

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ
Методические указания к курсовому проекту

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И РАЗМЕРНОСТИ ВЕЛИЧИН.....	4
ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ	6
1.1. Классификация подшипников качения	6
1.2. Условные обозначения подшипников качения.....	8
1.3. Изображения стандартных подшипников качения.....	9
1.4. Схематическое и упрощённое изображения подшипников	10
1.5. Характеристики основных типов подшипников и рекомендации по их выбору	12
2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ.....	16
2.1. Основные схемы установки подшипников	16
2.2. Осевое регулирование радиально-упорных подшипников	18
2.3. Крепление колец подшипника на валу и в корпусе.....	17
2.4. Посадки подшипников качения	19
3. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	21
3.1. Определение радиальных сил, действующих на подшипники	23
3.2. Определение осевых сил, действующих на подшипники	24
3.3. Эквивалентная и приведённая нагрузки.....	275
3.4. Расчёт подшипников по критерию статической грузо- подъёмности	29
3.5. Расчёт подшипников на долговечность (ресурс) по критерию динамической грузоподъёмности	30
4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	30
4.1. Порядок выбора и расчёта подшипников	30
4.2. Расчёт радиальных подшипников качения	31
4.3. Расчёт радиально-упорных подшипников качения	33
4.4. Расчёт упорных подшипников качения.....	36
5. ПРИЛОЖЕНИЯ	37
6. ПЕРЕЧЕНЬ ГОСТОВ, ИСПОЛЬЗОВАННЫХ В МЕТОДИ- ЧЕСКИХ УКАЗАНИЯХ.....	47
7. ЛИТЕРАТУРА	47

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И РАЗМЕРНОСТИ ВЕЛИЧИН

- d – номинальный внутренний диаметр отверстия подшипника, мм
 D – номинальный наружный диаметр подшипника, мм
 B – номинальная ширина подшипника, мм
 T – монтажная высота подшипника, мм
 D_w – диаметр тела качения, мм
 D_{pw} – диаметр окружности расположения центров тел качения, мм
 L_w – длина ролика расчетная, мм
 α – номинальный (начальный) угол контакта, град
 a – расстояние от точки приложения радиальной реакции в подшипнике до его широкого торца, осевой зазор в узле, мм; коэффициент
 L_{10} – базовая (номинальная) расчетная долговечность, млн. оборотов
 L_a – долговечность подшипника при вероятности безотказной работы $(100 - a)$ в %, млн. оборотов
 L_{10h} – базовая (номинальная) расчётная долговечность (ресурс), час
 L_{ah} – долговечность (ресурс) подшипника при вероятности безотказной работы $(100 - a)$ в %, час
 C_r – динамическая грузоподъёмность радиальная, Н (кН)
 C_o – статическая грузоподъёмность радиальная, Н (кН)
 $C_{расч}$ – расчетная (требуемая) динамическая грузоподъёмность, Н (кН)
 F_t, F_r, F_A – соответственно окружная, радиальная и осевая (аксиальная) составляющие внешней нагрузки, действующие на вал с рассматриваемыми опорами, Н (кН)
 F_{ri} – радиальная составляющая реакции в i -ой опоре, радиальная нагрузка на подшипник, Н (кН)
 F_{ai} – осевая (аксиальная) составляющая реакции в i -ой опоре, осевая нагрузка на подшипник, Н (кН)
 e – параметр осевого нагружения, зависящий от угла контакта
 P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н (кН)
 P_o – эквивалентная статическая нагрузка, Н (кН)
 P_{np} – приведённая нагрузка, Н (кН)
 X, Y – коэффициенты, соответственно, радиальной и осевой составляющих реакции в подшипнике-опоре при расчете на динамическую грузоподъёмность
 X_0, Y_0 – коэффициенты, соответственно, радиальной и осевой составляющих реакции в подшипнике-опоре при расчете на статическую грузоподъёмность
 V – коэффициент вращения подшипника
 K_δ – коэффициент динамичности подшипника
 K_T – температурный коэффициент подшипника
 K_K – коэффициент, зависящий от класса точности подшипника
 n – частота вращения одного из колец подшипника, об/мин

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время *подшипники качения* из опор вращательного движения составляют половину. По оценкам зарубежных специалистов к 2005 году, в связи с экономией энергии и материальных ресурсов, ожидается рост относительной доли подшипников качения до 75 % и, соответственно, доля подшипников скольжения составит 25 % /3/.

Основная тенденция развития подшипников качения заключается в увеличении их долговечности и быстроходности за счет улучшения качества материала, повышения точности изготовления, увеличения жёсткости вала и корпуса, использования армированных композиционных материалов, применения высококачественных смазочных материалов.

Подшипники качения, по сравнению с подшипниками скольжения, находят широкое применение в машиностроении благодаря меньшим моментам сил трения при пуске и работе, значительно меньшим требованиям по уходу и расходу смазочного материала, большей несущей способности на единицу ширины подшипника.

Подшипник является частью подшипникового узла, который, кроме собственно подшипника, содержит *корпус, крышки, приспособления для крепления колец подшипника, смазочные и защитные устройства*. Многие детали этого узла стандартизированы в международном масштабе, взаимозаменяемы и централизованно изготавливаются в массовом производстве. Габариты выпускаемых подшипников качения изменяются от долей миллиметра до нескольких метров. Так, самый большой подшипник качения имеет наружный диаметр – 14 м, внутренний – 12 м и массу – 130 тонн /7/.

Основными потребительскими характеристиками подшипников являются *грузоподъёмность, быстроходность, масса, габариты, потери энергии*.

1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

1.1. Классификация подшипников качения

Типовая конструкция подшипника качения показана на рис. 1.1. Подшипник состоит из *наружного 1* и *внутреннего 2* колец, между которыми расположены *тела качения 3*. *Сепаратор 4* удерживает тела качения от взаимного соприкосновения, благодаря чему существенно уменьшаются потери на трение.

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам - ГОСТ 3395-85:

- по форме тел качения – *шариковые* (рис. 1.2) и *роликовые* (рис. 1.3);

- по направлению воспринимаемой нагрузки:

- радиальные*, воспринимающие радиальные относительно оси вала силы (рис. 1.2, а, б; рис. 1.3, а, б, в, е). Некоторые радиальные подшипники могут воспринимать и осевые нагрузки, но незначительные по величине;

- радиально-упорные*, воспринимающие одновременно действие радиальных и осевых нагрузок, причем допустимые величины радиальных нагрузок превышают допустимые величины осевых (рис. 1.2, в, г; рис. 1.3, г);

- упорно-радиальные*, воспринимающие одновременное действие осевых и радиальных нагрузок, причем допустимые величины осевых нагрузок превышают величины радиальных (рис. 1.2, д; рис. 1.3, д);

- упорные*, воспринимающие только осевые нагрузки (рис. 1.2, е);

- по числу рядов тел качения – *однорядные* (рис. 1.2, а, в, г, д, е; рис. 1.3, а, в, г, д, е), *двухрядные* (рис. 1.2, б; рис. 1.3, б), *многорядные*;
- по способу установки – *самоустанавливающиеся* (рис. 1.2, б; рис. 1.3, б), допускающие поворот оси внутреннего кольца; *несамоустанавливающиеся* (остальные).

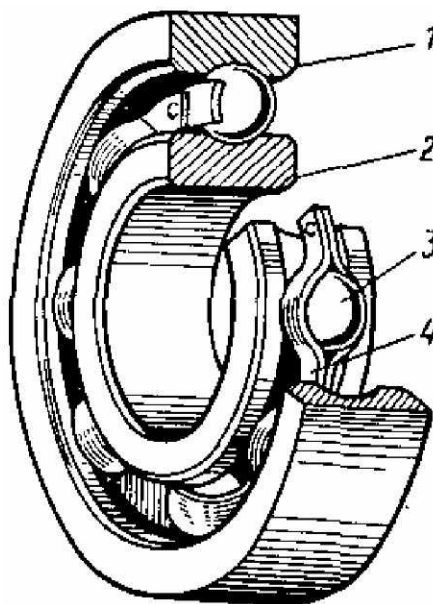


Рис.1. 1. Подшипник качения

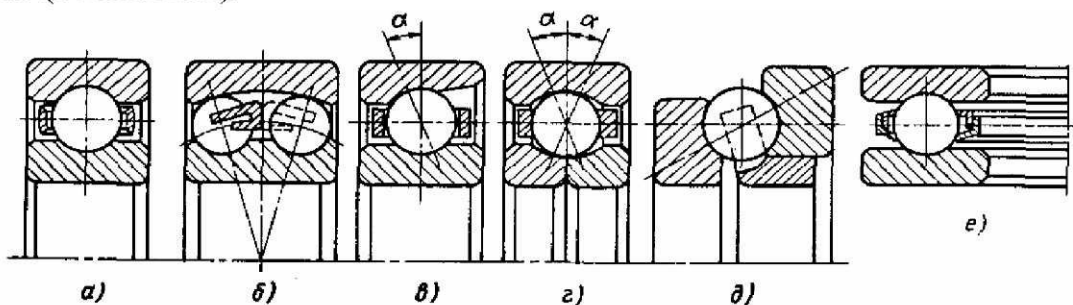


Рис.1. 2. Шарикоподшипники

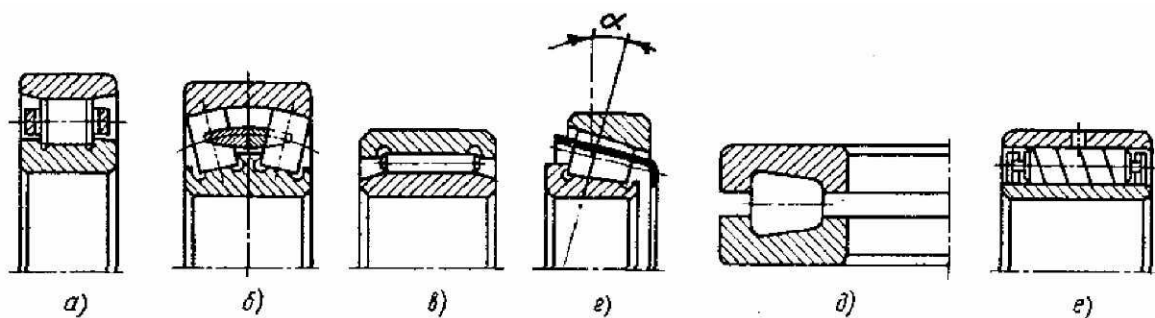


Рис.1. 3. Роликоподшипники

1.2. Условные обозначения подшипников качения

Размеры подшипника - внутренний d и наружный D диаметры, ширина B (высота H) и радиусы r фасок колец - установлены ГОСТ 3478-79. Подшипники качения в диапазоне внутренних диаметров 3...10 мм стандартизованы через 1 мм, до 20 мм – через 2...3 мм, до 110 мм – через 5 мм.

Подшипники имеют *условные обозначения*, составленные из цифр и букв (ГОСТ 3189-89). Условные обозначения разделяют на *основное* и *дополнительное*.

Основное условное обозначение подшипника характеризует его размер внутреннего диаметра, серию, тип и конструктивные разновидности. Очередность знаков в основном обозначении - справа налево.

Первые две цифры справа, умноженные на 5, определяют номинальный диаметр отверстия d в диапазоне от 20 до 495 мм.

Подшипники одного диаметра отверстия d подразделяют на серии: по диаметру D - сверхлегкая (цифры обозначения 8; 9), особолегкая (1; 7), легкая (2 или 5), средняя (3 или 6) и тяжелая (4), а по ширине B - особоузкая (8), узкая (0; 7), нормальная (1), широкая (2), особоширокая (3; 4; 5; 6).

Серию диаметров подшипника D указывает третья цифра справа, а серию ширины B - седьмая цифра.

На практике наибольшее распространение имеют подшипники легкой и средней серий.

На рис. 1.4. приведены сравнительные параметры подшипников некоторых типов и серий для номинального внутреннего диаметра $d = 80$ мм.

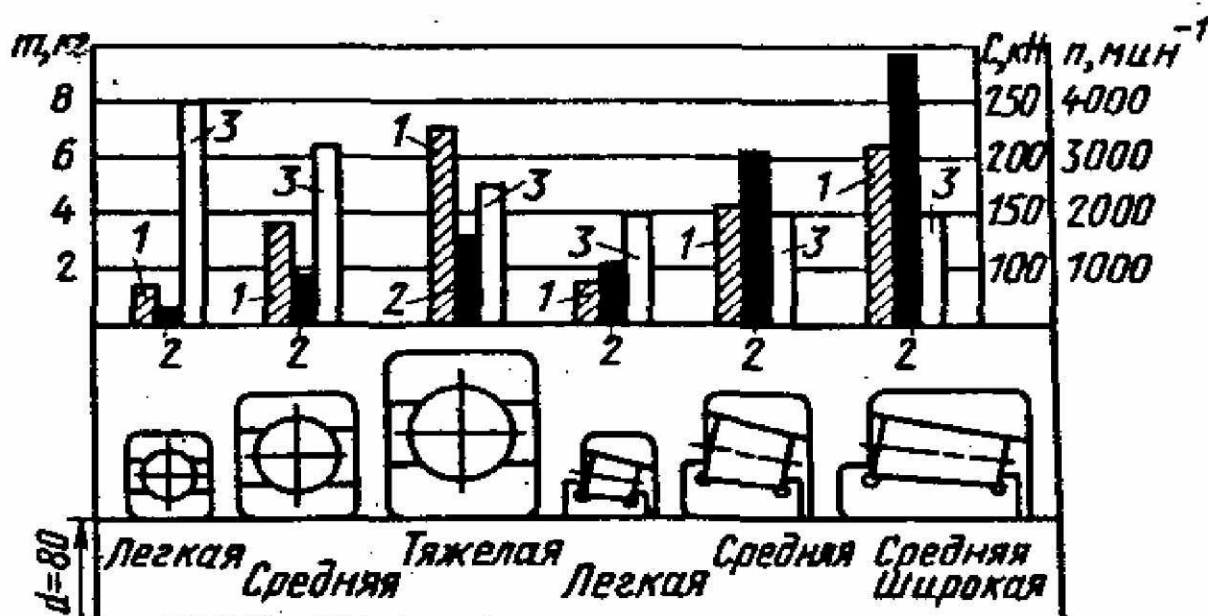


Рис. 1. 4. Сравнительные параметры подшипников различных типов и серий при внутреннем диаметре $d=80$ мм:

- 1—масса m ;
- 2—динамическая грузоподъемность C_r ;
- 3—предельная частота вращения n

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

- 0 – радиальный шариковый;
- 1 – радиальный шариковый сферический;
- 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 – радиальный роликовый сферический;
- 4 – радиальный с длинными цилиндрическими роликами;
- 5 – радиальный с витыми роликами;
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – радиально-упорный роликовый;
- 8 – упорный и упорно-радиальный шариковые;
- 9 – упорный и упорно-радиальный роликовые.

Пятая и шестая цифры справа, вводимые не для всех подшипников, определяют конструктивные разновидности - так называемое «исполнение» подшипника, не влияющие на основные характеристики (ГОСТ 3395-89). Например, величину угла контакта α , наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие уплотнений с заложённой смазкой и другие.

Дополнительное условное обозначение проставляют слева и справа от основного условного обозначения. Слева указывают класс точности подшипника: 0, 6, 5, 4, 2 – в порядке возрастания точности. Класс точности «0» обычно не указывают. Диаметральный зазор подшипника обозначают номером ряда и указывают перед классом точности подшипника.

Дополнительное обозначение справа от основного характеризует повышенную грузоподъёмность, изменения металла колец и сепаратора, температуру отпуска деталей, марку смазки в подшипниках закрытого типа и другие специальные технические требования (ГОСТ 590-89).

