаметра в <i>мм</i>	60	До 150	От 150 до 200
Предел измерений наибольшей высоты в <i>мм</i>	100	100	200
Измерительные головки	Миниметры, микрометры, индикаторы	Миниметры	Индикаторы

На чугунной литой станине приборов смонтированы узел крепления и механизм нагружения проверяемых подшипников. Проверяемый подшипник устанавливают на сменную оправку прибора и

притягивают торцом внутреннего кольца к заплечику оправки посредством затяжного болта (проходящего через отверстие подшипника) и разрезной шайбы. Наружное кольцо проверяемого подшипника перемещают поочередно вверх и вниз при помощи рукоятки, соединенной с кулачковым валиком, действующим на грузы через рычаги.



Фиг. 185. Прибор P123 для контроля радиальных зазоров подшипников.

*а*—внешний вид, *б*—схема работы.

Радиальный зазор определяют по отклонению стрелки миниметра, передающий рычаг которой во время измерения постоянно касается поверхности наружного диаметра подшипника.

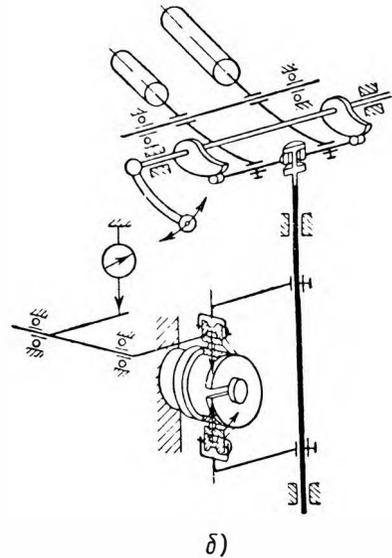
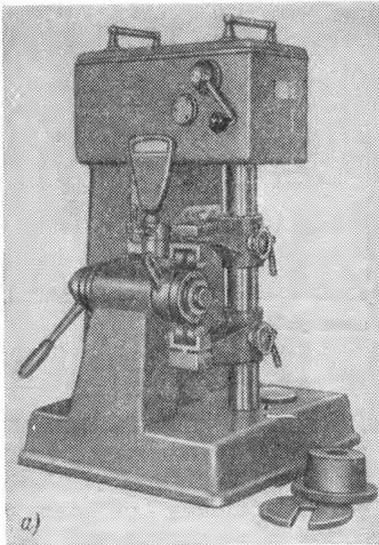
Налаживают прибор по одному из измеряемых подшипников. Технические характеристики приборов приведены в табл. 69.

Приборы для контроля осевой игры подшипников. Приборы A121 (фиг. 187, *а*) и A122 (фиг. 187, *б*) служат для измерения осевой игры шариковых подшипников. Торцы наружного кольца измеряемого подшипника зажимают между двумя столиками винтовой пары. Внутреннее кольцо подшипника перемещают с помощью грузов (поочередно вверх и вниз), создавая через систему рычагов и штоки осевую нагрузку на подшипник.

Приборами управляют при помощи рукояток зажима подшипника, которые регулируют нагрузку и поворот внутреннего кольца. Приборы настраивают по одному из измеряемых подшипников.

Основные характеристики приборов	Приборы	
	P123	P124
Измеряемые подшипники	Шарикоподшипники радиальные	Шарикоподшипники радиальные
Пределы наружного диаметра измеряемого подшипника в мм	От 32 до 150	От 90 до 250
Допускаемая радиальная нагрузка на подшипники при измерении в кг	5, 10, 15	15
Измеряемые головки	Миниметр	Миниметр

Приборы А121 и А122 отличаются только размерами проверяемых подшипников. Наладку обоих приборов и измерения на них производят одинаково.

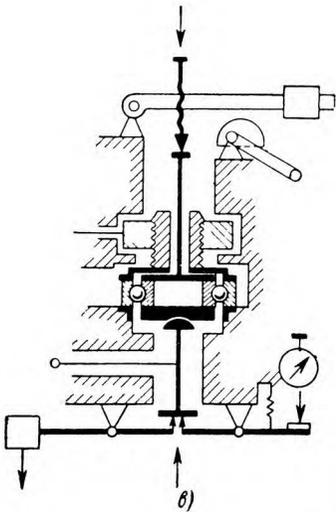
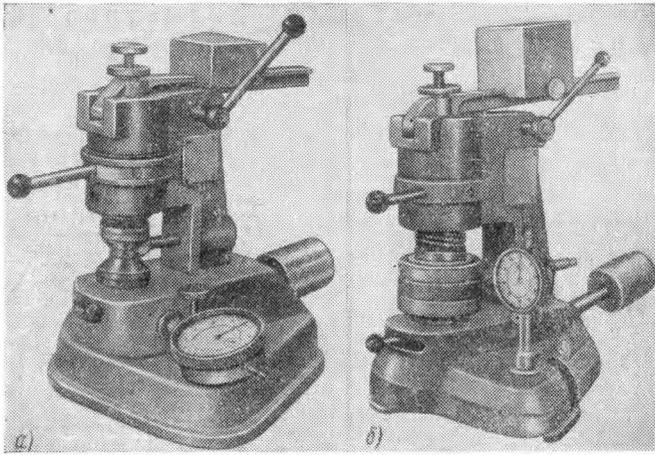


Фиг. 186. Прибор P124 для контроля радиальных зазоров в подшипнике.  
а—внешний вид, б—схема работы.

Прибор А123 (фиг. 188) механизированный, смонтирован на литом С-образном корпусе 1.

Измеряемый шариковый подшипник кладут торцом на нижние столики прибора 2, один из которых (наружный) служит опорой наружному кольцу подшипника, а другой (внутренний) — внутреннему кольцу.

Наружное кольцо подшипника зажимают посредством верхнего наружного столика 3, установленного под нижним на штоке, опускающемся при этом вниз и прижимающем подшипник к нижним столикам. Измеряемые подшипники зажимают пружинно-рычаж-



Фиг. 187. Прибор для контроля осевой игры подшипников.  
 а—прибор А121, б—прибор А122,  
 в—схема работы приборов.

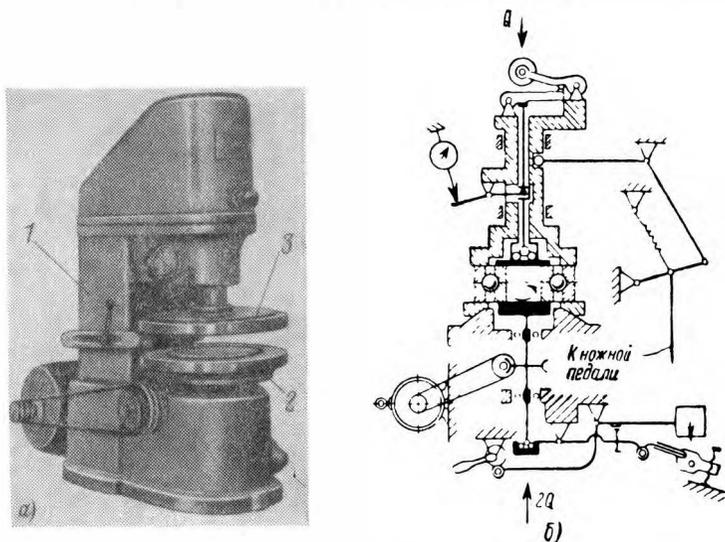
ным механизмом, управляемым ножной педалью прибора. Верхний внутренний столик при измерении лежит на верхнем торце внутреннего кольца подшипника.

Внутренние столики прибора постоянно вращаются (и вращают внутреннее кольцо проверяемого подшипника) электродвигателем через ременную передачу и редуктор, находящийся в корпусе при-

бора. Внутреннее кольцо подшипника перемещают в осевом направлении поочередно в обе стороны, прилагая заданную нагрузку к внутренним столикам прибора. Нагрузку регулируют при помощи специальной рукоятки.