Пример обозначения: 3-5-180109-C17 – подшипник шариковый радиальный однорядный с $d = 45$ мм, где 09 - внутренний диаметр; 1 - серия диаметра D ; 0 - тип подшипника; 18 - конструктивная разновидность; 3 - номер ряда диаметрального (радиального) зазора; 5 - класс точности; C17 - пластичный смазочный материал ЛИТОЛ-24.

1.3 Изображения стандартных подшипников качения

Для изображения стандартных подшипников качения по габаритам (d , D , B) следует нанести тонкими линиями внешний контур подшипника. Затем для всех типов подшипников (кроме конических роликоподшипников) наносят диаметр D_{pw} окружности, проходящей через центры тел качения, $D_{pw} = 0,5 (D + d)$. По соотношениям, указанным на рис. 1.5, вычерчивают тела качения и кольца.

Радиально-упорные шарикоподшипники имеют на наружном кольце только один торец (борт), посредством которого подшипник упирается в другие детали узла опоры. Второй борт срезан: имеется своеобразная фаска (линия 1-2 на рис. 1.5). Для вычерчивания наружного кольца со стороны срезанной части проводят вспомогательную вертикальную линию

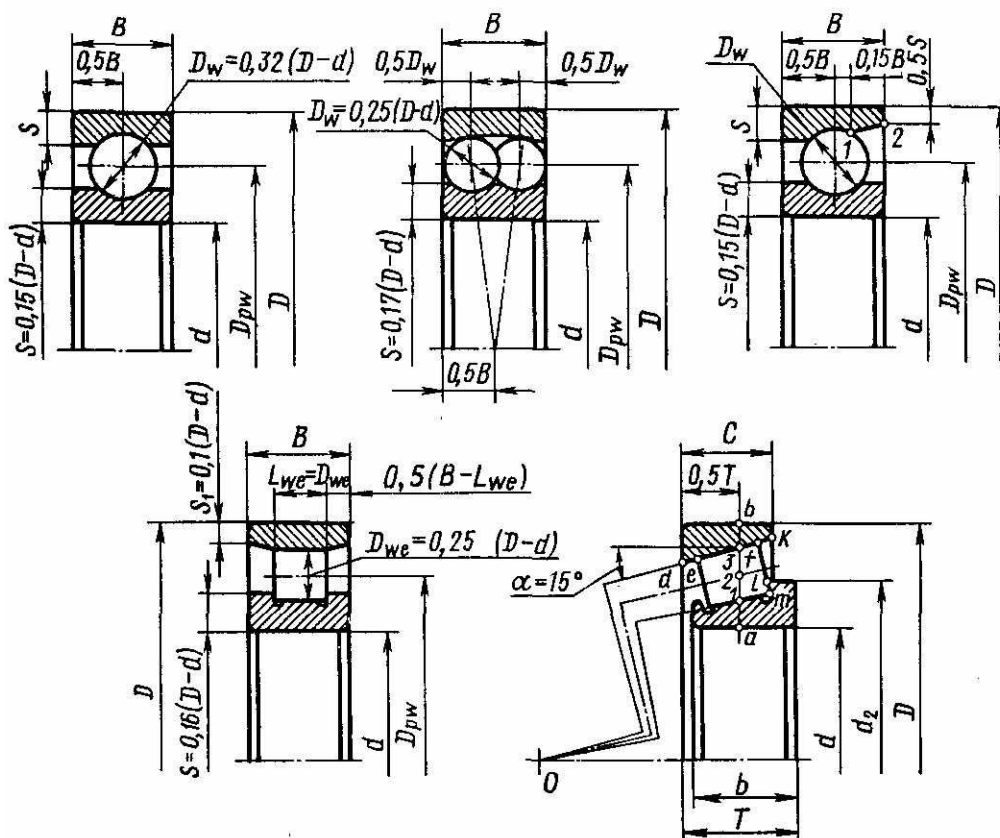


Рис.1. 5. Изображения стандартных подшипников на чертеже

до пересечения с окружностью шарика в точке 1. Соединяют точки 1 и 2.

В подшипниках шариковых радиальных двухрядных сферических тела качения изображают так, чтобы они касались боковых линий внешнего контура. Сферическую поверхность на наружном кольце изображают дугой окружности с центром на оси отверстия подшипника.

Для построения конических роликоподшипников на контур подшипника наносят вспомогательную вертикальную линию, делящую монтажную высоту подшипника T пополам. Отрезок ab делят точками 1, 2 и 3 на четыре равные части. Из точки 3 под углом $\alpha=15^\circ$ проводят образующую конуса до ее пересечения с осью вращения подшипника в точке 0. Из этой точки проводят линии 01 и 02. Затем из точки m , полученной пересечением линии 01 с торцом наружного кольца km , проводят линию mf перпендикулярно 02. Отложив отрезок $de = fk$, проводят параллельно линии, оформляющую малый торец ролика. Для получения диаметра d_2 борта внутреннего кольца находят точку l , которая делит радиус большого торца ролика пополам. Сепараторы на чертежах обычно не изображают. Конические роликоподшипники выпускают и с другими углами α , что должно учитываться при проведении линии 03.

1.4. Схематическое и упрощённое изображения подшипников

На сборочных чертежах допускают изображать подшипники качения в соответствии с его конфигурацией сплошными линиями по контуру без

указания типа и конструктивных особенностей. Внутри контура подшипника проводят тонкими линиями диагонали (как, например, на рис. 2.1). При необходимости указания типа подшипника на сборочном чертеже в контур подшипника вписывают упрощённое графическое изображение. Примеры схематических и упрощённых изображений приведены в табл. 1.1. В этой таблице представлены также номера типов подшипников.

Таблица 1.1. Схематическое и упрощённое изображения подшипников

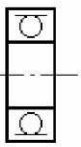
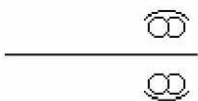
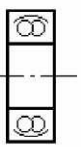
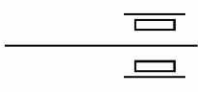
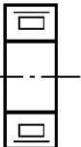
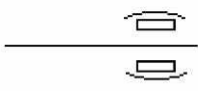
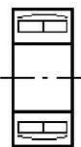
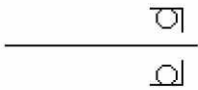
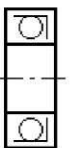
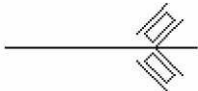
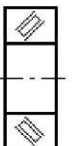
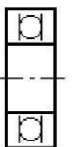
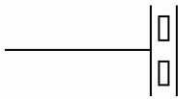
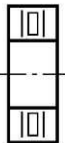
Схематическое изображение	Упрощённое изображение	Тип подшипника (номер)
1	2	3
		Радиальный шариковый од- норядный (0000)
		Радиальный шариковый двухрядный самоустанавли- вающийся сферический (1000)
		Радиальный роликовый од- норядный (2000)
		Радиальный роликовый са- моустанавливающийся сфе- рический (3000)
		Радиально-упорный шарико- вый однорядный (6000)
		Радиально-упорный ролико- вый однорядный (7000)
		Упорный шариковый оди- нарный (8000)

Таблица 1.1. Продолжение

1	2	3
		Упорный роликовый одинарный (9000)

1.5. Характеристики основных типов подшипников и рекомендации по их выбору

При выборе типа подшипника необходимо учитывать ряд факторов и оценивать их, сопоставляя друг с другом. От правильного выбора типа подшипника зависит не только ресурс подшипникового узла, но и работоспособность передачи, поскольку конструкция опоры в значительной степени влияет на жёсткость валов и, следовательно, на распределение нагрузки по длине зуба. Поскольку нет возможности дать единого и простого правила выбора подшипников качения, приведем основные рекомендации. В обобщённом виде они представлены в табл. 1.2 и на рис. 1.4.

1. Прежде всего, целесообразно рассмотреть возможность применения наиболее дешевого *радиального однорядного* шарикоподшипника, тип 0000 (рис. 1.2, а). Эти подшипники могут воспринимать и осевые нагрузки. Допустимый угол перекоса осей колец подшипника не более 8 минут.

2. При повышенном требовании к жёсткости опор или при наличии закалённых зубчатых колес целесообразно применять *конические роликовые* подшипники, тип 7000 (рис. 1.3, г), даже при малых значениях осевой силы. Если необходимо воспринимать значительные осевые силы, то следует применять роликоподшипники с большими углами контакта. Так, при угле контакта $\alpha = 12^\circ$, отношение допустимых величин осевой составляющей реакции в опоре к радиальной $F_a / F_r = 1$, а при $\alpha = (26...36)^\circ - F_a / F_r = 2...6$. Потери на трение у этого типа подшипников 3...4 раза выше, чем у радиальных шарикоподшипников.

3. *Радиально-упорные шариковые* подшипники, тип 6000 (рис. 1.2, в), применяют в тех случаях, когда по условиям работы нецелесообразно или невозможно применение подшипников двух предыдущих типов. Например, по сравнению с радиальными эти шарикоподшипники воспринимают большую осевую нагрузку, а по сравнению с роликовыми радиально-упорными они имеют большую предельную частоту вращения. **Работа таких подшипников без внешних или монтажных осевых сил не допускается.**

Однако не все типы шариковых радиально-упорных подшипников требуют регулировки при монтаже. *Шариковый радиально-упорный однорядный подшипник* с разъемным внутренним (исполнение 116000) или наружным (исполнение 176000) кольцами и контактом в трех или четырёх

точках (рис. 1.2, г) предназначен для работы при радиальных двусторонних осевых нагрузках в условиях стеснённых габаритов по оси. Радиальная грузоподъёмность при четырёхточечном контакте и повышенном числе шариков выше грузоподъёмности однорядных радиальных. Эти подшипники уже на заводе-изготовителе собраны с «нулевым» зазором. Стоимость таких подшипников больше радиальных шариковых в $1,7 \div 2$ раза и радиально-упорных роликовых – в 1,4 раза.

4. *Шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические самоустанавливающиеся*, тип 1000 (рис. 1.2, б), предназначены для восприятия радиальных и ограниченных осевых сил. Препятствуют осевым перемещениям вала в обоих направлениях. Допускают перекос колец до 4 градусов, поэтому их применяют в узлах с нежёсткими валами, а также в тех случаях, когда не может быть обеспечена необходимая соосность отверстий под опоры вала.

5. *Роликоподшипники радиальные двухрядные сферические самоустанавливающиеся*, тип 3000 (рис. 1.3, б), обладают повышенной жёсткостью и наибольшей грузоподъёмностью по сравнению с другими типами подшипников. Допускают перекос осей до 3 градусов. Их стоимость больше стоимости сферических двухрядных шариковых в 2,6 раза.

6. *Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами*, тип 2000 (рис. 1.3, а), воспринимают в основном радиальную нагрузку. Их применяют в так называемых «плавающих» опорах. Выполненные с бортами (92000) или дополнительными упорными кольцами (62000), роликоподшипники обеспечивают фиксацию вала в обоих направлениях. Эти подшипники применяют в качестве опор жёстких коротких валов, где имеют возможность обеспечить высокую соосность мест, например, в редукторах с шевронными колесами.

7. *Роликоподшипники радиальные с витыми роликами*, тип 5000 (рис. 1.3, е), применяют при больших радиальных силах, малых угловых скоростях и ярко выраженной ударной нагрузке в узлах с ограниченными радиальными габаритами. Допускаемый перекос осей колец до 30 минут. Эти подшипники не воспринимают осевую нагрузку и не фиксируют осевое положение вала.

8. *Игольчатые подшипники*, тип 4000 (рис. 1.3, в), благодаря большому количеству игл воспринимают значительную радиальную нагрузку. Применяют в узлах с ограниченными диаметрными размерами, работающих при колебательном движении. Осевые нагрузки не воспринимают и осевое положение вала не фиксируют.

9. *Шарикоподшипники упорные*, тип 8000 (рис. 1.2, е), воспринимают только осевые нагрузки в одном (односторонние) или в обоих (двойные) направлениях при небольших частотах вращения. Крайне чувствительны к перекосам осей колец – допустимый угол перекоса одна минуты, что очень трудно обеспечить конструктивно. Современная тенденция в машино-

строении – замена упорных на упорно-радиальные (рис. 1.2, д; рис. 3.1, д).

Нагрузочная способность подшипников заданного диаметра и серии зависит от типа подшипника (рис. 1.4).

С увеличением диаметра подшипника, а также при переходе от лёгких серий к более тяжёлым, нагрузочная способность возрастает, а предельная частота вращения снижается. Роликоподшипники по сравнению с шариковыми обладают меньшей быстроходностью, большими грузоподъёмностью и жёсткостью, но более чувствительны к перекосам осей колец подшипника. Например, увеличение угла перекоса от нуля до 45 минут приводит к росту момента трения в подшипнике более чем в 15 раз. Поэтому применение роликоподшипников сопровождается повышенными требованиями к точности посадочных поверхностей под наружные кольца, жёсткости элементов конструкции (в первую очередь валов) и точности фиксирования колец.

При выборе подшипников необходимо принимать во внимание не только конструктивные, но и экономические соображения. Замена шарикоподшипников более дорогими роликоподшипниками часто позволяет существенно снизить размеры и массу опорного узла или увеличить промежуток времени между заменой подшипников.

В табл. 1.2 приведены рекомендации по предварительному выбору подшипников для основных типов редукторов в зависимости от вида передачи, нагрузки, межосевого расстояния. Окончательный вывод о пригодности выбранного подшипника можно сделать после эскизного проектирования вала, определения реакций в опорах и расчёта подшипника по критериям динамической C_r или статической C_o грузоподъёмностей.

Таблица 1.2. Предварительный выбор подшипников качения

Передача	Вал	Тип подшипника	Серия	Угол контакта	Схема установки
1	2	3	4	5	6
Цилиндрическая косозубая	Б	Радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 200 \text{ мм}$	Средняя (лёгкая)	—	Схема 1, рис.2.1, а
		При $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,25$ – радиальные шариковые однорядные;	Лёгкая (средняя)		Схема 2, рис.2.2, а
	Т	при $\frac{F_a}{F_r} > 0,25$ – роликовые конические типа 7000	Лёгкая	$\alpha = 11 \dots 16^\circ$ для типа 7000	рис.3.1, а рис.3.1, б рис.3.1, в

Таблица 1.2. **Продолжение**

1	2	3	4	5	6
Коническая	Б	Роликовые конические типа 7000 или 27000, при $n_1 < 1500 \text{ об/мин}$	Лёгкая (средняя)	$\alpha=11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha=25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha=26^\circ$ для типа 46000	Схема 3 рис.3.1,г
		Радиально-упорные шариковые типа 46000 при $n_1 \geq 1500 \text{ об/мин}$			
	Т	Роликовые конические типа 7000	Лёгкая		Схема 2
Червячная	Б	Радиально-упорные шариковые типа 46000; роликовые конические типа 27000; радиальные шариковые однорядные при $a_w > 160 \text{ мм}$	Средняя	$\alpha=11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha=25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha=12^\circ$ для типа 36000; $\alpha=26^\circ$ для типа 46000	Схема 1 рис.2.1,а рис.2.1,б
		Роликовые конические типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36000 при $a_w \leq 160 \text{ мм}$			Схема 1 рис.2.1,а
	Т	Роликовые конические типа 7000	Лёгкая		Схема 2

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Узел подшипника включает в себя корпус, детали для фиксирования колец, а также устройство для смазывания. Узел должен обеспечивать восприятие радиальных и осевых сил, исключать осевое смещение вала, нарушающее работу сопряженных деталей (зубчатых и червячных колес, червяков, уплотнений и др.). Это достигается за счет крепления подшипников на валах и фиксирования их в корпусе.