Техническая характеристика приборов приведена в табл. 70.

Приборы для контроля диаметров шариков подшипников. Прибор 263 (фиг. 189) служит для измерения



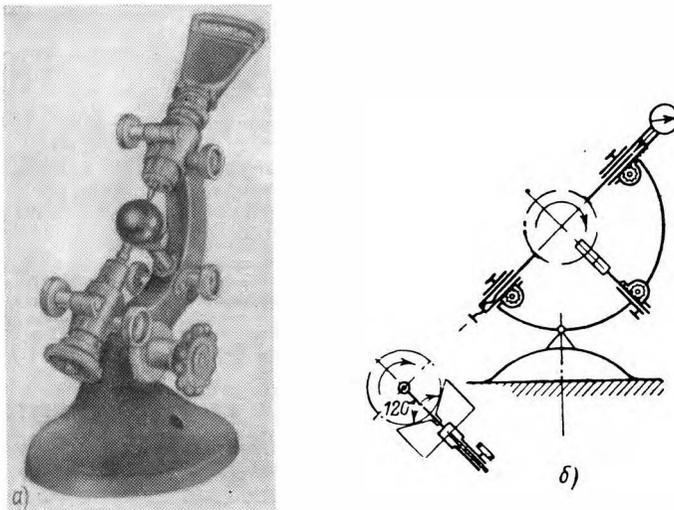
Фиг. 188. Прибор А123 для контроля осевой игры подшипников.  
а—внешний вид, б—кинематическая схема.

диаметров шариков, которые устанавливают между нижним жестким упором прибора и верхним подвижным плунжером, связанным с ножкой измерительной головки. Для установки шарика по наибольшему диаметру прибор имеет боковой упор-вилку. Измеряемый шарик кладут в вилку прибора и прижимают к нижнему упору, имеющему микрометрическую регулировку для точной настройки.

Боковой упор-вилку при настройке можно перемещать с помощью шестеренно-реечного зацепления. При измерении шарик вращают рукой. Налаживают прибор по эталонному шарик. Прибор снабжен микрометром или микрокатером с ценой деления шкалы 0,001 мм.

Универсальные приспособления для замеров внутренних зазоров подшипников. Если ремонтные организации не располагают заводскими приборами, можно применять универсальные приспособления. Ниже приведены некоторые типы приспособлений, используемых при замерах внутренних зазоров подшипников.

Основные характеристики приборов	Приборы		
	A121	A122	A123
Измеряемые детали	Шарикоподшипники сферические	Шарикоподшипники сферические	Шарикоподшипники радиальные
Пределы наружного диаметра измеряемого подшипника в мм	От 9 до 35	От 4 до 100	От 120 до 250
Пределы высоты измеряемого подшипника в мм	—	—	От 30 до 60 (для измерения подшипников с высотой меньше 30 мм изготавливают сменные столики)
Осевые нагрузки при измерении в кг	0,8; 1,2; 1,6; 2	4; 6; 8; 10	15
Измерительные головки	Индикатор	Индикатор	Индикатор

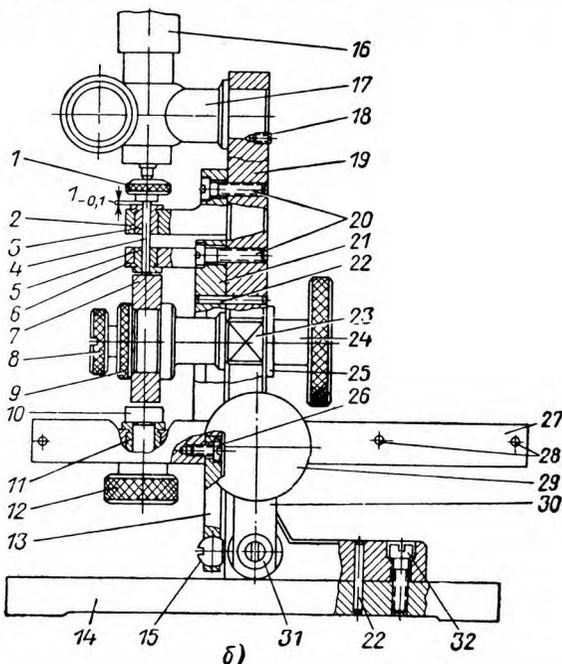
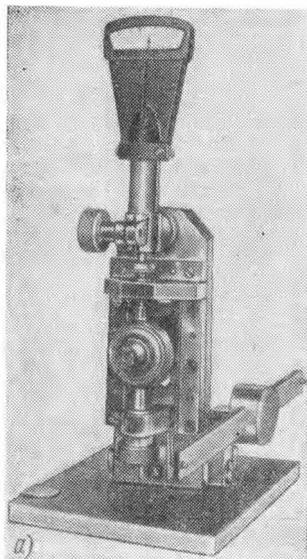


Фиг. 189. Прибор 263 для контроля диаметров шариков.  
а—внешний вид, б—кинематическая схема.

На фиг. 190 показано приспособление для измерения радиального зазора в подшипниках с наружным диаметром до 75 мм. Замер радиального зазора производят под нагрузкой 2 и 5 кг.

Фиксирование нагрузки осуществляется грузом 29, который, перемещаясь по линейке 27, может занимать еще два положения, фиксированные штифтами 28.

Подшипник надевают на сменный палец 23, затем жестко закрепляют по внутреннему кольцу гайкой 8. Перемещением груза по линейке приводят в действие детали механизма, и скоба 6 на-



Фиг. 190. Приспособление для измерения радиальных зазоров в подшипниках с наружным диаметром до 75 мм.

а—внешний вид, б—кинематическая схема.

1—вкладыш, 2—угольник, 3—втулка, 4—толкатель, 5—втулка, 6—скоба, 7—контрольное кольцо, 8—гайка, 9—шайба, 10—упор, 11—втулка, 12—гайка, 13—планка, 14—плита, 15—рычаг, 16—миниметр, 17—стойка, 18—винт, 19—угольник, 20—винт, 21—направляющая планка, 22—штифт, 23—сменный палец, 24—гайка, 25—шайба, 26—винт, 27—линейка, 28—штифт, 29—груз, 30—колесо, 31—ось, 32—винт.

давливает на наружное кольцо, прижимая его к внутреннему. Отклонение кольца через толкатель 4 передается на миниметр, по которому фиксируется величина радиального зазора.

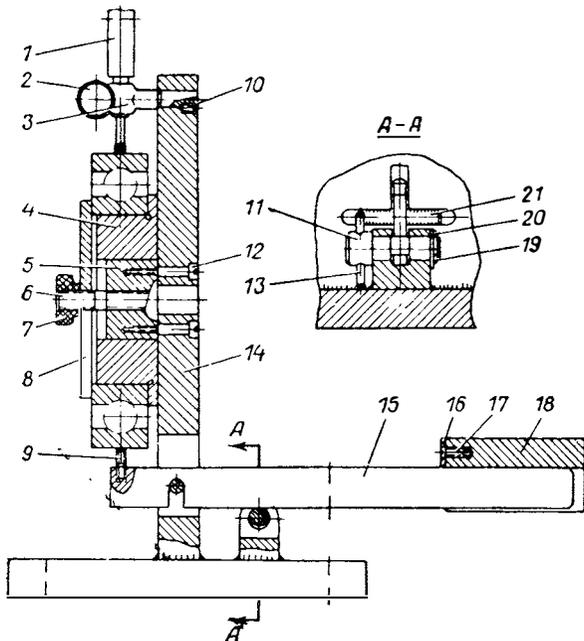
На фиг. 191 показано приспособление для замера радиального зазора в подшипниках с наружным диаметром свыше 75 мм.

Подшипник надевают на обойму 4, смонтированную на пальце 5, и с помощью шайбы 3 и гайки 7 жестко закрепляют по внутреннему кольцу. При повороте эксцентрика 11 на 180° рычаг 15 под действием груза 18 надавливает на наружное кольцо. Отклонение кольца передается на индикатор, который показывает величину радиального зазора.

Замер производят под нагрузкой 4 или 6 кг.

На фиг. 192 показано приспособление для замера радиальных зазоров шарикоподшипников с разъемным наружным кольцом.

Наружное кольцо подшипника жестко закрепляют в корпусе 3 гайкой 4. Подшипник, собранный с корпусом, сажают на палец 1 и закрепляют шайбой 5 и ручкой 6.



Фиг. 191. Приспособление для измерения радиальных зазоров в подшипниках с наружным диаметром свыше 75 мм.

1—индикатор, 2—винт, 3—державка, 4—обойма, 5—палец, 6—шпилька, 7—гайка, 8—шайба, 9—упор, 10—винт, 11—эксцентрик, 12—винт, 13—штифт, 14—корпус, 15—рычаг, 16—стопор, 17—винт, 18—груз, 19—шплинт, 20—шайба, 21—штифт.

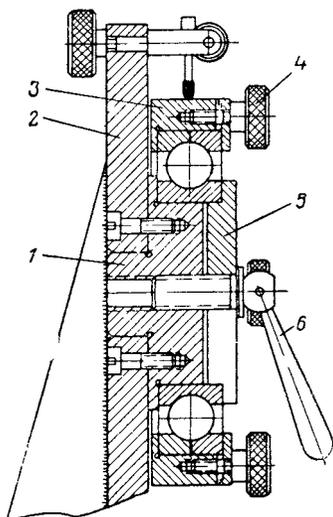
Усилием руки создают давление на корпус 3, которое выбирает зазор в радиальном направлении. Перемещение корпуса фиксируется индикатором.

На фиг. 193 показано приспособление для замера осевой игры подшипников диаметром до 60 мм под нагрузкой 2 или 4 кг.

Подшипник надевают на сменные обоймы 8, собранные с плунжерами 7 и 10. Количество сменных обойм и плунжеров зависит от количества типов подшипников, подвергающихся замеру. При повороте ручки эксцентрика ползун 24 под действием пружины 25 движется вниз и закрепляет наружное кольцо подшипника между сменными обоймами. В этом положении давление пружины передается на шток 3, на плунжер 7 и на внутреннее кольцо подшип-

ника. В крайнем левом положении ручки эксцентрик освобождает пружину 13, которая с усилием 3 или 5 кг через шток 12 и плунжер 10 давит на внутреннее кольцо подшипника. Благодаря разности усилий, прилагаемых к внутреннему кольцу под действием пружин 5 и 13, оно перемещается вверх, выбирая осевой зазор.

Перемещение кольца передается на индикатор, который показывает величину осевого зазора. Для настройки приспособления и проверки правильной установки сменных обойм предусмотрено контрольное кольцо 9, которое имеет одинаковые размеры с измеряемым подшипником.



Фиг. 192. Приспособление для замера радиальных зазоров в шарикоподшипниках с разъемным наружным кольцом.

1—палец, 2—стойка, 3—корпус, 4—гайка, 5—шайба, 6—ручка.

На фиг. 194 показано приспособление для замера осевой игры подшипников диаметром свыше 60 мм.

В гнезде корпуса 14 расположен плунжер 15, который под действием груза 9 и рычага 8 передает усилие на внутреннее кольцо подшипника. При нейтральном положении рычага 8 груз 3 с усилием 6 кг давит на внутреннее кольцо подшипника и выбирает осевой зазор в одном направлении.

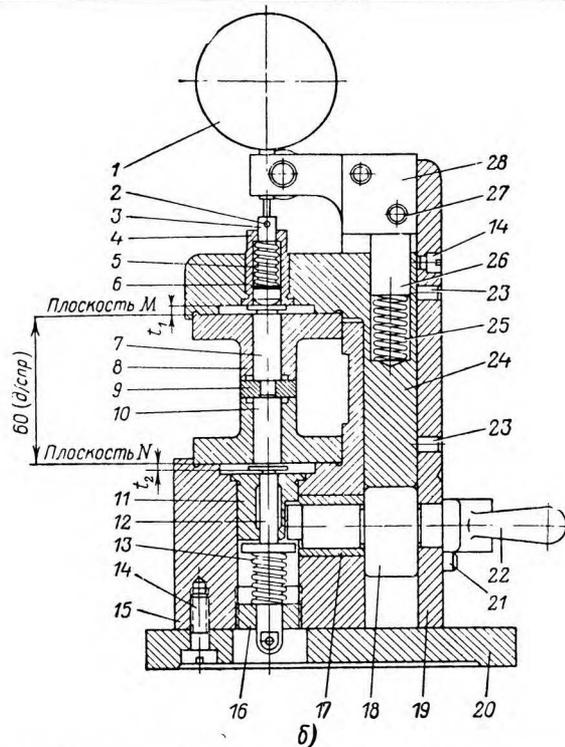
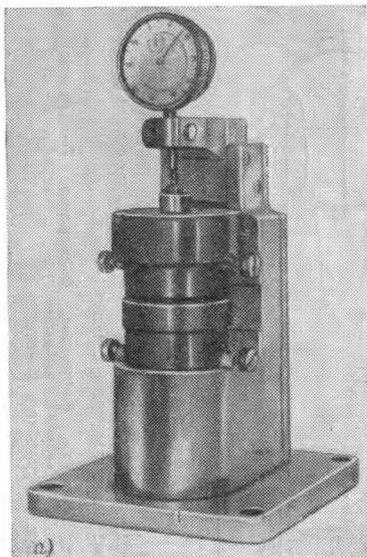
При повороте ручки 11 на 180° рычаг 8 выходит из нейтрального положения под действием груза и давит с усилием 12 кг через плунжер 15 на внутреннее кольцо, преодолевая усилия от груза 3. Внутреннее кольцо подшипника движется вверх и выбирает осевой зазор в этом направлении. Перемещение кольца передается на индикатор, который закрепляется на стойке 16.

Если ремонтные органы не располагают заводскими приборами и универсальными приспособлениями, могут быть использованы более простые способы измерения радиальной игры и осевых зазоров, которые дают хотя и менее точные, но практически приемлемые результаты.

Ниже приведены схемы таких замеров.

На фиг. 195 приведена схема контроля радиальных зазоров шарико-роликподшипников. Сдвиг наружного кольца в направлении, показанном стрелкой, осуществляют усилием от руки. Величина сдвига фиксируется индикатором.

На фиг. 196 приведена схема контроля осевой игры шарикоподшипников. Внутреннее или наружное кольцо перемещают, надавливая на них от руки, как указано стрелками.



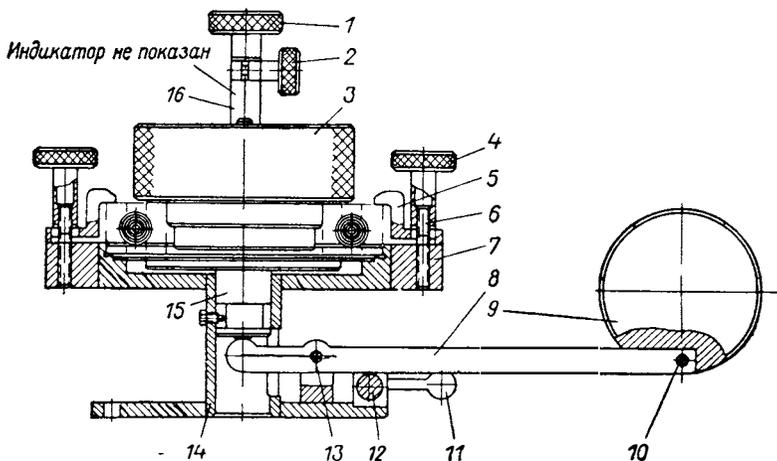
Фиг. 193. Внешний вид приспособления для замера осевой игры подшипников с наружным диаметром до 60 мм (а) и разрез (б).