2.1. Основные схемы установки подшипников

Конструкции подшипниковых узлов должны исключать заклинивание тел качения при: действии осевой нагрузки, тепловом удлинении валов, наличии погрешностей изготовления. Наибольшее распространение получили два способа фиксирования подшипников в корпусе.

Первый способ (схема 1) состоит в том, что осевое фиксирование вала выполняют в одной опоре (в данном примере в левой), а другую опору делают «плавающей» (рис. 2.1, а, б). Фиксирующая опора ограничивает пе-

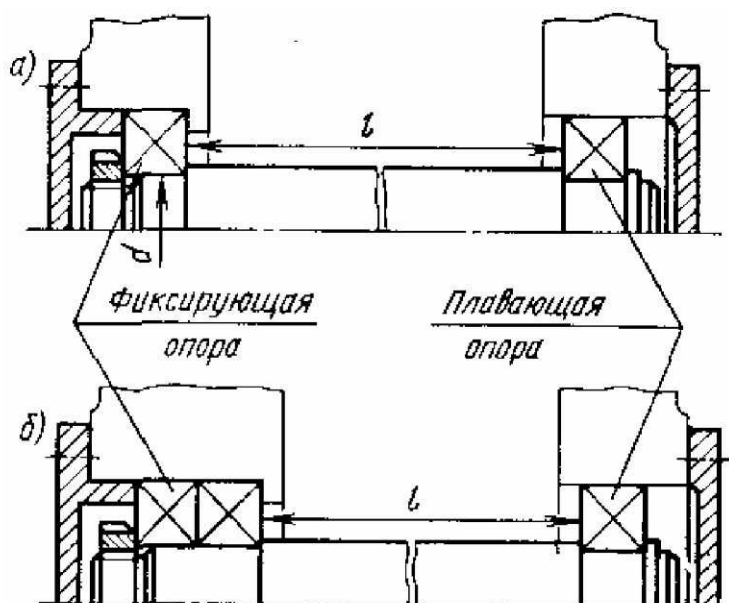


Рис. 2.1.. Основные способы установки подшипников: схема 1

конструкциях с длинными валами $l_e = (10 \dots 12)d$, а также при установке валов на опорах, размещённых в разных корпусах; он широко применяется для установки валов цилиндрических зубчатых передач, приводных валов конвейеров и др. Основной недостаток способа – малая жёсткость вала. Жёсткость вала может быть увеличена при установке в фиксирующей опоре двух подшипников (рис. 2.1, б; рис. 2.4), за счет регулировки которых сводят к минимуму осевые и радиальные смещения вала. В таком исполнении способ используют для установки валов конических или червячных

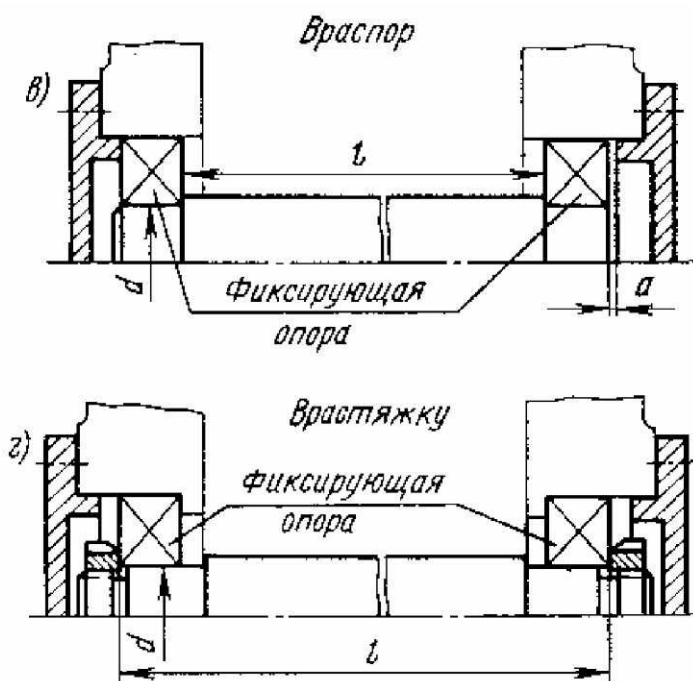


Рис. 2.2.. Основные способы установки подшипников: а) - схема 2; б) - схема 3

ремещение вала в одном или в обоих направлениях и воспринимает радиальную и осевую силы. «Плавающая» опора не ограничивает осевых перемещений вала и может воспринимать только радиальную нагрузку. Поэтому в «плавающей» опоре применяют только радиальный подшипник (шариковый и роликовый). Подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно. Такой способ установки подшипников применяют в

передачах, требующих точной осевой фиксации.

Второй способ - схема 2, схема 3 (рис. 2.2; рис. 3.1) заключается в том, что осевое фиксирование вала выполняют в двух опорах, причем один подшипник препятствует осевому смещению вала в одном направлении, а другой – в другом (рис. 2.2, а, б). Этот способ широко применяют при сравнительно коротких валах ($l_e < 8d$). Для радиальных подшипников предусматривают осевой зазор «а» (рис. 2.2, а) между крышкой

и наружным кольцом подшипника во избежание защемления тел качения при тепловом удлинении вала. При небольших расстояниях между опорами ($l_6 < 300$ мм) и ограниченном нагреве рекомендуемый зазор в узлах с шарикоподшипниками «а» равен 0,2...0,5 мм. В узлах с роликоподшипниками этот зазор «а» равен 0,5÷1,0 мм.

2.2. Осевое регулирование радиально-упорных подшипников

При использовании радиально-упорных подшипников применяют *осевое регулирование* с учетом размеров деталей, режима работы, температуры и требований к жесткости опор. Излишний *осевой зазор*, как и излишний *натяг*, ухудшают условия работы и снижают долговечность подшипника. Таким образом, при регулировке узлов с радиально-упорными подшипниками рекомендуют подбирать такие минимальные значения осевых зазоров, при которых в подшипнике при рабочих нагрузке и температуре зазор будет равен нулю [1, табл. 8.5...8.7, стр. 250...252/.

В зависимости от конструкции узла регулировку осевых зазоров осуществляют смещением наружного или внутреннего колец подшипника.

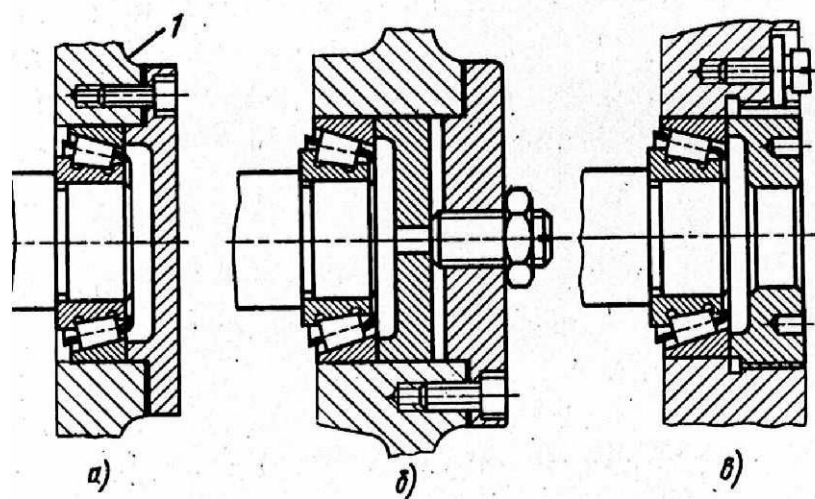


Рис. 2.3. Осевое регулирование наружных колец

Регулировка смещением наружного кольца наиболее распространена и может быть выполнена несколькими способами (рис. 2.3).

1. Регулировка с помощью *набора прокладок 1*, устанавливаемых между корпусом и крышкой (рис. 2.3, а). Регулировочные прокладки 1 изготавливают путем штамповки из стали или латуни. Суммарный набор прокладок принимают таким, чтобы в процессе регулировки не требовалось дополнительно обрабатывать детали. Применяют набор прокладок общей толщиной 1..2 мм. В комплект входят прокладки толщиной 0,15; 0,2; 0,3 и 0,5 мм. При таких толщинах возможно выполнить регулировку с точностью до 0,05 мм. Правильность регулировки проверяют по свободе вращения вала и величине осевого зазора, измеряемого индикатором.

2. Регулировка с помощью *резьбовых деталей* (рис. 2.3, б, в). Этот способ проще, так как отпадает необходимость снимать крышку для смены прокладок, однако конструкция узла при этом усложняется. В процессе

регулировки установочный винт (рис. 2.3, б) или гайку (рис. 2.3, в) затягивают до появления заметного сопротивления вращению вала, затем винт или гайку отворачивают на некоторый угол для получения рекомендуемого зазора.

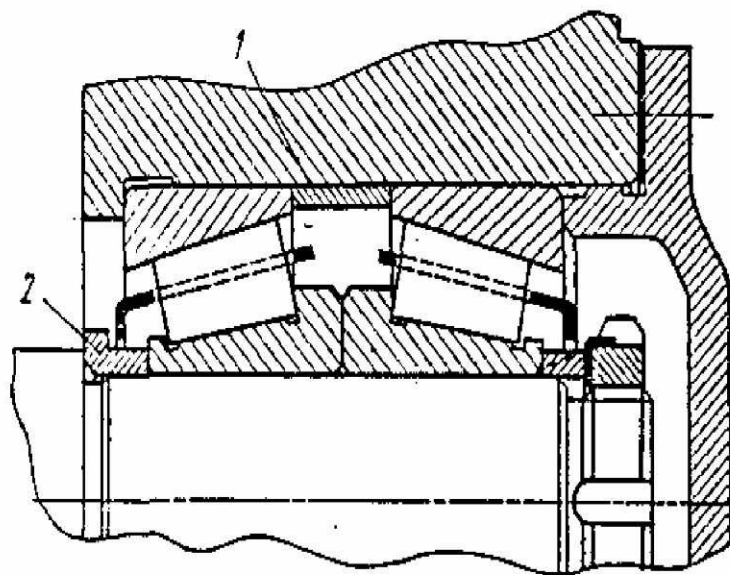


Рис. 2.4. Осевая регулировка комплекта однорядных конических подшипников.

3. Регулировку комплекта однорядных конических подшипников с помощью *дистанционных колец 1 и 2* (рис. 2.4) выполняют заранее путем подбора высот дистанционных колец, устанавливаемых между торцами наружных (или наружных и внутренних) колец подшипника. Отрегулированный комплект вставляют вместе с валом в корпус и затягивают между заплечиком стакана

(или корпуса) и крышкой без дополнительных регулировок.

2.3. Крепление колец подшипника на валу и в корпусе

Кольца подшипников, за исключением плавающих, должны закрепляться на валу и в корпусе, чтобы фиксировать вал в осевом направлении, воспринимать осевую силу и предотвращать поворот внутреннего кольца при динамических нагрузках. На рис. 2.5 представлены следующие средства закрепления внутренних колец подшипников:

а) *упор в заплечик* вала при действии только односторонней осевой нагрузки и предотвращение поворота *посадочным натягом* (рис. 2.5, а);

б) *кольцо с натягом* и закрепленное на валу *штифтом* (рис. 2.5, б);

в) *пружинное стопорное кольцо*, закладываемое в разведенном состоянии в кольцевую канавку на валу (рис. 2.5, в), применяемое при небольших и средних нагрузках;

г) *упорные гайки* (рис. 2.5, г), применяемые при значительных осевых нагрузках, предохраняют от отвинчивания стопорной шайбой, внутренний зубец которой входит в паз вала, а один из наружных отгибают в прорезь гайки;

д) *торцовые шайбы*, крепящиеся к торцу вала прорезной гайкой (рис. 2.5, д) или винтами (рис. 2.5, е), воспринимают средние осевые силы.

Основные средства закрепления наружных колец подшипников, предотвращающих их перемещение, показаны на рис. 2.6.

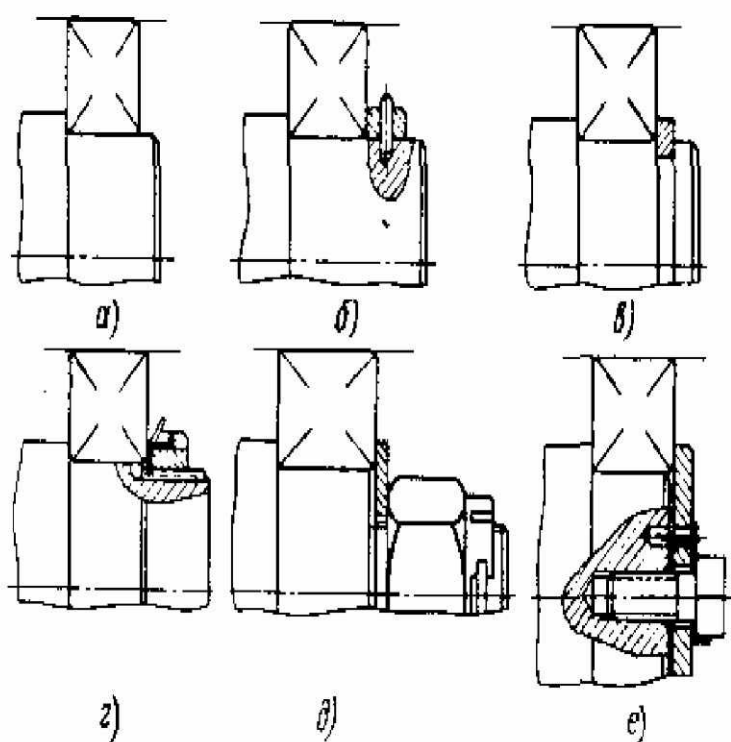


Рис. 2.5. Осевое закрепление внутренних колец

Для радиально-упорных подшипников, требующих регулирование осевого зазора, используют также крышки двух видов: *привертные* и *закладные*.

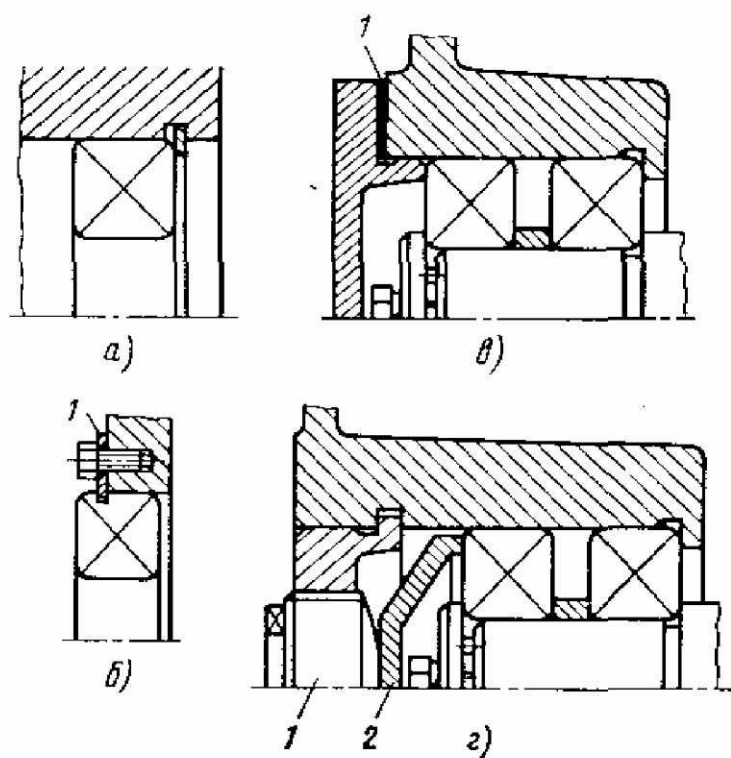


Рис. 2.6. Осевое закрепление наружных колец

- Ограничение перемещения в одном направлении (рис. 2.6, а):

- а) *пружинные упорные кольца*, закладываемые в канавки корпуса.