1—индикатор, 2—штифт, 3—шток, 4—втулка, 5—пружина, 6—регулирующая шайба, 7—плунжер, 8—обойма, 9—контрольное кольцо, 10—плунжер, 11—втулка, 12—шток, 13—пружина, 14—винт, 15—корпус, 16—пробка, 17—втулка, 18—эксцентрик, 19—крышка, 20—плита, 21—штифт, 22—ручка, 23—штифт, 24—ползун, 25—пружина, 26—плунжер, 27—штифт, 28—державка.

**Разноразмерность шариков в одном подшипнике** контролируют в радиально-упорных шарикоподшипниках с разъемным наружным или внутренним кольцом. При нормальных условиях работы подшипника, как правило, не наблюдается заметного изменения разноразмерности шариков. Если же в процессе дефектации это обнаружено, то необходимо установить причину с тем, чтобы своевременно принять нужные меры, исключая появление таких случаев в будущем.

Наиболее вероятными причинами изменения размеров шариков являются повышенный износ отдельных шариков, работа подшипника в условиях повышенных окружающих температур, не предусмотренных техническими условиями, дефекты изготовления подшипника, связанные с качеством термообработки шариков.

Шарики могут изнашиваться вследствие повышенной загрязненности масла, либо попадания посторонних абразивных частиц в подшипник. Факт работы подшипника в условиях повышенных температур может быть установлен замером твердости колец и шариков: если твердость последних понизилась по сравнению



Фиг. 194. Приспособление для замера осевой игры подшипников с наружным диаметром свыше 60 мм.

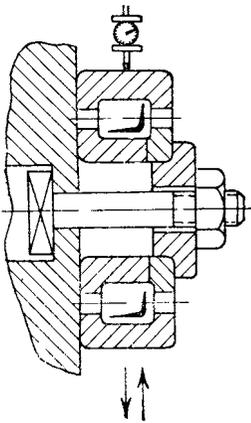
1—винт, 2—винт, 3—груз, 4—гайка, 5—прихват, 6—шпилька, 7—бобышка, 8—рычаг, 9—груз, 10—штифт, 11—ручка, 12—эксцентрик, 13—штифт, 14—корпус, 15—плунжер, 16—стойка.

с предусмотренной техническими условиями, то это свидетельствует о том, что температура окружающей среды была выше температуры отпуска деталей после закалки.

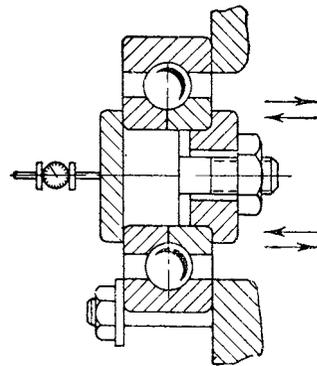
Нарушение термообработки на предприятии-изготовителе подшипника покажет пониженную твердость тех шариков, размеры которых отличаются от основной массы данного комплекта.

Техническими условиями на ремонт допускается некоторое повышение разноразмерности шариков в зависимости от типа подшипника, его класса точности, размера шариков, режимов работы подшипника в узле. Если в новых подшипниках разноразмерность шариков находится в пределах  $1 \div 3$  мк, то для подшипников, предназначенных для установки на последующие ресурсы, она может быть допущена до 4, а в некоторых случаях для крупных шариков до 5 мк.

Разноразмерность цилиндрических роликов по диаметру в новых подшипниках соответствует обычно  $1,5 \div 3$  мк. Для подшипников, используемых для последующих ресурсов, она допускается до 5 мк. Следует отметить, что изменение размеров роликов происходит чаще, чем шариков, поскольку в роликовых подшипниках процесс скольжения происходит интенсивнее, чем в шариковых.



Фиг. 195. Схема контроля радиальных зазоров подшипников.



Фиг. 196. Схема контроля осевой игры подшипников.

Для цилиндрических роликов должна быть выдержана определенная разноразмерность и по длине. Для новых подшипников она установлена в пределах  $1-10$  мк, для подшипников, используемых для последующих ресурсов, —  $15$  мк.

Для обеспечения удовлетворительной работы шарикоподшипников со штампованными сепараторами техническими условиями на изготовление предусмотрен гарантийный зазор между внутренним кольцом и сепаратором. Для подшипников с внутренним диаметром от  $10$  до  $20$  мм он должен быть не менее  $0,2$  мм, а для подшипников с внутренним диаметром свыше  $20$  мм — не менее  $0,3$  мм.

При дефектации подшипников отступления от этого требования не допускаются.

Проверку зазора между внутренним кольцом и сепаратором производят щупом. Для этого сепаратор нужно сдвинуть легким нажатием пальца в одну сторону и измерить зазор в том месте, где он ближе всего подходит к кольцу.

В подшипниках с массивным точеным сепаратором проверяют зазор между кольцом, по которому осуществляется центрирование сепаратора, и сепаратором. Такой контроль позволяет выявить износы центрирующей поверхности сепаратора, т. е. той поверхности, которая во время работы касается направляющих бортов кольца. Зазор проверяют щупом. При проверке минимального зазора щуп должен проходить кругом; при проверке максимального зазора, являющегося основным показателем износа сепаратора, щуп не должен проходить между кольцом и сепаратором.

Для подшипников с внутренним диаметром до 50 мм ширина проверяющей части щупа должна быть равна 3 мм, а с внутренним диаметром свыше 50 мм — 5 мм.

**В соответствии с ремонтной технологией допускается использование подшипников для повторных ресурсов с определенным отклонением от технических условий, установленных для новых подшипников.** Вопрос допускаемых отклонений для данных подшипников решается применительно к конкретным изделиям и определенным узлам.

При установлении значений допустимых параметров для использования подшипника для повторных ресурсов принимают во внимание в основном такие факторы, как посадки подшипников на вал и в корпус, условия крепления (затяжки) подшипника, скорость вращения подшипника, действующие на подшипник нагрузки (радиальная и осевая), а также степень значимости данного узла в общей работе механизма.

Наиболее просто решается вопрос относительно размеров посадочных диаметров подшипников. Основным здесь является обеспечение заданных посадок подшипников и надежности крепления, поскольку габаритные размеры не влияют на работоспособность подшипников. Недопустимыми являются увеличенные овалы и повышенная конусность на посадочных поверхностях.

Что касается допустимого изменения внутренних зазоров подшипников по сравнению с установленными для новых, то этот вопрос решается применительно к данному конкретному изделию, конкретному узлу.

У подшипников, применяемых в узлах агрегатов двигателей, величина внутренних зазоров после обработки ресурса в большей части не изменяется.

Ниже, в табл. 71, приведены допустимые зазоры для подшипников, используемых для повторных ресурсов некоторых авиадвигателей.