- Ограничение перемещения в двух направлениях (рис. 2.6, б, в, г):

- б) *два полукольца 1*, закладываемые в канавку кольца подшипника и крепящиеся к корпусу;

- в) *привертная крышка* и *набор металлических прокладок 1*, размещенных под фланцем крышки;

- г) *гайка 1 с наружной резьбой* и *жесткая шайба 2*.

Регулирование осевого зазора в узлах с привертными крышками (рис. 2.6, в) производят набором металлических прокладок *1*, размещенных под фланцем крышки.

Закладные крышки (рис. 2.6, г) применяют только в редукторах с разъемными корпусами, у которых оси валов лежат в плоскости разъема. Регулирование осевого зазора в узлах с закладными крышками осуществляют *специальной гайкой 1* со стопорным устройством через *жесткую шайбу 2*.

2.4. Посадки подшипников качения

Надёжность работы подшипниковых узлов в значительной степени зависит от выбора посадок колец подшипников на вал и в корпус. Посадки наружного кольца с корпусом осуществляют по системе вала, а посадки внутреннего кольца с валом – по системе отверстия. При этом допуск внутреннего кольца расположен в «минус» от номинального размера, т.е. вниз от нулевой линии. На рис. 2.7 в качестве примера приведены схемы расположения полей допусков отверстий корпусов и диаметров валов.

Различают три вида нагружения колец:

- кольцо вращается относительно радиальной нагрузки – *циркуляционное нагружение*;
- кольцо неподвижно относительно радиальной нагрузки – *местное нагружение*;
- кольцо нагружено равнодействующей радиальной нагрузкой, которая не совершает полного оборота – *колебательное нагружение*.

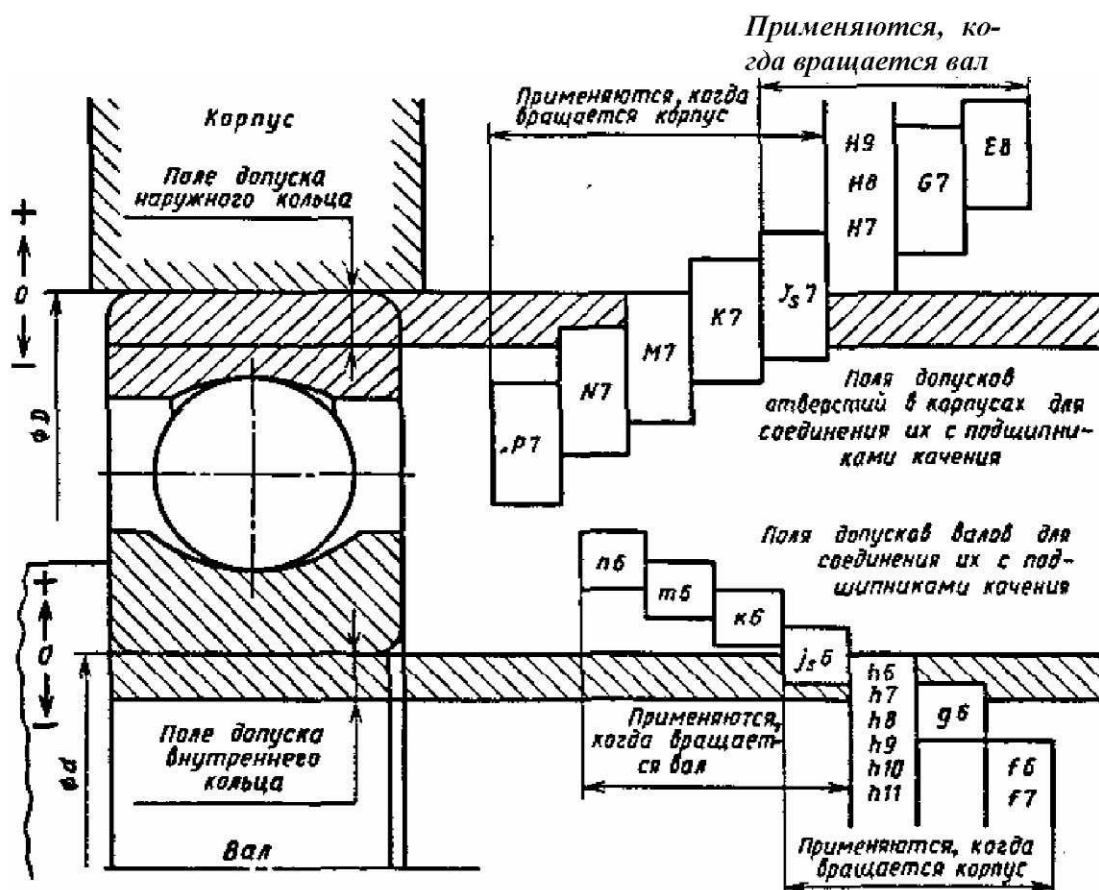


Рис. 2.7. Расположения полей допусков колец подшипника, диаметра вала и корпусного отверстия

Выбор полей допусков диаметра вала и отверстия корпуса для случая применения подшипников класса точности «0» можно проводить на основе рекомендаций, приведенных в таблицах 2.1 и 2.2. Лёгкий режим работы соответствует расчётной долговечности более 10000 часов; нормальный – 5000÷10000 часов; тяжёлый – 2500÷5000 часов.

Таблица 2.1. Поля допусков отверстий корпусов.

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы подшипника		Поле допуска отверстия
Местное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Лёгкий или нормальный $0,07 C < P \leq 0,15 C$	<i>P7</i>
	Наружное кольцо может перемещаться в осевом направлении	Нормальный или лёгкий $0,07 C < P \leq 0,15 C$	<i>H7, H8</i>
		Тяжёлый или нормальный $P > 0,15 C$	<i>J_s 7</i>
Циркуляционное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нормальный, нагрузка переменная $P \leq 0,15 C$	<i>M7</i>
		Нормальный или тяжёлый $0,07 C < P \leq 0,15 C$	<i>N7</i>
Колебательное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нормальный или тяжёлый $0,07 C < P \leq 0,15 C$	<i>K7</i>
	Наружное кольцо легко перемещается в осевом направлении	Лёгкий, нагрузка переменного направления, высокая точность хода $P \leq 0,07 C$	<i>H7</i>

Таблица 2.2. Поля допусков диаметров валов.

Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы подшипника	Поле допуска вала
Местное	Лёгкий и нормальный, требуется перемещение внутреннего кольца на валу $P \leq 0,07 C$	<i>g6</i>
	Тяжёлый и нормальный, не требуется перемещение кольца на валу $0,07 C < P \leq 0,15 C$	<i>h6</i>
Циркуляционное	Лёгкий и нормальный $0,07 C < P \leq 0,15 C$	<i>k6</i>
Циркуляционное или колебательное	Нормальный или тяжёлый (подшипники роликовые) $0,07 C < P \leq 0,15 C$	<i>m6</i>
	Тяжёлый с ударными нагрузками $P > 0,15 C$	<i>n6</i>

3. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

3.1. Определение радиальных сил, действующих на подшипники

После предварительного выбора типоразмера подшипников и выполнения проверочного расчета валов на прочность составляют схему нагружения подшипников. На схеме нагружения указывают направление и величину осевой силы в зацеплении F_A , осевых $F_{a\ min}$ и F_a и радиальных F_r нагрузок каждого подшипника, угол контакта α (для радиально-упорных подшипников) и типоразмер подшипника.

Примеры схем нагружения при различных установках и типах подшипников даны на рис. 3.1.

При определении радиальных реакций в подшипниках принимают, что они приложены в точках пересечения оси вала с нормальными, проведенными к середине контактных площадей на наружных кольцах. В радиальных подшипниках эти точки находятся на середине ширины подшипника (рис. 3.1, а), а у радиально-упорных подшипников - на расстоянии «а» от широкого торца наружного кольца подшипника (рис. 3.1, б, в). Это расстояние определяют по формулам:

для шариковых радиально-упорных однорядных

$$a = 0,5 [B + (d + D)/2] \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

для конических радиально-упорных однорядных

$$a = 0,5 [T + (d + D)/3] e. \quad (2)$$

Для сдвоенных подшипников радиальная реакция приложена в точке между парой подшипников.

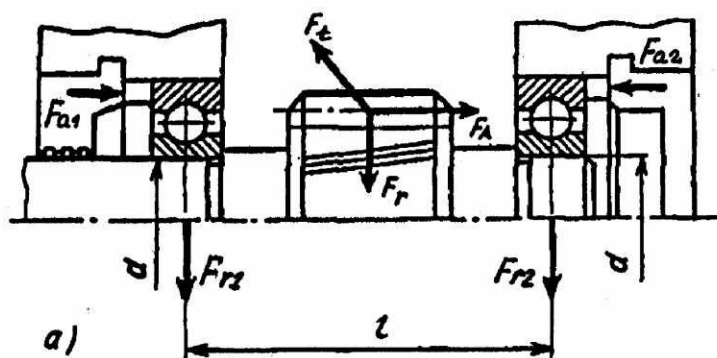
Суммарную радиальную нагрузку F_r , действующую на подшипник, определяют как радиальную реакцию в опоре. Обычно эта величина становится известной на этапе проектирования валов:

$$F_r = \sqrt{F_{гор}^2 + F_{вер}^2}, \quad (3)$$

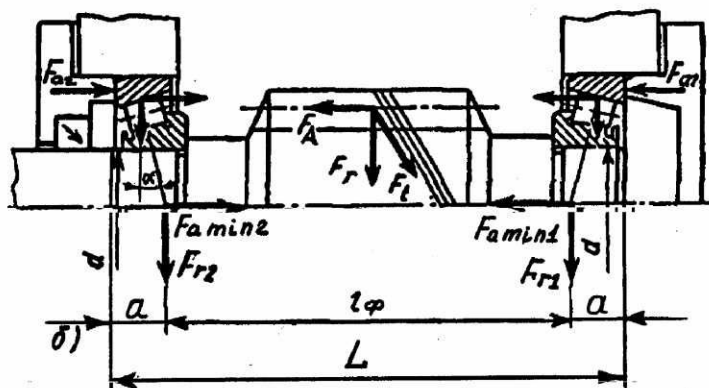
где $F_{гор}$, $F_{вер}$ — соответственно вертикальная и горизонтальная составляющие реакций в опоре предварительно выбранных подшипников вала.

Для определения величин $F_{гор}$ и $F_{вер}$ составляют два уравнения равновесия плоской системы сил, соответственно, в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

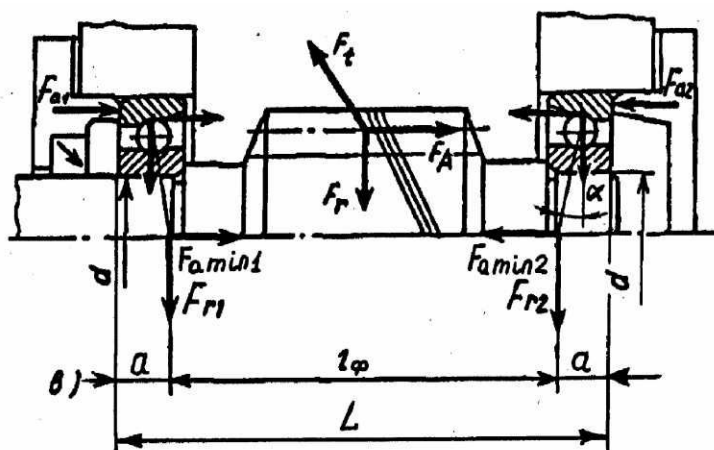
При конструировании необходимо учитывать, что радиально-упорные подшипники целесообразно располагать таким образом, чтобы расстояние между радиальными реакциями l_ϕ (рис. 3.1, б, в) или величина консоли l_k (рис. 3.1, г) были минимальными. Это позволит уменьшить величины изгибающих моментов.



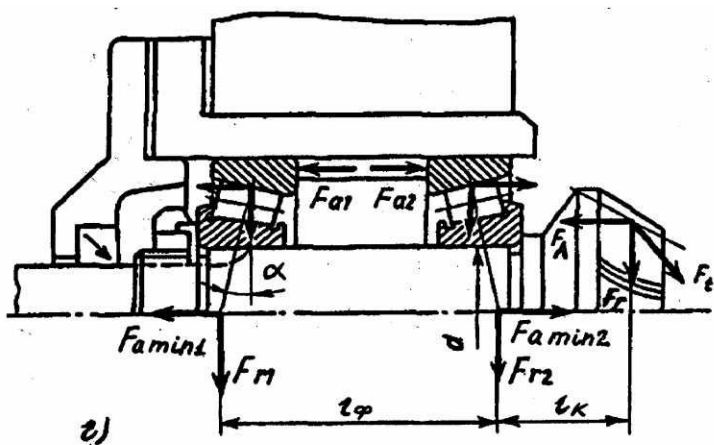
а) вал-шестерня
цилиндрического
редуктора на радиальных
подшипниках по схеме
враспор (схема 2);



б) вал-червяк на
радиально-упорных
роликподшипниках по
схеме враспор (схема 2)



в) вал-червяк на
радиально-упорных
шарикоподшипниках по
схеме враспор (схема 2)



г) вал-шестерня на
роликподшипниках по
схеме враспору (схема 3)

Рис. 3.1. Определение реакций в опорах
для различных схем установки подшипников:

3.2. Определение осевых сил, действующих на подшипники

Конструкция узлов с радиальными однорядными шарикоподшипниками такова, что внешнюю осевую нагрузку F_A воспринимают лишь одна опора. Следовательно по условию равновесия $F_{ai} = F_A$, где F_{ai} – осевая нагрузка «i»-той опоры («i» = правая, левая).

Регулируемые радиально-упорные подшипники при установившемся температурном режиме должны иметь осевой зазор, близкий к нулю. Рассмотрим радиально-упорный шарико- и роликоподшипник, нагруженный радиальной силой F_r при нулевом зазоре (рис. 3.2, а). Условие равновесия внутреннего кольца, нагруженного радиальной силой F_r :

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cdot \cos \gamma + 2F_2 \cdot \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cdot \cos n \gamma, \quad (4)$$

где $n = Z/4$ для нулевого зазора, здесь Z – число тел качения.

В этом случае будет нагружена половина тел качения и в точке контакта нагруженного тела с кольцом возникает осевая сила (рис. 3.2, б):

$$F_{ai} = F_{ri} \operatorname{tg} \alpha, \quad (5)$$

где индекс «i» равен числу нагруженных тел качения.

Очевидно, что суммарная осевая нагрузка, обусловленная действием радиальной силы, будет равна

$$F_a = (F_{0r} + 2F_{1r} + \dots + 2F_{nr}) \operatorname{tg} \alpha. \quad (6)$$

Из схем нагружения (рис. 3.2) видно, что $F_{0r} + 2F_{1r} + \dots + 2F_{nr} > F_r$. Следовательно, $F_a > F_r \operatorname{tg} \alpha$. Поскольку угол α известен и число тел качения стандартизовано, получим $F_a = 1,245 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot F_r$. Обозначив множитель перед величиной F_r – $1,245 \cdot \operatorname{tg} \alpha$ – через e' , окончательно имеем:

$$F_a = e' \cdot F_r, \quad (7)$$

где $e' = e$ – для радиально-упорного шарикоподшипника,

$e' = 0,83 \cdot e$ – для радиально-упорного роликоподшипника.