При назначении ремонтных радиальных зазоров шарико- и роликоподшипников, как правило, нижний предел сохраняют в соответствии с нормами, установленными для новых подшипников;

Таблица 71

Условное обозначение подшипника	Внутренние зазоры по техническим условиям для новых подшипников <i>мм</i>		Ремонтные внутренние зазоры <i>мм</i>		Примечание
	осевая игра	радиальный зазор	осевая игра	радиальный зазор	

## Турбореактивный двигатель РД-45Ф

2710	—	0,070÷0,095	—	0,070÷0,095	Главная опора
915БК	0,3—0,4	—	0,300—0,450	—	То же
2916	—	0,070÷0,095	—	0,070÷0,095	„
206 сп.	—	0,012÷0,026	—	0,010÷0,044	—
204 сп.	—	0,015÷0,024	—	0,010÷0,044	—
2902	—	0,045÷0,065	—	0,045÷0,090	—
205	—	0,010÷0,024	—	0,010÷0,044	—
100704	—	0,01÷0,024	—	0,01÷0,044	—
906	—	0,012÷0,027	—	0,012÷0,047	—
7000105	0,07÷0,15	—	0,07—0,18	—	—
7000107Б	0,01÷0,18	0,01÷0,024	0,01÷0,2	0,01÷0,044	—

## Турбореактивный двигатель ВК-1

32212	—	0,07÷0,095	—	0,07—0,095	Главная опора
217Б	—	0,08÷0,1	—	0,08÷0,105	То же
32118Д	—	0,09÷0,11	—	0,09÷0,11	„
2902	—	0,045÷0,065	—	0,045÷0,1	—
42202	—	0,03÷0,06	—	0,03÷0,08	—
203	—	0,01÷0,024	—	0,01÷0,04	—
205	—	0,01÷0,024	—	0,01÷0,044	—
306АЗП	—	0,007÷0,025	—	0,007÷0,045	—
7000105	0,07÷0,15	—	0,07÷0,17	—	—
7000102	0,07÷0,13	—	0,07÷0,16	—	—
204	—	0,01÷0,024	—	0,01÷0,044	—
7000106	0,08÷0,16	—	0,08÷0,2	—	—
7000107	0,1÷0,18	—	0,1÷0,23	—	—
206	—	0,012÷0,026	—	0,012÷0,03	—
709	0,014÷0,020	—	0,014÷0,025	—	—

Условное обозначение подшипника	Внутренние зазоры по техническим условиям для новых подшипников <i>ММ</i>		Ремонтные внутренние зазоры <i>ММ</i>		Примечание
	осевая игра	радиальный зазор	осевая игра	радиальный зазор	

## Поршневой двигатель АШ-82Т

552919	—	0,04÷0,07	—	0,04÷0,09	Опора коленчатого вала
512741	—	0,045÷0,085	—	0,045÷0,10	То же
912919	—	0,025÷0,085	—	0,025÷0,1	„
126222	0,2—0,3	—	0,2—0,45	—	„
832901	0,1—0,3	—	0,1—0,35	—	—
980055	0,02—0,09	—	0,01—0,10	—	—
6015	0,02—0,09	—	0,02—0,10	—	—
6703	—	0,01÷0,03	—	0,01÷0,04	—

верхний предел повышают примерно на 50% от поля допуска зазора для новых подшипников данного типа. Это не распространяется на те случаи, когда увеличение зазоров сверх ТУ недопустимо в связи с требованиями конструкции узла или условий работы, как, например, для подшипников главных опор авиадвигателей, где увеличение зазоров практически не допускается.

## 5. ВОССТАНОВЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ

При ремонте авиационных конструкций производят частичный ремонт и восстановление подшипников.

Восстановление подшипников включает: гальванические покрытия посадочных поверхностей колец, удаление механических и коррозионных повреждений, замену отдельных (дефектных) деталей в разборных подшипниках и специальную очистку подшипников.

## Гальванические покрытия

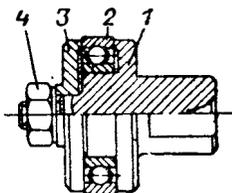
В процессе работы под действием нагрузок нарушается посадка колец на вал и в корпус. Посадку в большинстве случаев восстанавливают нанесением гальванических покрытий (хрома или меди), обеспечивая необходимый натяг. Практически посадочные поверхности колец обычно не изнашиваются и поэтому перед гальваническими покрытиями их полируют лишь шлифовальной шкуркой, смоченной в керосине в приспособлении, показанном на фиг. 197.

На оправку 1 надевают подшипник 2 и закрепляют прижимной

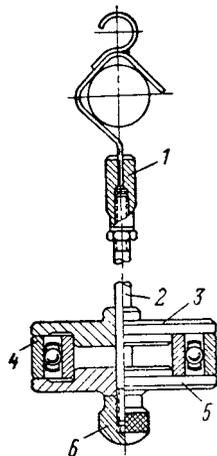
шайбой 3 и гайкой 4. Приспособление устанавливают в патроне токарного станка.

Кольцо хромируют или меднят на подвеске, изображенной на фиг. 198. Подвеска для хромирования или меднения состоит из штанги 2, к которой привернут с одного конца для контакта с катодной шиной крючок 1, а с противоположного конца приварен диск 3, имеющий уплотнительную прокладку. К диску 3 плотно прижимают и закрепляют подшипник 4 контактным диском 5 и гайкой 6. Диски 3 и 5, обеспечивая концентричное расположение кольца по отношению к штанге подвески, предохраняют торцы и края от осаждения хрома.

Совершенно недопустимо попадание электролита на внутренние поверхности колец и тел качения; поэтому при изготовлении подвески необходимо обратить особое внимание на поверхности сопря-



Фиг. 197. Приспособление для полирования наружного кольца подшипника.



Фиг. 198. Подвеска для хромирования кольца подшипника

жения дисков с кольцом. Иногда для предупреждения коррозии внутренней поверхности колец и тел качения подшипник заполняют густой смазкой.

Толщина слоя хрома, необходимая для создания соответствующей посадки с учетом последующего полирования, обычно не превышает 0,06—0,08 мм, меди — 0,003—0,015 мм.

При гальваническом покрытии категорически запрещается проворачивать кольца друг относительно друга во избежание повреждения дорожек и тел качения.

### Хромирование колец подшипников

Хромирование колец подшипников производят в следующей последовательности:

а) изоляция тел качения и боковых сторон колец путем заполнения внутренней полости подшипников технически чистым вазелином;

б) монтаж подшипников на приспособлении для полирования (см. фиг. 197);

в) зачистка (полирование) хромируемой поверхности наждачной шкуркой зернистостью 180—240 (М28) на токарном станке при 300—500 оборотах в минуту обрабатываемой детали;

г) обезжиривание подшипника венской известью и тщательная промывка его в проточной холодной воде. Обезжиривание подшипника производят на подвеске для хромирования (см. фиг. 198);

д) анодное декапирование в ванне хромирования на режиме:

плотность тока . . . . .	30÷40 а/дм <sup>2</sup>
температура раствора . . . . .	50±1°С
время обработки . . . . .	10÷15 сек

е) хромирование в растворе состава:

хромовый ангидрид . . . . .	150÷200 г/л
серная кислота . . . . .	1,5÷2 г/л
плотность тока . . . . .	50 а/дм <sup>2</sup>
температура раствора . . . . .	50±1°С

время хромирования устанавливается в зависимости от толщины слоя хрома.

Плотность тока в начале хромирования должна в полтора раза превышать ток на нормальном режиме, т. е. 75 а/дм<sup>2</sup> в течение 1—2 мин;

ж) промывка подшипника с подвеской в проточной воде и просушка сжатым воздухом;

з) контроль хромового покрытия путем оценки внешнего вида осадка, измерений толщины покрытия.

Внешний вид подшипника должен удовлетворять следующим требованиям:

— цвет осадка должен быть от матово-блестящего до блестящего с белесоватым или синеватым оттенком;

— осадки должны быть мелкокристаллическими.

Не допускаются:

— утолщения по краям и «загар», пузыреобразные вздутия и другие поверхностные дефекты;

— покрытие хромом поверхностей, не предусмотренных технологией;

— неполное покрытие участков слоем хрома.

Толщину покрытия и равномерность распределения хрома определяют при нормальной температуре микрометром (наружные диаметры) и индикаторным нутромером (внутренние диаметры) по разности в промерах до и после хромирования. Толщина слоя считается удовлетворительной, если она соответствует требованиям, предъявленным картой восстановления. По этой же карте определяют допуск на хромирование по толщине, эллипсности и конусности;

и) завешивание подшипника в ванну с маслом МК или трансформаторным маслом при температуре 125—130°С с выдержкой в течение 10÷13 мин.

Проверенные и годные подшипники сдают на участок дефектации и сборку.

### Меднение колец подшипников

Меднение производят по следующей технологической схеме:

- а) снятие старого покрытия;
- б) монтаж подшипника на подвески по методике, изложенной при описании хромирования;
- в) электролитическое обезжиривание;
- г) промывка в горячей воде;
- д) промывка в холодной воде;
- е) декапирование;
- ж) промывка в холодной воде;
- з) меднение;
- и) осветление;
- к) промывка в холодной воде;
- л) промывка в горячей воде;
- м) сушка сжатым воздухом;
- н) демонтаж;
- о) контроль качества покрытия.

Участки поверхности, не подлежащие меднению, покрывают защитным лаком. Время меднения от 15 до 60 мин, сила тока на один подшипник от 1,5 до 3,0 а.

### Удаление механических и коррозионных повреждений

Механические повреждения удаляют промасленной, смоченной керосином или бензином микрошкуркой, шабером, абразивным бруском, фетром, смоченным в керосине, притиркой и шлифованием.

Центрирующие борта колец массивных сепараторов, следы наклепа и коррозии трения на посадочных поверхностях колец, незначительные следы трения на торцовых поверхностях колец зачищают микрошкуркой. Более значительные повреждения торцовых и посадочных поверхностей колец можно притирать, шлифовать и хромировать.

Детали подшипников с трещинами подлежат бракованию. Круговые риски на посадочных и торцовых поверхностях колец удалять до полного их исчезновения не рекомендуется, надо лишь зачищать заусенцы с краев рисок. Также нет необходимости зачищать стекловидный налет на сепараторах, запрещается выводить темные (или матовые) полосы по следу качения на дорожках качения колец. Риски на торцовых поверхностях колец рекомендуется протирать тонкими пастами на притирочной плите с последующим полированием микрошкуркой.

Коррозионные повреждения удаляют механическим и химическим способами.

Ниже дана примерная методика химического удаления коррозии со стальных деталей:

- а) зачистка деталей от коррозии;
- б) обезжиривание поверхности;
- в) защитная обработка;
- г) промывка водой;
- д) нейтрализация — пассивирование;
- е) промывка водным раствором или водой (в случае пассивирования — хромпиком);
- ж) сушка;
- з) консервация.

Зачистку деталей от коррозии производят механически (на станке) наждачной бумагой № 170 или 220 или полированием пастой ГОИ.

Обезжиривание деталей производят водными растворами и бензином.

Защитную обработку производят растворами в соответствии с табл. 72.

Промывку водой производят, окуная или протирая места, подвергшиеся защитной обработке.

После обработки растворами Ф-1 и ФХ-2 детали нейтрализуют в растворах П-2, П-3 или П-5 при концентрации, втрое увеличенной против указанной в табл. 73 при температуре 15–25°С. После первой промывки раствором увеличенной концентрации немедленно промыть детали раствором нормальной концентрации.

Кроме указанных, допускается применение растворов хромпика, содержащего от 10 до 12%  $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$ , при 15–20°С с последующей промывкой водой или водным раствором.

Промывку растворами П-2, П-3 или П-5 можно производить погружением или протиранием мест, подвергшихся обработке растворами Ф-1 или ФХ-2. После обработки раствором СХ-3 нейтрализация растворами П-2, П-3 и П-5 необязательна, а допускается только промывка водой. Необходимо учитывать, что:

а) применение местной защитной обработки раствором Ф-1 с нейтрализацией раствором хромпика допустимо для поверхностей всех деталей, доступных для обработки;

б) допускается совмещение операций зачистки коррозии с обработкой смоченным водостойким наждачным полотном в защитном растворе Ф-1. В этом случае обязательно тщательное удаление абразивных частиц, как и при обычной зачистке;

в) при обработке внутренних полостей подшипников особое внимание обращать на полное удаление растворов. Для облегчения сушки допускается применение 5%-ного спиртового раствора триэтаноламина.

## Растворы для удаления коррозии со стальных деталей подшипников

Раствор	Составные части	Количество г/л	Температура °С	Время обработки	Способ обработки	Смена раствора	Изменение вида поверхности	Степень удаления продуктов коррозии и предупреждения коррозии	Допускается попадание раствора на металлы
Ф-1	Фосфорная кислота Этиловый спирт Бутиловый спирт Гидрохинон Вода	500 ÷ 600 180 ÷ 220 30 ÷ 70 9 ÷ 11 Остальное	Без подогрева	а) До полного снятия коррозии б) 30 ± 5 сек	а) Протирка пораженных мест б) Погружение в раствор	а) Однократное употребление б) После обработки 1 м <sup>2</sup> в 1 л раствора	Допустимо неравномерное потемнение; ослабление окраски клейм	Удаляет продукты коррозии; повышает устойчивость металла против атмосферной коррозии только в сочетании с нейтрализацией	Сталь, медь, алюминиевые сплавы
ФХ-2	Фосфорная кислота Хромовый ангидрид Вода	40 ÷ 80 200 ÷ 300 Остальное	90 ÷ 100	а) 15 мин при отсутствии коррозии б) 40 ÷ 60 мин при коррозии	Погружение в раствор	После обработки 0,5 м <sup>2</sup> в 1 л раствора	Неравномерное потемнение; ослабление окраски клейм; цвета побежалости	То же	Сталь
СХ-3	Серная кислота Хромпик натриевый Вода	14,7 ÷ 18,4 150 ÷ 200 Остальное	Без подогрева	7 ÷ 15 сек	а) Погружение в раствор б) Протирка отдельных мест	После обработки 1 м <sup>2</sup> в 1 л раствора	Цвета побежалости; ослабление окраски клейм	Не удаляет продуктов коррозии; повышает устойчивость стали против коррозии только в сочетании с промывкой	Кадмий, цинк, сталь

Растворы для промывки подшипников

Раствор	Состав	Количество (по весу) %	ГОСТ	Оборудование	Темпе- ратура °С	Время промыв- ки мин	Операция после промывки
ПС-2	Эмульсия Сода кальцинированная Жидкое стекло Вода (водопроводная)	3,5÷4,5 0,15÷0,3 0,1÷0,3 Остальное	ГОСТ 1975—53 ГОСТ 5100—49 ГОСТ 962—41	Моечные машины и моечные шкафы	60÷70	2÷5	Обдуть су- хим сжатым воздухом
П-2	Сода кальцинированная Хромпик натриевый Вода (водопроводная)	0,15÷0,25 0,08÷0,1 Остальное	ГОСТ 5100—49 ГОСТ 2651—44	Моечные ма- шины и моеч- ные шкафы	60÷80	2÷10	Обдуть су- хим сжатым воздухом
П-3	Сода кальцинированная Жидкое стекло Хромпик натриевый Вода (водопроводная)	0,35÷2,8 0,15÷1,2 0,08÷0,1 Остальное	ГОСТ 5100—49 ГОСТ 962—41 ГОСТ 2651—44	Моечные ма- шины и моеч- ные шкафы	60÷70	0,5÷10	Обдуть су- хим сжатым воздухом
П-5	Натрий азотистокислый Сода кальцинированная Жидкое стекло Вода (водопроводная)	0,1÷0,3 0,1÷0,3 0,1÷0,3 Остальное	ГОСТ 6194—52 ГОСТ 5100—49 ГОСТ 962—41	Моечные ма- шины и моеч- ные шкафы	60÷80	0,5÷10	Обдуть су- хим сжатым воздухом
П-6	Бензин Б-70 с добавлением 2÷4% масла МК-22 или МС-20	—	ГОСТ 1012—54	Шкафы, ванночки	Без нагрева	0,5÷5	Обдуть сухим сжатым воздухом
П-7	Керосин осветительный, обезвоженный	—	ГОСТ 4753—49	Шкафы, ванночки	Без нагрева	0,5÷5	Дополнительно промыть бензином

- Примечания. 1. Для промывки подшипников рекомендуется применять водные растворы П-5 или П-2. Остальные растворы можно применять в случае отсутствия растворов П-5 и П-2.
2. После промывки растворами подшипники необходимо прополоскать в чистом бензине.
3. После промывки водными растворами подшипники высушить, обдувая их сухим чистым воздухом.
4. Запрещается обдувать подшипники влажным воздухом.