Величина e – параметр осевого нагружения, пропорциональный углу контакта α . Таким образом, минимальная осевая сила, необходимая для регулируемого радиально-упорного подшипника, работающего с нулевым зазором при установившемся температурном режиме, равна

$$F_{a \min} = e' \cdot F_r. \quad (8)$$

Особенности расчёта радиальных ($\alpha = 0^\circ$) и радиально-упорных шарикоподшипников с углами контакта $\alpha = (11 \div 16)^\circ$ состоят в том, что для таких подшипников фактический угол контакта зависит от радиального зазора и деформаций, пропорциональных отношению F_a / F_r , и является переменной величиной.

Для радиальных шарикоподшипников ($\alpha = 0^\circ$) при известном значении F_a зависимость $e = f(\alpha)$ можно представить в виде:

$$e = 0,518 \cdot (F_a / C_0)^{0,215} \geq 0,19 \quad (9)$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников с углами контакта $\alpha = (11 \dots 16)^\circ$ предварительное значение e определяют по формуле:

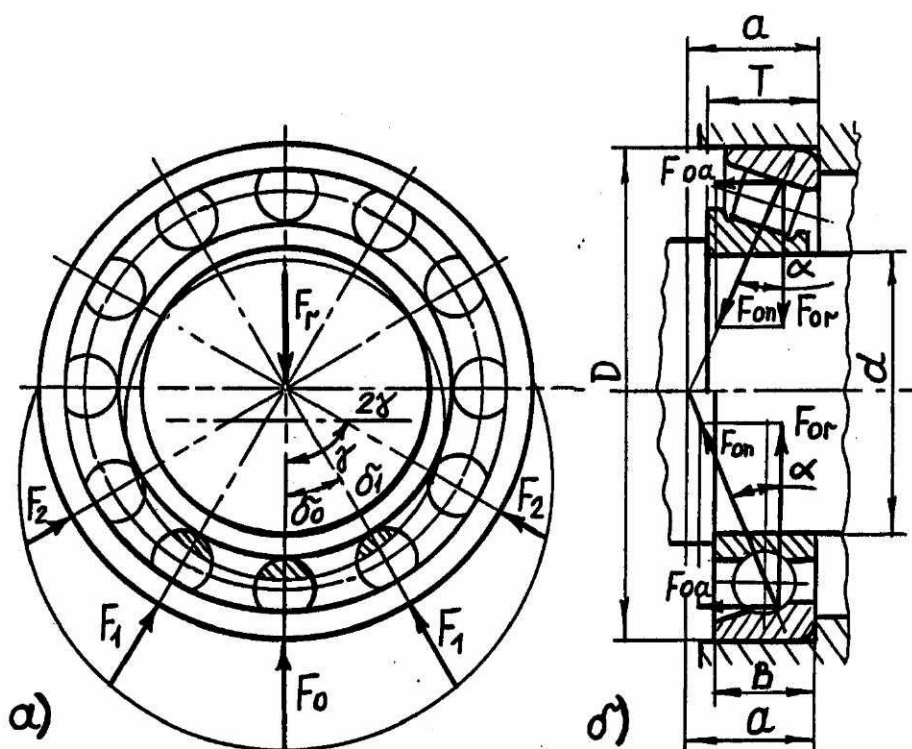


Рис.3. 2. Схема распределения сил между телами качения

$$e = 0,574 \cdot (F_r \cdot C_0)^{0,24}, \quad (10)$$

поскольку в начале расчёта F_a неизвестно. Затем после определения F_a для обеих опор окончательное значение величины e находят по табл.3.1.

Для установки подшипников, показанных на рис. 3.1(где F_A – внешняя

Таблица 3.1. Значение параметра e , коэффициентов X и Y .

Тип подшипника	Угол $\alpha, \dots^\circ$	e	$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$	
			X	Y	X	Y
Шариковый радиальный	0	$0,518 (F_a/C_0)^{0,24} \geq 0,19$	1	0	0,56	$\frac{1-X}{e}$
Шариковый радиально-упорный	11...16	$0,631 (F_a/C_0)^{0,175} \geq 0,3$	1	0	0,45	
	18...20	0,57	1	0	0,43	1
	24...26	0,68	1	0	0,41	0,87
	28...36	0,95	1	0	0,37	0,66
Роликовый радиально-упорный	—	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,40	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$

осевая сила, F_{a1} и F_{a2} – суммарные осевые силы в опорах), задача по определению F_{a1} и F_{a2} , обеспечивающих условия равновесия и наличие осевого зазора, равного к нулю, является статически неопределимой.

Система расчётных уравнений для схем на рис. 3.1:

$$\begin{cases} F_{a1} + F_A = F_{a2} \\ F_{a1} \geq F_{a \min 1} = e' F_{r1} \\ F_{a2} \geq F_{a \min 2} = e' F_{r2}. \end{cases} \quad (11)$$

Вначале рекомендуют принять, что $F_{a1} = F_{a \min 1}$, тогда $F_{a2} = F_{a1} + F_A = F_{a \min 1} + F_A$. Если $F_{a2} \geq F_{a \min 2}$, то все условия системы (11) выполнены. Если $F_{a2} < F_{a \min 2}$, то принимают $F_{a2} = F_{a \min 2}$ и тогда $F_{a1} = F_{a2} - F_A \geq F_{a \min 1}$.

Пример. Определить осевые реакции в опорах вала-червяка по схеме на рис. 3.1, в. Дано: $d = 40$ мм; $F_{r1} = 1450$ Н; $F_{r2} = 4000$ Н; $F_A = 900$ Н.

1. Принимаем предварительно (табл. 1.2.) радиально-упорные шариковые подшипники средней узкой серии 46308 с углом контакта $\alpha = 26^\circ$

2. Из каталога выписываем основные характеристики подшипника:

$d = 40$ мм, $D = 90$ мм, $B = 23$ мм, $C_r = 50,8$ кН, $C_0 = 31,3$ кН.

3. Определяем величину параметра нагружения e и коэффициенты X и Y (табл.3.1):

$e = 0,68$, $X = 0,41$ и $Y = 0,87$ при $F_a/(V F_r) > e$.

4. Определяем расстояние «а» (рис.3.1, в):

$a = 0,5 [B + (d + D)/2] \operatorname{tg} \alpha = 0,5 [23 + (40 + 90)/2] \operatorname{tg} 26^\circ = 19$ мм.

5. Минимальные осевые нагрузки на опоры:

$F_{a \min 1} = e \cdot F_{r1} = 0,68 \cdot 1450 = 986$ Н,

$F_{a \min 2} = e \cdot F_{r2} = 0,68 \cdot 4000 = 2720$ Н.

6. Определяем осевые реакции в опорах:

Принимаем $F_{a1} = F_{a \min 1} = 986$ Н, тогда из уравнения равновесия $F_{a2} = F_{a \min 1} + F_A = 986 + 900 = 1886$ Н, что меньше $F_{a \min 2} = 2720$ Н. Пусть $F_{a2} = F_{a \min 2} = 2720$ Н, тогда $F_{a \min 1} = F_{a2} - F_A = 2720 - 900 = 1886$ Н. Таким образом, условия равновесия - система уравнений (11) - выполнены.

3.3. Эквивалентная и приведённая нагрузки

Значения динамических грузоподъёмностей подшипников различных типов и серий, приведённых в справочниках, получены по результатам испытаний при простой нагрузке: только радиальной для радиальных и радиально-упорных подшипников и только осевой для упорных и упорно-радиальных подшипников.

Условия работы подшипников по характеру нагрузки и температуре разнообразны. Влияние основных эксплуатационных факторов на работоспособность подшипников учитывают путём введения в расчёт эквивалентной нагрузки. Это критерий подобия, который обобщает накопленный опыт по эксплуатации подшипников в различных конструкциях.

Эквивалентная динамическая нагрузка P для радиальных шариковых и радиально-упорных подшипников – постоянная нагрузка, которая, действуя на подшипник с вращающимся внутренним кольцом, обеспечивает такой же расчётный срок службы, как и при действительных условиях нагружения и вращения.

Экспериментально установлено, что влияние осевой силы на динамическую грузоподъёмность зависит от соотношения параметров, определяющих углы давления β и контакта α . При небольших углах давления ($\operatorname{tg} \beta = F_a / (V F_r) \leq e$) осевые нагрузки не оказывают отрицательного влияния на долговечность подшипников и их не учитывают:

$$P = V F_r K_\delta K_T. \quad (12)$$

Если $F_a / (V F_r) > e$, то эквивалентную нагрузку находят по формуле:

$$P = (V F_r X + F_a Y) K_\delta K_T, \quad (13)$$

где F_r – радиальная сила; F_a – осевая сила; X и Y – коэффициенты, учитывающие действие, соответственно, радиальной и осевой нагрузок (табл.3.1); V – коэффициент вращения, $V = 1$ при вращении внутреннего кольца и $V=1,2$ при вращении наружного кольца; K_δ – коэффициент безопасности (табл.3.2.); K_T – температурный коэффициент, вводимый только при рабочей температуре t° от 105 до 250⁰ С - $K_T = (108 - 0,4 t) / 150$.

Таблица 3.2. Долговечность подшипников L_h и коэффициенты безопасности K_δ

Машина, оборудование и характер нагрузки	L_h	K_δ
Спокойная нагрузка (без толчков): ленточные транспортеры, работающие под крышей при не пылящем грузе, блоки грузоподъемных машин	$(3 \dots 8) 10^3$	1...1,1
Лёгкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от расчётной нагрузки: металлорежущие станки, элеваторы, внутрицеховые конвейеры, редукторы со шлифованными зубьями, краны электрические, работающие в лёгком режиме, вентиляторы, машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой, стационарные электродвигатели, редукторы	$(8 \dots 12) 10^3$	1,1...1,2
	$(10 \dots 25) 10^3$	1,2...1,3
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150% от расчётной нагрузки: редукторы с фрезерованными зубьями 7-й степени точности, краны электрические, работающие в среднем режиме шлифовальные, строгальные и долбежные станки, центрифуги и сепараторы, зубчатые приводы 8-й степени точности, винтовые конвейеры, краны электрические	$(20 \dots 30) 10^3$	1,3...1,4
	$(40 \dots 50) 10^3$	1,5...1,7
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200% от расчётной нагрузки: ковочные машины, гальтовочные барабаны, зубчатые приводы 9-й степени точности	$(60 \dots 100) 10^3$	1,7...2

Эквивалентная динамическая нагрузка для подшипников с короткими цилиндрическими роликами: $P = V F_r K_\delta K_T$. (14)

Эквивалентная нагрузка подшипников:

а) упорных $P = F_a K_\delta K_T$; (15)

б) упорно-радиальных $P = (F_r X + F_a Y) K_\delta K_T$. (16)

Если подшипники работают при изменяющихся во времени нагрузке и частоте вращения, то расчёт ведут по приведённой нагрузке:

$$P_{np} = \sqrt[3]{(P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2 + \dots + P_n^3 \cdot L_n) / L}, \quad (17)$$

где $P_1, P_2, \dots, P_n$ – постоянные нагрузки, действующие, соответственно, в течение $L_1, L_2, \dots, L_n$, млн. оборотов; L – суммарное число, млн. оборотов.

3.4. Расчёт подшипников по критерию статической грузоподъёмности

В случаях, когда подшипники воспринимают внешнюю нагрузку при частоте вращения $n < 1 \text{ об/мин}$, а также при кратковременных значительных перегрузках, их проверяют по статической грузоподъёмности C_0 :

$$C_0 \geq f_s P_0, \quad (18)$$

где f_s – коэффициент надёжности в зависимости от степени лёгкости вращения подшипника равен: высокая $f_s = 1,2 \dots 2,5$; нормальная $f_s = 0,8 \dots 1,2$; пониженная $f_s = 0,5 \dots 0,8$.

P_0 – эквивалентная статическая нагрузка на подшипник, определяется для радиальных и радиально-упорных подшипников как наибольшая величина, полученная из уравнений:

$$P_0 = (X_0 Fr + Y_0 Fa), \text{ либо } P_0 = Fr \quad (19)$$

где X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 3.3).

Таблица 3.3. Значения коэффициентов радиальной X_0 и осевой Y_0 нагрузок.

Тип подшипника	Однорядные подшипники		Двухрядные подшипники	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Шарикоподшипники радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шарикоподшипники радиально-упорные с α° :	0,5		1	
18		0,43		0,86
19		0,43		0,86
20		0,42		0,84
25		0,38		0,76
26		0,37		0,74
30		0,33		0,66
35		0,29		0,58
36		0,28		0,56
40		0,26		0,52
Шарико- и роликоподшипники самоустанавливающиеся; радиально-упорные.	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

Для упорных или упорно-радиальных подшипников:

$$P_0 = 2,3 F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha + F_a, \quad (20)$$

где α – номинальный (начальный) угол контакта, град.

Статическая грузоподъёмность C_0 соответствует нагрузке, которая вызывает в наиболее нагруженной точке остаточную деформацию, равную 0,0001 диаметра тела качения.

3.5. Расчёт подшипников на долговечность (ресурс) по критерию динамической грузоподъёмности

Подшипники качения не могут служить неограниченно долго, даже если они хорошо защищены от износа и коррозии. Критерием их работоспособности является усталостное выкрашивание поверхностных слоёв.

На основе данных экспериментальных исследований была установлена зависимость между суммарным расчётным ресурсом L_{ah} , временем наработки до появления признаков усталости и эквивалентной нагрузкой P :

$$L_{ah} = a_1 \cdot a_{23} ((C_r \cdot K_R)/P)^q \cdot (10^6/(60n)) \leq L_h, \text{ час при } P \leq 0,5C_r, \quad (21)$$

где q – показатель степени, $q = 3$ – для шарикоподшипников, а для роликоподшипников $q = 10/3$; C_r – динамическая грузоподъёмность, которую подшипник может выдержать в течение одного миллиона оборотов при вероятности безотказной работы 90%; a_1 и a_{23} – коэффициенты; L_h – требуемая долговечность в часах. n – рабочая частота вращения подшипника, об/мин.

Современное машиностроение (авиация, космос) может иметь потребность в повышенной по сравнению 90% надёжностью. В зависимости от вероятности безотказной работы (надёжности) коэффициент a_1 выбирают из табл.3.4.

Таблица 3.4. Зависимость a_1 от величин надёжности.

Надёжность (для подшипников с гарантированным ресурсом)	0,8	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
Коэффициент a_1	2	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Коэффициент a_{23} учитывает качество условий монтажа, эксплуатации и смазывания. Его выбирают по табл.3.5 в зависимости от условий:

- 1 – обычные (нормальные) условия эксплуатации,
- 2 – наличие гидродинамической смазки и отсутствие перекоса колец и тел качения,
- 3 – те же условия, что и в пункте 2, но для материалов колец и тел качения, изготовленных из сталей повышенного качества.

Таблица 3.5. Значение коэффициента a_{23} .

Тип подшипника	Значения $a_{2,3}$ для условий эксплуатации		
	1	2	3
Шарикоподшипники (кроме сферических)	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликоподшипники с цилиндрическими роликами, шарикоподшипники сферические	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликоподшипники конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликоподшипники сферические двухрядные	0,3...0,6	0,6	0,8...1,0

В настоящее время для изготовления деталей подшипников применяют стали повышенного металлургического качества – электрошлаковый переплав и электровакуумный переплав. Но выигрыш по ресурсу от 1,5 до 2,0 раз, благодаря применению сталей повышенного качества, возможен только при использовании высококачественных смазок.