## Замена дефектных деталей

В ряде случаев при ремонте авиационных конструкций обнаруживают повреждение какой-либо одной детали подшипника (кольца, шариков, роликов, сепаратора) при удовлетворительном состоянии остальных. В этих случаях допустима замена дефектных деталей на соответствующие годные из других комплектов забракованных подшипников.

Это относится в основном к разборным подшипникам, которые, как правило, имеют относительно крупные габариты и являются сравнительно дефицитными и дорогими.

Замена колец и тел качения допускается только при том условии, что в подшипнике сохраняются заданные внутренние зазоры (радиальный зазор или осевую игру) и разноразмерность тел качения.

Сепараторы разборных подшипников одного типа полностью взаимозаменяемы.

Замена деталей (колец или тел качения), имеющих усталостные повреждения, не допускается. Наличие усталостного выкрашивания материала на дорожках качения колец, на отдельных шариках или роликах не исключает возможности при дальнейшей эксплуатации появления таких дефектов на других деталях. В отдельных случаях допускается замена шариков и роликов с усталостными повреждениями, в виде отдельных точек или сыпи, если работоспособность подшипника в течение требуемого ресурса не вызывает сомнений, что должно быть подтверждено статистическими данными, находящимися в распоряжении ремонтующей организации.

В одном подшипнике может быть заменена, как правило, одна деталь; исключения составляют тела качения (шарики и ролики), у которых обычно допускается замена двух и в отдельных случаях трех деталей.

При замене деталей необходимо обращать внимание на то, чтобы кольца или тела качения были из той же стали, что и ремонтируемый подшипник. Следует учитывать, что подшипник одного и того же наименования в ряде случаев изготавливается в теплостойком и нержавеющей вариантах (т. е. из стали ЭИ347 и 9Х18). Недопустимым является и применение деталей (колец и тел качения) со специальной термообработкой в подшипниках с обычной технологией изготовления.

Замена деталей подшипников целесообразна лишь в тех случаях, когда имеющиеся на них дефекты превосходят допустимые по техническим условиям на отбраковку.

Поврежденные кольца, тела качения и сепараторы можно заменять у следующих подшипников:

а) шарикоподшипников радиальных и радиально-упорных с разъемным наружным или внутренним кольцами;

- б) роликоподшипников радиальных с короткими цилиндрическими роликами;
- в) конических роликоподшипников;
- г) упорных шарико- и роликоподшипников;
- д) игольчатых подшипников.

У шарикоподшипников радиальных и радиально-упорных с разъемными кольцами допустима замена шариков, колец, сепараторов.

1. Замена одного или нескольких шариков допускается при наличии:

- а) одного или двух шариков, по диаметру меньших или больших остальных шариков комплекта;
- б) механических повреждений на одном или двух шариках;
- в) трещин на одном или двух шариках;
- г) коричневых или темных пятен на нескольких шариках.

2. Замена одного из колец допускается при наличии:

- а) трещин или механических повреждений (рисок, вмятин, забоин) на поверхности желоба наружного или внутреннего колец;
- б) коррозионных налетов или коричневых пятен на поверхности желоба, выходящих за пределы допустимых по техническим условиям на дефектацию;
- в) надиров на посадочной поверхности внутренних или наружных колец, которые не могут быть устранены без повреждения подшипника.

3. Замена сепараторов допускается при наличии:

- а) износа центрирующей поверхности сепараторов;
- б) трещин или механических повреждений на поверхностях сепаратора, не допустимых по техническим условиям на дефектацию.

У радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами допустима замена роликов, колец, сепараторов.

1. Замена одного или нескольких роликов допускается при наличии:

- а) одного или двух роликов, по диаметру отличающихся (меньших или больших) от остальных роликов комплекта;
- б) трещин, волосовин или механических повреждений на одном-двух роликах, размеры которых превосходят допустимые по техническим условиям на дефектацию;

в) ярко выраженного износа торцовых поверхностей одного-двух роликов.

2. Замена одного из колец допускается при наличии:

- а) трещин или механических повреждений (рисок, вмятин, забоин) на поверхности дорожек качения наружных или внутренних колец;

б) коррозионных налетов на поверхности дорожек качения колец, превосходящих нормы, установленные техническими условиями на дефектацию;

в) недопустимых надиров на посадочных поверхностях внутренних или наружных колец;

г) механических повреждений на поверхностях бортов и фасках колец.

3. Замена сепаратора допускается при наличии:

а) трещин или механических повреждений на поверхностях беззаклепочных сепараторов;

б) износа центрирующей поверхности беззаклепочных сепараторов.

У упорных шарико- и роликоподшипников можно заменять кольца, отдельные шарики или ролики, а также весь комплект тел качения с сепаратором. В последнем случае может измениться высота упорного подшипника за счет разности диаметров тел качения в различных подшипниках. Это должно быть учтено при монтаже подшипника в узел.

Дефекты, встречающиеся в упорных подшипниках и требующие замены деталей, аналогичны дефектам, характерным для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также роликоподшипников радиальных с короткими цилиндрическими роликами.

Конические роликоподшипники по своей конструкции допускают замену наружного или внутреннего колец с комплектом роликов с сепаратором.

При наличии повреждений одной из деталей, входящих в неразъемный комплект внутреннего кольца и сепаратора с роликами, подлежит замене весь комплект, который взаимозаменяем во всех подшипниках данного типа.

### **Специальная промывка подшипников**

Как уже было сказано, имеют место случаи тугого вращения подшипника по причине его загрязненности. Часто на рабочих поверхностях деталей откладываются продукты коксования смазки, которые приводят к потере подшипником подвижности. Подшипники с подобными дефектами могут быть в ряде случаев восстановлены промывкой их в обезвоженном керосине. Во время промывки подшипник медленно вращают, после чего промывают в чистом бензине Б-70. Окончательную промывку производят в бензине Б-70, смешанном с 6—8% масла МК или МС.

Время промывки зависит от степени загрязненности деталей подшипника; в некоторых случаях выдержка подшипников в ванне с керосином может достигать до двух и более часов.

При дефектации роликовых подшипников опорных узлов коленчатых валов двигателей АШ-62ИР и АШ-82Т (и особенно сред-

него подшипника 512741) обнаруживают значительное пригорание продуктов смазки на дорожках качения колец и роликов, в результате чего подшипник полностью теряет свою подвижность. Промывка этих подшипников в керосине и далее в бензине не удаляет полностью посторонних налипаний на их деталях. Удовлетворительный эффект дает в этих случаях дополнительное погружение подшипника в ванну с маслом МК или МС, нагретым до температуры 100—120°С, на срок до 10 час.