Для стандартных подшипников класса точности «0» расчётно-экспериментальные значения C_r даны в справочниках и каталогах. Коэффициент K_k выбирают в зависимости от класса точности подшипника:

Класс точности «0» - $K_k = 1,0$; «6» - $K_k = 1,05$; «5» - $K_k = 1,1$.

Формула (21) справедлива для случая проверки подшипника, принятого по конструктивным соображениям. Если же необходимо выбрать подшипник по каталогу, то при этом должно быть выполнено условие:

$$C_{расч} = \sqrt[3]{L_a} \cdot P \leq C_r, \quad (22)$$

где $C_{расч}$ – расчётная (требуемая) грузоподъёмность подшипника;

L_a – расчётный ресурс в млн. оборотов при принятой надёжности.

Индекс «a» в расчётном ресурсе L_a (млн. оборотов) и в L_{ah} (часы) принимает значение в зависимости от выбранной величины безотказной работы (надёжности). Например, при вероятности безотказной работы, равной 90%, значение a будет равно $(100-90) = 10$ и индексы ресурсов, соответственно, - L_{10} и L_{10h} .

Выбор подшипника по критерию динамической грузоподъёмности не ограничивается проверкой условий по приведенным формулам (21) и (22). Необходима проверка ещё двух условий:

$$а) P \leq 0,5C_r, \quad б) n \leq n_{max}, \quad (23)$$

где n_{max} – максимальная допустимая частота вращения выбранного типа подшипника при использовании: жидкой смазки – $n_{max} = n_{жс}$; пластичной смазки – $n_{max} = n_k$.

Расчёт подшипников по приведенным выше формулам и каталожным данным дает лишь средние и несколько меньшие значения долговечности.

Согласно статистическим данным у 50% подшипников долговечность в 3...4 раза, а у 10% в 10...20 раз превышает расчётную, причем у подшипников повышенной точности долговечность значительно больше, чем у подшипников нормальной точности.

Долговечность и несущая способность подшипников очень сильно зависят от конструкции узла, правильности установки подшипников, жёсткости вала и корпуса, величины натягов и, особенно, условий смазки. Подшипники, в правильно сконструированных узлах при целесообразном предварительном натяге, работают в течение срока, во много раз превышающем расчётный. С другой стороны, высокое значение динамической грузоподъёмности подшипника не является гарантией надёжности. Такие подшипники могут быстро выйти из строя вследствие ошибок установки, перекоса осей, недостатка или избытка смазки.

4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

4.1. Порядок выбора и расчёта подшипников

4.1.1. Предварительно, по рекомендациям раздела 5. и табл. 1.2, выбирают тип, серию и схему установки подшипников в зависимости от вида передачи и вала, на который устанавливают эти подшипники.

4.1.2. Выбирают типоразмер подшипника по величине диаметра d внутреннего кольца и выписывают основные параметры: геометрические размеры - d, D, B (T, c); грузоподъёмности - динамическую C_r и статическую C_o ; предельную частоту вращения n_{max} .

4.1.3. Проводят на миллиметровой бумаге эскизную компоновку вала редуктора и устанавливают положение опор относительно зубчатых колес. Определяют расстояние между точками приложения реакций подшипников для каждого из валов редуктора. Для радиальных подшипников точка приложения реакции лежит в средней плоскости подшипника (рис. 3.1, а). Для радиально-упорных подшипников точка приложения реакции смещается от широкого торца наружного кольца на величину « a »-формулы (2) и (3), рис. 3.1, б, в. Определяют радиальные реакции в обеих опорах.

4.1.4. Находят параметр осевого нагружения e . Для радиальных шарикоподшипников $e = 0,518 \cdot (F_a/C_o)^{0,24} \geq 0,19$. Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha = 12 \dots 16^\circ$ предварительное значение параметра e определяют по формуле: $e = 0,574 \cdot (F_r/C_o)^{0,215}$.

4.1.5. Определяют осевые реакции в обеих опорах. Для радиальных шарикоподшипников осевую силу воспринимает та опора, в сторону которой направлена внешняя осевая сила $F_{ai} = F_A$. Для радиально-упорных шарико- и роликоподшипников осевую нагрузку на опору F_{ai} определяют с учетом осевой составляющей радиальной силы $F_{a \min i}$ и внешней осевой силы F_A (см. пример на стр.25). Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha = (11 \dots 16)^\circ$ окончательно параметр e находят по табл. 3.1. после определения осевых сил и затем повторяют расчёт осевых реакций по п. 4.1.5.

4.1.6. Определяют эквивалентную нагрузку P для каждой опоры. Для подшипников, нагруженных только радиальными или только осевыми силами, а также при условии, что $F_a/V \cdot F_r \leq e$, коэффициенты $X = 1$, $Y = 0$ и эквивалентную нагрузку находят по формулам (12) или (15). Если же $F_a/V \cdot F_r > e$, то коэффициенты X и Y находят по табл. 3.1, а эквивалентную нагрузку - по формулам (13) или (16). Коэффициенты K_σ и K_T в зависимости от условий работы принимают по рекомендациям табл. 3.2 и на стр.26.

4.1.7. Для наиболее нагруженной опоры определяют расчётную долговечность подшипника L_{ah} и сравнивают её с требуемой L_h , величина которой предусмотрена ГОСТ 16162-85 и составляет: для червячных редукторов $L_h \geq 5000$ час; для зубчатых - $L_h \geq 10000$ час. Пригодность предвари-

тельно выбранного подшипника определяют условием: $L_{ah} \geq L_h$.

4.2. Расчет радиальных подшипников

Пример 1. Проверить пригодность предварительно выбранного подшипника 210 вала цилиндрического косозубого редуктора. Работа с умеренными толчками. Частота вращения вала $n = 183$ об/мин. Осевая сила: $F_A = 1200$ Н. Реакции в подшипниках: $F_{r1} = 2120$ Н, $F_{r2} = 3284$ Н. Параметры выбранного подшипника: $C_r = 35,1$ кН, $C_o = 19,8$ кН. Вращается внутреннее кольцо $V = 1,0$; $K_o = 1,3$; $K_T = 1,0$. Требуемая долговечность $L_h = 20000$ час. Схема установки - рис. 3.1, а.

а) Определяем осевые силы, действующие на подшипники. Внешнюю осевую силу F_A воспринимает правая опора, т.е. $F_{a2} = F_A = 1200$ Н.

б) Определяем параметр осевого нагружения:

$$e = 0,518 \cdot (F_{a2}/C_o)^{0,24} = 0,518 \cdot (1200/19800)^{0,24} = 0,264.$$

в) По соотношению $F_{a2}/V \cdot F_{r2} = 1200/1 \cdot 3284 = 0,365 > e = 0,264$ выбираем формулу и определяем эквивалентную нагрузку для опоры 2. Из табл. 3.1. находим: $X = 0,56$, $Y = (1-X)/e = (1-0,56)/0,264 = 1,67$.

$$P_2 = (V \cdot F_{r2} \cdot X + Y \cdot F_{a2}) \cdot K_o \cdot K_T = (1 \cdot 3284 \cdot 0,56 + 1,67 \cdot 1200) \cdot 1,3 \cdot 1 = 4996 \text{ Н.}$$

г) Определяем эквивалентную нагрузку для опоры 1.

$$P_1 = V \cdot F_{r1} \cdot K_o \cdot K_T = 1 \cdot 2120 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 2756 \text{ Н.}$$

д) Для наиболее нагруженной опоры 2 определяем номинальную долговечность подшипника ($a_1=1$), приняв, что класс точности подшипника - «0» ($K_k = 1,0$), а условия работы - обычные ($a_{23} = 0,8$): $L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot (K_k \cdot C_r/P)^3 \cdot (10^6/(60 \cdot n)) = 1 \cdot 0,8 \cdot (1 \cdot 35,1/(5,0))^3 \cdot (10^6/(60 \cdot 183)) = 25206$ час.

Подшипник пригоден, т.к. $L_{10h} = 25206$ час $> L_h = 20000$ час.

е) Определим скорректированный ресурс и вероятность безотказной работы выбранного подшипника:

$$(a_1)' = a_1 \cdot (L_h/L_{10h}) = 1,0 \cdot (20000/25206) = 0,793.$$

По табл. 3.4. на стр. 28 находим, что вероятность безотказной работы при ресурсе 20000 часов составит 0,923.

Пример 2. Проверить пригодность подшипника 307 быстроходного вала цилиндрического косозубого редуктора, работающего с умеренными толчками. Частота вращения вала $n = 730$ об/мин. Осевая сила в зацеплении $F_A = 1030$ Н. Реакции в подшипниках $F_{r1} = 2240$ Н, $F_{r2} = 2100$ Н. Характеристика подшипника: $C_r = 33,2$ кН, $C_o = 18,0$ кН. Вращается внутреннее кольцо $V = 1$; $K_o = 1,3$; $K_T = 1,0$. Требуемая долговечность $L_h = 17000$ часов.

а) Определяем осевые силы, действующие на подшипники. Внешнюю осевую силу F_A воспринимает левая опора, т.е. $F_{a1} = F_A = 1030$ Н.

б) Определяем параметр осевого нагружения $e = 0,518 \cdot (F_a/C_o)^{0,24} = 0,518 \cdot (1030/18000)^{0,24} = 0,261$.

в) По соотношению $F_{a1}/V \cdot F_{r1} = 1030/1 \cdot 2240 = 0,460 > e = 0,261$ выбираем формулу и определяем эквивалентную нагрузку для опоры 1. По табл. 3.1. находим: $X = 0,56$, $Y = (1-X)/e = (1-0,56)/0,261 = 1,68$.

$$P_1 = (V \cdot F_{r1} \cdot X + Y \cdot F_{a1}) \cdot K_o \cdot K_T = (1 \cdot 2240 \cdot 0,56 + 1,68 \cdot 1030) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 3880 \text{ Н.}$$

г) Определяем эквивалентную нагрузку для опоры 2:

$$P_2 = V \cdot F_{r2} \cdot K_\delta \cdot K_T = 1 \cdot 2100 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 2730 \text{ Н.}$$

д) Для наиболее нагруженной опоры 1 определяем номинальную долговечность подшипника ($a_1=1$), приняв, что класс точности подшипника - «0» ($K_\delta = 1,0$), а условия работы - отсутствие перекосов при монтаже и наличие масляной пленки - позволяют выбрать коэффициент $a_{23} = 1,0$.

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot (K_\delta \cdot C_r / P)^3 \cdot (10^6 / (60 \cdot n)) = 1 \cdot 1 \cdot (1 \cdot 33,2 / (3,9))^3 \cdot (106 / (60 \cdot 730)) = 14085 \text{ час.}$$

Подшипник не пригоден, т.к. $L_{10h} = 14085 < L_h = 17000$ час.

Вариант 1. Применим подшипники тяжелой серии 407, у которых $C_r = 55,3$ кН, $C_o = 31$ кН.

а) Определяем параметр осевого нагружения $e = 0,518 \cdot (F_{a1} / C_o)^{0,24} = 0,518 \cdot (1030 / 31000)^{0,24} = 0,228$.

б) По соотношению $F_{a1} / V \cdot F_{r1} = 1030 / 1 \cdot 2240 = 0,460 > e = 0,228$ выбираем формулу и определяем эквивалентную нагрузку для наиболее нагруженной опоры 1. Из табл. 3.1 находим:

$$X = 0,56, \quad Y = (1 - X) / e = (1 - 0,56) / 0,228 = 1,93.$$

$$P_1 = (V \cdot F_{r1} \cdot X + Y \cdot F_{a1}) \cdot K_\delta \cdot K_T = (1 \cdot 2240 \cdot 0,56 + 1,93 \cdot 1030) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 4215 \text{ Н.}$$

в) Для наиболее нагруженной опоры 1 определяем номинальную долговечность подшипника ($a_1=1$), приняв те же условия, что и в примере 2. $L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot (K_\delta \cdot C_r / P_1)^3 \cdot (10^6 / (60 \cdot n)) = 1 \cdot 1 \cdot (1 \cdot 55,3 / (4,2))^3 \cdot (10^6 / (60 \cdot 730)) = 52113$ час.

г) Определим скорректированный ресурс и вероятность безотказной работы выбранного подшипника: $(a_1)' = a_1 \cdot (L_h / L_{10h}) = 1,0 \cdot (17000 / 52113) = 0,326$. По табл. 3.4. на стр. 28 находим, что вероятность безотказной работы при ресурсе 17000 часов составит 0,983.

Следовательно, с точки зрения обеспечения расчетной долговечности при высокой надежности такое решение вполне удовлетворительно, однако оно приводит к большому увеличению габаритов подшипникового узла из-за увеличения размеров D и B и поэтому нежелательно.

Вариант 2. Увеличим внутренний диаметр подшипников до $d = 40$ мм и применим подшипники 308, у которых $C_r = 41$ кН, $C_o = 22,4$ кН.

а) Определяем параметр осевого нагружения $e = 0,518 \cdot (F_{a1} / C_o)^{0,24} = 0,518 \cdot (1030 / 22400)^{0,24} = 0,247$.

б) По соотношению $F_{a1} / V \cdot F_{r1} = 1030 / 1 \cdot 2240 = 0,460 > e = 0,247$ выбираем формулу и определяем эквивалентную нагрузку для опоры 1. Из табл. 3.1. находим: $X = 0,56, \quad Y = (1 - X) / e = (1 - 0,56) / 0,247 = 1,79$.

$$P_1 = (V \cdot F_{r1} \cdot X + Y \cdot F_{a1}) \cdot K_\delta \cdot K_T = (1 \cdot 2240 \cdot 0,56 + 1,79 \cdot 1030) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 4028 \text{ Н.}$$

в) Для наиболее нагруженной опоры 1 определяем номинальную долговечность подшипника, приняв те же условия работы, как и в варианте 1. $L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot (K_\delta \cdot C_r / P_1)^3 \cdot (10^6 / (60 \cdot n)) = 1 \cdot 1 \cdot (1 \cdot 41 / (4,3))^3 \cdot (10^6 / (60 \cdot 730)) = 19791$ час.

Этот вариант приемлем и он предпочтительней предыдущего.

4.3. Расчет радиально-упорных подшипников

Пример 3. Для схемы на рис. 3.1, в) выберем шариковые радиально-

упорные подшипники легкой серии 36207 (угол контакта $\alpha=12^\circ$). Диаметр посадочных мест $d = 35$ мм, $C_r=24$ кН, $C_0=18,1$ кН. Условие задачи - пример 2. При установке радиально-упорных подшипников точки приложения радиальных реакций смещаются на величину:

$$a = 0,5[B - ((d+D)\operatorname{tg} \alpha)/2] = 0,5[17 + ((35+72)\operatorname{tg} 12^\circ)/2] = 13,9 \text{ мм.}$$

Поэтому необходимо пересчитать радиальные реакции F_{r1} и F_{r2} по фактическому расстоянию $l_\phi = L - 2a$ между точками приложения реакций.

а) В результате пересчета: $l_\phi = L - 2a = 198 - 2 \cdot 13,9 = 170,2$ мм, $F_{r1} = 1883$ Н, $F_{r2} = 1792$ Н, $F_A = 1030$ Н.

б) Определяем предварительное значение параметра осевого нагружения e для наиболее нагруженной опоры 1:

$$e = 0,574 \cdot (F_{r1}/C_0)^{0,215} = 0,574 \cdot (1883/18100)^{0,215} = 0,353$$

в) Определяем осевые составляющие радиальных нагрузок:

$$F_{a \min 1} = e \cdot F_{r1} = 0,353 \cdot 1883 = 664 \text{ Н, } F_{a \min 2} = e \cdot F_{r2} = 0,353 \cdot 1792 = 632 \text{ Н.}$$

г) Определяем осевые нагрузки подшипников.

Пусть $F_{a1} = F_{a \min 1} = 664$ Н, тогда $F_{a2} = F_{a1} + F_A = 664 + 1030 = 1694$ Н, что больше $F_{a \min 2} = 632$ Н. Таким образом, условие равновесия осевых сил выполнено.

д) Уточняем коэффициент осевого нагружения e для опоры 2:

$$e = 0,631 \cdot (F_{a2}/C_0)^{0,175} = 0,631 \cdot (1694/18100)^{0,175} = 0,42$$

е) Определяем эквивалентные нагрузки для каждой опоры. Для этого находим соотношения $F_{a2}/(V \cdot F_{r2}) = 1694/(1 \cdot 1792) = 0,945 > e = 0,42$ и $F_{a1}/(V \cdot F_{r1}) = 664/(1 \cdot 1883) = 0,352 < e = 0,42$. Из указанных соотношений определяем, что:

$$P_1 = V \cdot F_{r1} \cdot K_\delta \cdot K_T = 1 \cdot 1883 \cdot 1,3 \cdot 1 = 2448 \text{ Н,}$$

$$P_2 = (V \cdot F_{r2} \cdot X - Y \cdot F_{a2}) \cdot K_\delta \cdot K_T = 1792 \cdot 0,45 + 1,31 \cdot 1694 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 3933 \text{ Н,}$$

где коэффициенты X и Y выбирают по табл. 3.1.

д) Для наиболее нагруженной опоры 2 определяем номинальную долговечность подшипника ($a_1 = 1$), приняв класс точности подшипника - «0» ($K_k = 1,0$), а условия работы - обычные ($a_{23} = 0,8$):

$$L_{10h} - a_1 \cdot a_{23} \cdot (K_k \cdot C_r / P_2)^3 \cdot (10^6 / (60 \cdot n)) - 1 \cdot 0,8 \cdot (1 \cdot 24 / (3,93))^3 \cdot (10^6 / (60 \cdot 730)) = 4931 \text{ часа.}$$

Таким образом, расчетная долговечность $L_{10h} < L_h = 17000$ час. Кроме того, радиально-упорные шарикоподшипники дороже радиально-упорных роликовых и радиальных шариковых. Следовательно, этот вариант не приемлем.

Вариант 1. Примем по рекомендациям табл. 1.2. для цилиндрических косозубых колес при $F_A/F_{r1} = 1030/1883 = 0,547 > e = 0,25$ роликовый радиально-упорный подшипник 7207, соответствующий первоначальным диаметрам посадочных мест $d=35$ мм.

Характеристики подшипника: $C_r=38,5$ Н, $C_0=26,0$ Н, $\alpha=14^\circ$. Из табл. 3.1. находим: $e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 14^\circ = 0,373$ и коэффициенты $X=0,46$ и $Y=0,4 \cdot \operatorname{ctg} 14^\circ = 1,61$ при условии, что $F_{a1}/(V \cdot F_r) > e$.

а) Определяем осевые составляющие радиальных нагрузок:

$$F_{a \min 1} = 0,83 \cdot e \cdot F_{r1} = 0,83 \cdot 0,353 \cdot 1883 = 551 \text{ Н},$$

$$F_{a \min 2} = 0,83 \cdot e \cdot F_{r2} = 0,83 \cdot 0,353 \cdot 1792 = 525 \text{ Н}.$$

г) Определяем осевые нагрузки подшипников. Примем, что $F_{a2} = F_{a \min 2} = 525 \text{ Н}$, тогда $F_{a1} = F_A - F_{a2} = 1030 - 525 = -1555 \text{ Н}$, что меньше $F_{a \min 1} = 664 \text{ Н}$. В этом случае примем, что $F_{a1} = F_{a \min 1} = 551 \text{ Н}$, тогда $F_{a2} = F_{a \min 1} + F_A = 551 + 1030 = 1581 \text{ Н}$, что больше $F_{a \min 2} = 632 \text{ Н}$. Таким образом, условия равновесия осевых сил выполнено.

е) Определяем эквивалентные нагрузки для каждой опоры:

находим соотношения $F_{a2}/(V \cdot F_{r2}) = 1581/(1 \cdot 1792) = 0,888 > e = 0,42$ и $F_{a1}/(V \cdot F_{r1}) = 551/(1 \cdot 1883) = 0,297 < e = 0,42$. Из указанных соотношений определяем

$$P_1 = V \cdot F_{r1} \cdot K_\delta \cdot K_T = 1 \cdot 1883 \cdot 1,3 \cdot 1 = 2448 \text{ Н},$$

$$P_2 = (V \cdot F_{r2} \cdot X + Y \cdot F_{a2}) \cdot K_\delta \cdot K_T = (1 \cdot 1792 \cdot 0,46 + 1,6 \cdot 1 \cdot 1581) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 4360 \text{ Н},$$

где коэффициенты X и Y выбирают по табл. 3.1.

д) Для наиболее нагруженной опоры 2 определяем номинальную долговечность подшипника ($a_1 = 1$), приняв класс точности подшипника - «0» ($K_k = 1,0$), условия работы - обычные ($a_{23} = 0,8$): $L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot (K_k \cdot C_r / P_2)^{10/3} \cdot (10^6 / (60 \cdot n)) = 1 \cdot 0,8 \cdot (1 \cdot 38,5 / (4,36))^{10/3} \cdot (10^6 / (60 \cdot 730)) = 19280$ часов, что превышает требуемую долговечность $L_h = 17000$ час. Таким образом, из рассмотренных вариантов пригодным принят подшипник 7207, размеры которого меньше предварительно принятого - 307:

($d \times D \times B$) - 35 x 72 x 18,5 против (35 x 80 x (21) мм).

Пример 4. Проверить пригодность подшипников 7308 вала червячно-го редуктора (рис. 4.1), работающего с легкими толчками. Частота вращения вала $n = 144,5$ об/мин. Осевая сила в зацеплении $F_A = 5200 \text{ Н}$. Радиальные реакции: $F_{r1} = 995 \text{ Н}$, $F_{r2} = 1550 \text{ Н}$. Характеристики подшипников: $C_r = 66 \text{ кН}$, $C_0 = 47,5 \text{ кН}$, $\alpha = 11^\circ$, $V = 1,0$; $K_\delta = 1,2$; $K_T = 1,0$. Требуемая долговечность $L_h = 6000$ час.

Подшипники установлены по схеме 2.

а) Определяем осевые составляющие радиальных реакций:

$$F_{a \min 1} = 0,83 \cdot e \cdot F_{r1} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 955 = 231 \text{ Н};$$

$$F_{a \min 2} = 0,83 \cdot e \cdot F_{r2} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 1550 = 375 \text{ Н},$$

$$\text{где } e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 11^\circ = 0,29;$$

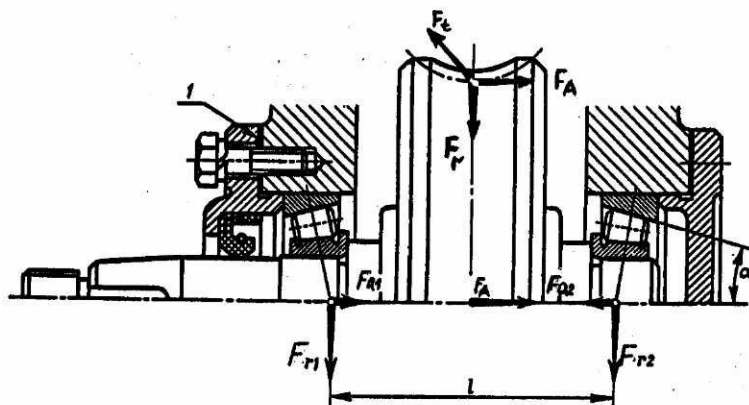


Рис. 4. 1. К расчету конического подшипника

$X = 0,40$ и $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha = 0,4 \cdot \operatorname{ctg} 11^\circ = 2,1$,
при условии, что $F_a/(V \cdot F_r) > e$ (табл. 3.1).

б) Определяем осевые силы подшипников. Пусть $F_{a1} = F_{a \min 1} = 231$ Н, тогда $F_{a \min 2} = F_{a \min 1} + F_A = 231 + 5200 = 5431$ Н.

в) Определяем отношения:

$$F_{a1}/(V \cdot F_{r1}) = 231 / (1 \cdot 955) = 0,232 < e = 0,29;$$

$$F_{a2}/(V \cdot F_{r2}) = 5431/(1 \cdot 1550) = 3,50 > e = 0,29.$$

г) По соотношениям пункта в) выбираем соответствующие формулы для определения эквивалентных нагрузок P_1 и P_2 :

$$P_1 = V \cdot F_{r1} \cdot K_\delta \cdot K_T = 1 \cdot 955 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1194 \text{ Н},$$

$$P_2 = (V \cdot F_{r2} \cdot X + Y \cdot F_{a2}) \cdot K_\delta \cdot K_T = (1 \cdot 1550 \cdot 0,40 + 2,1 \cdot 5431) \cdot 1,2 \cdot 1 = 14821 \text{ Н}.$$

д) Для наиболее нагруженной опоры 2 определяем номинальную долговечность подшипника ($a_1=1$) приняв, что класс точности подшипника - «0» ($K_K=1,0$), а условия работы - обычные- позволяют выбрать коэффициент $a_{23} = 0,7$:

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot (K_K \cdot C_r / P_2)^{10/3} \cdot (10^6 / (60 \cdot n)) = 1 \cdot 0,7 \cdot (1 \cdot 66 / 14,82)^{10/3} \cdot (10^6 / (60 \cdot 144,5)) = 5915 \text{ часов}.$$

Такая долговечность недостаточна - подшипник непригоден.

Рассмотрим возможные варианты обеспечения номинальной долговечности.

Вариант 1. Для этого при тех же параметрах оценим требуемую динамическую грузоподъемность $C_{расч}$ и по величине этой грузоподъемности выберем роликовый конический подшипник, как более дешевый.

а) Определяем требуемую грузоподъемность подшипника опоры 2:

$$C_{расч} = P_2 \cdot (60 \cdot n \cdot L_h \cdot 10^{-6})^{1/3,33} = 14,82 \cdot (60 \cdot 144,5 \cdot 6000 \cdot 10^{-6})^{1/3,33} = 69147 \text{ Н}.$$

б) Анализируя полученную величину $C_{расч}$, приходим к выводу о целесообразности применения подшипника 7608, у которого $C_r = 90$ кН, $\alpha = 11^\circ$, а габариты ($d \times D \times T = 40 \times 90 \times 35,25$ мм) близки к размерам предварительно принятого по условиям примера подшипника 7308 ($d \times D \times T = 40 \times 90 \times 25,5$ мм). При этом расчеты выполним приближенно, не учитывая небольшое изменение l_ϕ между точками приложения реакций.

в) Определяем осевые составляющие радиальных реакций:

$$F_{a \min 1} = 0,83 \cdot e \cdot F_{r1} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 955 = 231 \text{ Н},$$

$$F_{a \min 2} = 0,83 \cdot e \cdot F_{r2} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 1550 = 375 \text{ Н};$$

$$\text{где } e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 11^\circ = 0,29,$$

$$X = 0,40 \text{ и } Y = 0,4 \cdot \operatorname{ctg} \alpha = 0,4 \cdot \operatorname{ctg} 11^\circ = 2,1 \text{ при } F_{a1}/(V \cdot F_{r1}) > e \text{ (табл. 3.1)}.$$

г) Определяем осевые силы подшипников. Пусть $F_{a1} = F_{a \min 1} = 231$ Н, тогда $F_{a \min 2} = F_{a \min 1} + F_A = 231 + 5200 = 5431$ Н, что больше $F_{a \min 2} = 375$ Н

д) Определяем отношения:

$$F_{a1}/(V \cdot F_{r1}) = 231 / (1 \cdot 955) = 0,232 < e = 0,29;$$

$$F_{a2}/(V \cdot F_{r2}) = 5431/(1 \cdot 1550) = 3,50 > e = 0,29.$$

е) По соотношениям пункта д) выбираем соответствующие формулы для определения эквивалентных нагрузок P_1 и P_2 :

$$P_1 = V \cdot F_{r1} \cdot K_\delta \cdot K_T = 1 \cdot 955 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1194 \text{ Н},$$

$$P_2 = (V \cdot F_{r2} \cdot X + Y \cdot F_{a2}) \cdot K_\delta \cdot K_T = (1 \cdot 1550 \cdot 0,40 + 2,1 \cdot 5431) \cdot 1,2 \cdot 1 = 14821 \text{ Н}.$$

ж) Для наиболее нагруженной опоры 2 определяем номинальную дол-

говечность подшипника ($a_1=1$) приняв, что класс точности подшипника - «0» ($K_K=1,0$), а условия работы те же - $a_{23}=0,7$:

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot (K_K \cdot C_r / P_2)^{10/3} \cdot (10^6 / (60 \cdot n)) = 1 \cdot 0,7 \cdot (1 \cdot 90 / 14,82)^{10/3} \cdot (10^6 / (60 \cdot 144,5)) = 30517 \text{ часов.}$$

$$L_{10h} = 30517 \text{ час} > L_h = 6000 \text{ час, следовательно, подшипник пригоден.}$$

4.4. Расчет упорных подшипников

ПРИМЕР 5. Подобрать шарикоподшипники для цапфы диаметром $d = 55$ мм колонны поворотного крана (рис. 4.2). На цапфу действуют вертикальная нагрузка $F_a = 60$ кН. Частота вращения колонны $n = 2$ об/мин; режим работы с незначительными и кратковременными перегрузками; требуемая долговечность подшипника $L_h = 10\,000$ часов.

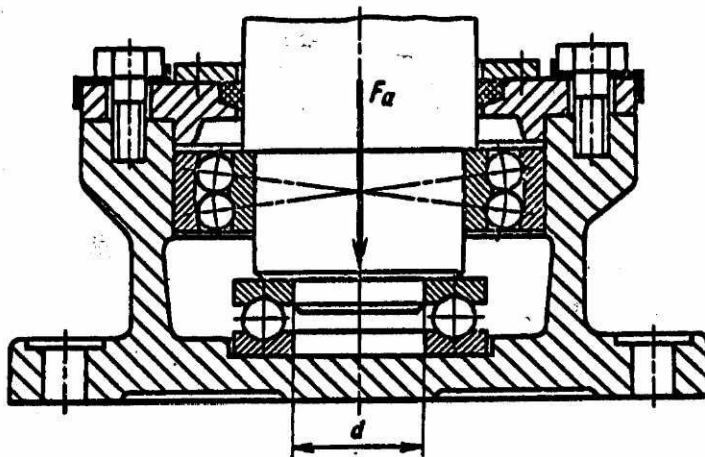


Рис. 4.2. К расчету упорного подшипника

а) Поскольку радиальная нагрузка отсутствует, выбираем упорный шарикоподшипник, для которого динамическую эквивалентную нагрузку определяем по формуле (15). По условию работы $K_\delta = 1,25$; $K_T = 1$. Тогда $P = F_A \cdot K_\delta \cdot K_T = 60 \cdot 1,2 \cdot 1 = 72$ кН.

б) Требуемую динамическую грузоподъемность находим из уравнения:

$$C_{расч} = a_1 \cdot a_{23} \cdot P \cdot (60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h)^{1/3} = 1 \cdot 1 \cdot 72 \cdot (60 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10000)^{1/3} = 76,32 \text{ кН.}$$

в) По каталогу при $d = 55$ мм и $C_{расч} = 76,32$ кН принимаем шарикоподшипник упорный 8311 средней серии (одинарный), для которого $d = 55$ мм, $C_r = 90,3$ кН.