---

## ЛИТЕРАТУРА

1. Беляев Н. М., Сборник института инженеров путей сообщения, Петроград, 1917, а также сборник статей: Инженерные сооружения и строительная механика, Ленинград, 1924.
2. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Подшипники качения, справочник, Машгиз, 1959.
3. Добровольский В. А., Детали машин, Гостехиздат УССР, 1954.
4. Зайцев А. М., Костоглодов И. Н., Причины поломок деталей авиадвигателей и их устранение, РИО Аэрофлота, 1959.
5. Конвисаров Д. В., Износ металлов, ОНТИ, 1938.
6. Коросташевский Р. В., Высокоскоростные радиально-упорные шарикоподшипники с четырех-, трех и двухточечным контактом, «Подшипниковая промышленность», 1960, № 2.
7. Костецкий Б. И., Сопротивление изнашиванию деталей машин, Машгиз, 1959.
8. Логунцов И. Н., Шейн А. С., Влияние качества стали на работоспособность подшипников, «Подшипник» 1952, № 4.
9. Лурье Г. Б., Технология производства подшипников качения, Машгиз, 1949.
10. Пальмгрен А., Шариковые и роликовые подшипники, Машгиз, 1949.
11. Пинегин С. В., Работоспособность деталей подшипников, Машгиз, 1949.
12. Пинегин С. В., О прочности и износостойкости деталей подшипников качения, «Вестник машиностроения», 1958, № 3.
13. Португалова А. А., Спицын Н. А., Подшипниковые узлы высокоскоростных приводов, Машгиз, 1948.
14. Решетов Д. Н., Совместное действие на шарикоподшипники радиальной и осевой нагрузки, «Подшипник», 1939, № 10—11.
15. Спектор А. Г., Решетникова Н. А., Поверхностная усталость шариков, «Подшипник», 1940, № 11—12.
16. Спицын Н. А., Подшипники качения, Энциклопедический справочник, том 2.
17. Спицын Н. А., Исследования в области подшипников качения, «Вестник машиностроения», 1958, № 3.
18. Спицын Н. А., Иванов В. Н., Пути создания особо быстроходных шарикоподшипников, «Подшипник», 1953, № 4.
19. Тимошенко С. П., Теория упругости, ОНТИ, 1934.
20. Трейер В. Н., Теория и расчет подшипников качения, ОНТИ, 1936.
21. Трейер В. Н., Расчеты деталей машин на долговечность, Машгиз, 1956.
22. Цыпкин Б. В., Метод расчета подшипников качения с учетом влияния радиального зазора, «Вестник машиностроения», 1951, № 5.
23. Фридман Я. Б., Механические свойства металлов, Оборонгиз, 1952.

24. Фридман Я. Б., Гордеева Т. А., Зайцев А. М., Строение и анализ изломов, Машгиз, 1960.

25. Шейн А. С., Горшкова В. Ф. Сопротивление контактной усталости шарикоподшипниковой стали в различных условиях трения, «Подшипник», 1952, № 11.

26. Подшипники качения, Справочное пособие под ред. Спицына Н. А. и Спишевского А. И., Машгиз, 1961.

27. Striebeck R., Kugellager für beliebige Belastungen, UDI 45, 1901.

28. Herz H., Über Berührung fester elastischer Körper und über die Härte. Gesammelte Werke, 1882.

29. Herz H., Über Berührung fester elastischer Körper. Gesammelte Werke, 1895.

30. Giovanni Conti, I Cuscinetti A Rotolamento, Milan, 1952.

---

## О Г Л А В Л Е Н И Е

	<i>Стр.</i>
Предисловие . . . . .	3
<b>Глава I. Основные сведения о подшипниках, применяемых в авиационных конструкциях</b> . . . . .	5
1. Типы подшипников . . . . .	5
2. Долговечность и грузоподъемность подшипников. Предельные числа оборотов . . . . .	22
<b>Глава II. Работоспособность подшипников в авиационных конструкциях</b> . . . . .	27
1. Факторы, определяющие работоспособность подшипников . . . . .	27
2. Ресурс подшипников . . . . .	33
3. Влияние рабочей среды на работоспособность подшипников . . . . .	33
<b>Глава III. Области применения подшипников</b> . . . . .	41
1. Тяжелонагруженные, высокоскоростные шарико- и роликоподшипники . . . . .	42
2. Малонагруженные, высокоскоростные шарико- и роликоподшипники . . . . .	60
3. Тяжелонагруженные шарико- и роликоподшипники, работающие в условиях низких скоростей вращения . . . . .	74
<b>Глава IV. Подшипники, работающие при высоких температурах</b> . . . . .	78
1. Подшипники, работающие при повышенных температурах . . . . .	78
2. Подшипники, применяемые при высоких температурах . . . . .	84
<b>Глава V. Расчет подшипников</b> . . . . .	88
1. О методике расчета подшипников . . . . .	88
2. Расчет подшипников на долговечность . . . . .	96
3. Формулы для расчета напряжений и упругих деформаций в подшипниках . . . . .	107
4. Расчет подшипников, работающих в условиях качательного движения . . . . .	117
5. Расчет подшипников, работающих в узлах авиаколес . . . . .	131
6. Вспомогательные таблицы для расчета подшипников . . . . .	135
<b>Глава VI. Внутренние зазоры в подшипниках</b> . . . . .	166
1. Общие сведения . . . . .	166
2. Внутренние зазоры в радиальных однорядных шарикоподшипниках . . . . .	167
3. Внутренние зазоры в радиальных сферических двухрядных шарикоподшипниках . . . . .	170
4. Внутренние зазоры в радиальных однорядных роликоподшипниках с короткими цилиндрическими роликами . . . . .	170
5. Внутренние зазоры в радиально-упорных шарикоподшипниках . . . . .	173
6. Внутренние зазоры в двухрядных сферических роликоподшипниках . . . . .	177
7. Внутренние зазоры в игольчатых роликоподшипниках . . . . .	178
8. Внутренние зазоры в подшипниках, изготавливаемых по классам точности НТ и НУ . . . . .	179
9. Углы контакта в подшипниках . . . . .	181

	<i>Стр.</i>
<b>Глава VII. Посадки подшипников</b> . . . . .	186
1. Общие сведения . . . . .	186
2. Посадки подшипников в узлах авиадвигателей . . . . .	197
3. Посадки подшипников в узлах авиационных агрегатов . . . . .	198
4. Посадки подшипников в узлах механизмов управления . . . . .	200
5. Особенности посадок подшипников в узлах, работающих при повышенных температурах окружающей среды . . . . .	201
<b>Глава VIII. Технические требования на поставку подшипников</b> . . . . .	203
1. Точность подшипников . . . . .	203
2. Технические требования на изготовление подшипников . . . . .	206
3. Технические требования на изготовление свободных деталей . . . . .	207
4. Значения индексов, входящих в условное обозначение подшипников . . . . .	212
<b>Глава IX. Хранение и переконсервация подшипников</b> . . . . .	215
1. Общие сведения . . . . .	215
2. Приемка подшипников потребителем . . . . .	215
3. Условия хранения подшипников на складе . . . . .	216
4. Условия хранения подшипников на предприятии . . . . .	216
5. Переконсервация подшипников . . . . .	218
6. Снятие коррозии с деталей подшипников . . . . .	218
7. Упаковка подшипников . . . . .	220
<b>Глава X. Методика исследования подшипников, вышедших из строя в процессе эксплуатации</b> . . . . .	221
1. Порядок исследования . . . . .	221
2. Предварительное ознакомление (по документации) с объектом исследования и внешний осмотр . . . . .	222
3. Оценка качества изготовления и материала деталей . . . . .	223
4. Анализ условий работы . . . . .	226
5. Обобщение материалов исследования и установление причин поломки деталей . . . . .	228
<b>Глава XI. Причины преждевременного выхода подшипников из строя</b> . . . . .	229
1. Несоответствие подшипника условиям работы в узле . . . . .	229
2. Качественное выполнение подшипникового узла . . . . .	237
3. Отступления при изготовлении подшипников . . . . .	240
4. Нарушение условий монтажа подшипников . . . . .	249
5. Нарушения условий эксплуатации подшипника . . . . .	259
<b>Глава XII. Дефектация и восстановление подшипников при ремонте авиационной техники</b> . . . . .	266
1. Оценка работоспособности подшипников . . . . .	267
2. Методика дефектации подшипников . . . . .	278
3. Подготовка подшипников к дефектации . . . . .	279
4. Дефектация подшипников . . . . .	283
5. Восстановление подшипников . . . . .	326
<b>Литература</b> . . . . .	337

*Рафаил Владимирович Коросташевский, Алексей Матвеевич Зайцев*

## АВИАЦИОННЫЕ ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Редактор *К. И. Григораш* Техн. ред. *А. Я. Новик*

T-10061 Подписано в печать 20/VIII 1963 г. Учетно-изд. л. 19,66

Формат бумаги 60×90/16=10,63 бум. л.—21,25 печ. л.

Цена 1 р. 13 к. Тираж 4800 экз. Заказ 423/1754

Типография Оборонгиза

Цена 1 р. 13 к.