г) Долговечность подшипника при $a_1=1,0$ и $a_{23}=0,7$ составит:
 $L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot (K_K \cdot C_r / P)^{10/3} \cdot (10^6 / (60 \cdot n)) = 1 \cdot 0,7 \cdot (1 \cdot 90,3 / 72)^{10/3} \cdot (10^6 / (60 \cdot 2)) = 11490 \text{ час.},$
 что больше требуемой долговечности $L_h = 10\,000$ часов. Подшипник пригоден.

е) Определим скорректированный ресурс и вероятность безотказной работы выбранного подшипника: $(a_1)' = a_1 \cdot (L_h / L_{ah}) = 1,0 \cdot (10000 / 11490) = 0,870$. По табл. 3.4. на стр. 27 находим, что вероятность безотказной работы при ресурсе 10000 часов составит 0,924.

5. ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Шарикоподшипники радиальные (рис. 1.2, а; рис. 1.5)

Условное обозначение		d	D	B	r	Грузоподъёмность, кН	
		мм				Динамическая	Статическая
						C _r	C ₀
1	2	3	4	5	6	7	8

Особолёгкая серия

100	-	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	-	12	28	8	0,5	5,07	2,24
104	80104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	-	25	47	12	1	11,2	5,6
106	80106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	-	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	80108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	-	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	-	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	-	55	90	18	2	28,1	17
112	-	60	95	18	2	29,6	18,3
113	-	65	100	18	2	30,7	19,6
114	-	70	110	20	2	37,7	24,5
115	-	75	115	20	2	39,7	26,0
116	-	80	125	22	2	47,7	31,5
117	-	85	130	22	2	49,4	33,5
118	-	90	140	24	2,5	57,2	39,0
119	-	95	145	24	2,5	60,5	41,5
120	-	100	150	24	2,5	60,5	41,5

Лёгкая серия

200	80200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	80201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	80202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	80203	17	40	12	1	9,56	4,5
204	80204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	80205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	80206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	-	35	72	17	2	25,5	13,7
208	80208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	80209	45	85	19	2	33,2	18,6
209A	-	45	85	19	2	36,4	20,1
210	-	50	90	20	2	35,1	19,8
211	-	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	80212	60	110	22	2,5	52,0	31,0

Приложение 1(продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8
215	80215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	-	80	140	26	3	70,2	45,0
217	-	85	150	28	3	83,2	53,0
217A	-	85	150	28	3	89,5	56,5
218	80218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	-	95	170	32	3,5	108,0	69,5
219A	-	95	170	32	3,5	115,0	74,6
220	80220	100	180	34	3,5	124,0	79,0
Средняя серия							
300	-	10	35	11	1	8,06	3,75
301	-	12	37	12	1,5	9,75	4,65
302	-	15	42	13	1,5	11,4	5,4
303	-	17	47	14	1,5	13,5	6,65
304	-	20	52	15	2	15,9	7,8
305	-	25	62	17	2	22,5	11,4
306	-	30	72	19	2	28,1	14,6
307	-	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	-	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	-	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	-	50	110	27	3	65,8	36,0
311	-	55	120	29	3	71,5	41,5
312	-	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	-	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	-	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	-	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	-	80	170	39	3,5	124,0	80,0
316K5	-	80	170	39	3,5	130,0	89,0
317	-	85	180	41	4	133,0	90,0
318	-	90	190	43	4	143,0	99,0
319	-	95	200	45	4	153,0	110
319K5	-	95	200	45	4	161,0	120,0
320	-	100	215	47	4	174,0	132,0
Тяжёлая серия							
403	-	17	62	17	2	22,9	11,8
405	-	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	-	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	-	35	100	25	3	55,3	31,6
408	-	40	110	27	3	63,7	36,5
409	-	45	120	29	3,5	76,1	45,5
410	-	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	-	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	-	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	-	65	160	37	4	119,0	78,1

**Приложение 2. Шарикоподшипники радиальные сферические двух-
рядные (рис. 1.2, б; рис. 1.5)**

Условное обозначение	d	D	B	r	C _r	C _o	e	Y	Y ₀
	мм				кН				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Лёгкая узкая серия									
1204	20	47	14	1,5	9,95	3,18	0,27	2,31/3,57	2,42
1205	25	52	15	1,5	12,1	4,0	0,27	2,32/3,6	2,44
1206	30	62	16	1,5	15,6	5,8	0,24	2,58/3,99	2,7
1207	35	72	17	2	15,9	6,6	0,23	2,74/4,24	2,87
1208	40	80	18	2	19,0	8,55	0,22	2,87/4,44	3,01
1209	45	85	19	2	21,6	9,65	0,21	2,97/4,6	3,11
1210	50	90	20	2	22,9	10,8	0,21	3,13/4,85	3,28
1211	55	100	21	2,5	26,5	13,3	0,2	3,23/5,0	3,39
1212	60	110	22	2,5	30,2	15,5	0,19	3,41/5,27	3,57
1213	65	120	23	2,5	31,2	17,2	0,17	3,71/5,73	3,68
1214	70	125	24	2,5	34,5	18,7	0,18	3,51/5,43	3,88
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,5	0,18	3,6/5,57	3,77
1216	80	140	26	3	39,7	23,5	0,16	3,94/6,11	4,13
1217	85	150	28	3	48,8	28,5	0,17	3,69/5,71	3,87
1218	90	160	30	3	57,2	32,0	0,17	3,76/5,82	3,94
1220	100	180	34	3,5	63,7	37,0	0,17	3,68/5,69	4,81
Лёгкая широкая серия									
1500	10	30	14	1	7,28	1,76	0,65	0,97/1,5	1,02
1506	30	62	20	1,5	15,3	5,7	0,39	1,59/2,47	1,67
1507	35	72	23	2	21,6	8,2	0,37	1,69/2,62	1,77
1508	40	80	23	2	22,5	9,4	0,33	1,9/2,99	1,99
1509	45	85	23	2	23,4	10,7	0,31	2,06/3,18	2,16
1510	50	90	23	2	23,4	11,5	0,28	2,2/3,41	2,31
1516	80	140	33	3	48,8	27,0	0,25	2,39/3,85	2,61
1517	85	150	36	3	58,5	31,5	0,25	2,48/3,84	2,60
Средняя узкая серия									
1304	20	52	15	2	12,5	3,66	0,29	2,17/3,35	2,27
1305	25	62	17	2	17,8	6,0	0,28	2,26/3,49	2,36
1306	30	72	19	2	21,2	7,7	0,26	2,46/3,8	2,58
1307	35	80	21	2,5	25,1	9,8	0,25	2,57/3,98	2,69
1308	40	90	23	2,5	29,6	12,2	0,24	2,61/4,05	2,74
1309	45	100	25	2,5	37,7	15,9	0,24	2,54/3,93	2,66
1310	50	110	27	3	43,6	17,5	0,24	2,69/4,14	2,8
1311	55	120	29	3	50,7	23,5	0,23	2,7/4,17	2,82

Приложение 2.(продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1312	60	130	31	3,5	57,2	26,5	0,23	2,8/4,83	2,93
1313	65	140	33	3,5	61,8	29,5	0,23	2,79/4,31	2,92
1314	70	150	35	3,5	74,1	35,5	0,22	2,81/4,35	2,95
1315	75	160	35	3,5	79,3	38,5	0,22	2,84/4,39	2,97
1316	80	170	37	3,5	88,4	42,0	0,22	2,92/4,52	3,06
1317	85	180	41	4	97,5	48,5	0,22	2,90/4,49	3,04
Средняя широкая серия									
1605	25	62	24	2	24,2	7,5	0,47	1,34/2,07	1,4
1606	30	72	27	2	31,2	10,0	0,44	1,43/2,22	1,5
1607	35	80	31	2,5	39,7	12,9	0,46	1,36/2,11	1,43
1608	40	90	33	2,5	44,9	15,7	0,43	1,46/2,25	1,52
1609	45	100	36	2,5	54,0	19,4	0,42	1,51/2,33	1,58
1610	50	110	40	3	67,7	23,6	0,43	1,48/2,29	1,55
1611	55	120	43	3	76,1	28,0	0,41	1,53/2,36	1,6
1612	60	130	46	3,5	87,1	33,0	0,4	1,56/2,41	1,63
1613	65	140	48	3,5	95,6	38,5	0,38	1,65/2,55	1,73
1614	70	150	51	3,5	111,1	44,5	0,38	1,68/2,59	1,76
1616	80	170	58	3,5	135,0	58,0	0,37	1,68/2,61	1,76

Приложение 3. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (рис.1.3, а; рис. 1.5)

Условное обозначение	d	D	B	r	r ₁	C _r	C ₀
	мм					кН	
1	2	3	4	5	6	7	8
Лёгкая узкая серия							
32202A	15	35	11	1	0,5	12,5	6,4
32203A	17	40	12	1	0,5	17,2	7,1
32204A	20	47	14	1,5	1,0	25,1	12,6
32205A	25	52	15	1,5	1,0	28,6	15,2
32206A	30	62	16	1,5	1,0	38,0	19,6
32207A	35	72	17	2,0	1,0	48,4	26,5
32208A	40	80	18	2,0	2	53,9	29,5
32209A	45	85	19	2,0	2	60,5	35,0
32210A	50	90	20	2,0	2	64,4	37,5
32211A	55	100	21	2,5	2	84,2	49,0
32212A	60	110	22	2,5	2,5	93,5	53,5
32213A	65	120	23	2,5	2,5	106,0	66,5
32214A	70	125	24	2,5	2,5	119,0	71,0

Приложение 3. (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8
32215A	75	130	25	2,5	2,5	130,0	81,5
32216A	80	140	26	3	3	138,0	87,0
32217A	85	150	28	3	3	165,0	108,0
32218A	90	160	30	3	3	183,0	120,0
32220A	100	180	34	3,5	3,5	251,0	170,0
Средняя узкая серия							
32306A	30	72	19	2	2	51,2	26,0
32307A	35	80	21	2,5	2	64,4	35,0
32308A	40	90	23	2,5	2,5	80,9	44,5
32309A	45	100	25	2,5	2,5	99,0	56,6
32310A	50	110	27	3	3	110,0	70,5
32311A	55	120	29	3	3	138,0	87,5
32312A	60	130	31	3,5	3,5	151,0	98,0
32313A	65	140	33	3,5	3,5	183,0	197,0
32314A	70	150	35	3,5	3,5	205,0	124,0
32315A	75	160	37	3,5	3,5	242,0	149,0
32316A	80	170	39	3,5	3,5	260,0	163,0
32317A	85	180	41	4	4	297,0	190,0
32318A	90	190	43	4	4	319,0	260,0
32319A	95	200	45	4	4	374,0	222,0
32320A	100	215	47	4	4	391,0	250,0
Лёгкая широкая серия							
2505A	25	52	18	1,5	1	34,1	18,8
2506A	30	62	20	1,5	1	38,0	28,0
2508A	40	80	23	2	2	56,1	42,0
2509A	45	85	23	2	2	73,7	45,5
2510A	50	90	23	2	2	78,1	48,5
2511A	55	100	25	2,5	2	99,0	64,0
2512A	60	110	28	2,5	2,5	128,0	85,0
2513A	65	120	31	2,5	2,5	147,0	100,0

Приложение 4. Шарикоподшипники радиально-упорные (рис. 1.2, в).

Условное обозначение	d	D	B	T	r	r ₁	C _r	C ₀
	мм						кН	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Особолёгкая серия, $\alpha=12^\circ$								
36104	20	42	12	12	1	0,5	10,6	5,32
36105	25	47	12	12	1	0,5	11,8	6,29

Приложение 4. (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
35106	30	55	13	13	1,5	0,5	15,3	8,57
36107	35	62	14	14	1,5	0,5	19,1	11,3
Лёгкая узкая серия, $\alpha=12^\circ$								
36204	20	47	14	14	1,5	0,5	15,7	8,31
36205	25	52	15	15	1,5	0,5	16,7	9,1
36206	30	62	16	16	1,5	0,5	22,0	12,0
36207	35	72	17	17	2	1	30,8	17,8
36208	40	80	18	18	2	1	38,0	23,2
36209	45	85	19	19	2	1	31,2	25,1
36210	50	90	20	20	2	1	43,2	27,0
36211	55	100	21	21	2,5	1,2	58,4	34,2
36212	60	110	22	22	2,5	1,2	61,5,	39,3
36214	70	125	24	24	2,5	1,2	80,2	54,8
36216	80	140	26	26	3	1,5	93,6	65,0
36217	85	150	28	28	3	1,5	101,0	70,8
36218	90	160	30	30	3	1,5	118,0	83,0
36219	95	170	32	32	3,5	2	134,0	95,0
Средняя узкая серия, $\alpha=12^\circ$								
36302	15	42	13	13	1,5	0,5	13,6	6,8
36303	17	47	14	14	1,5	0,5	17,2	8,7
36308	40	90	23	23	2,5	1,2	53,9	32,8
36318	90	190	43	43	4	2	189,0	145,0
Средняя узкая серия, $\alpha=26^\circ$								
46303	17	47	14		1,5	0,5	16,1	8,0
46304	20	52	15		2	1	17,8	9,0
46305	25	62	17		2	1	26,9	14,6
46306	30	72	19		2	1	32,6	18,3
46307	35	80	21		2,5	1,2	42,6	24,7
46308	40	90	23		2,5	1,2	50,8	31,1
46309	45	100	25		2,5	1,2	61,4	37,0
46310	50	110	27		3	1,5	71,8	44,0
46312	60	130	31		3,5	2	100,0	65,3
46313	65	140	33		3,5	2	113,0	75,0
46314	70	150	35		3,5	2	127,0	85,3
46316	80	170	39		3,5	2	136,0	99,0
46318	90	190	43		4	2	165,0	122,0
46320	100	215	47		4	2	213,0	177,0
Лёгкая узкая серия, $\alpha=36^\circ$								
66207	35	72	17		2,5	1,2	17,0	14,7
66211	55	100	21		2,5	1,2	46,3	28,4
66215	75	130	25		2,5	1,2	71,5	49,0
66219	95	170	32		3,5	2	121,0	85,0

Приложение 4. (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Средняя узкая серия, $\alpha=36^\circ$								
66309	45	100	25		3	1,5	60,8	36,4
66312	60	130	31		3,5	2	93,7	58,8
66314	70	150	35		3,5	2	119,0	76,8
Тяжёлая узкая серия, $\alpha=36^\circ$								
66406	30	90	23		2,5	1,2	43,8	27,0
66408	40	110	27		3	1,5	72,2	42,3
66409	45	120	29		3	1,5	81,6	47,3
66410	50	130	31		3,5	2	98,9	60,1
66412	60	150	35		3,5	2	125,0	79,5
66414	70	180	42		4	2	152,0	109,0
66418	90	225	54		5	2,5	208,0	162,0

Приложение 5. Роликоподшипники радиально-упорные (Рис. 1.3, г).

Условное обозначение	d	D	T	B	c	r	r ₁	C _r	C ₀
	мм						кН		
1	2	3	4	5	6	7	8	8	10
Особолёгкая серия, $\alpha=11\div15^\circ$									
2007106	30	55	17	16	14	1,5	0,5	27,0	19,9
2007107	35	62	18	17	15	1,5	0,5	32,0	23,0
2007108	40	68	19	18	16	1,5	0,5	40,0	28,4
2007109	45	75	20	19	16	1,5	0,5	44,0	34,9
2007111	55	90	23	22	19	2	0,8	57,0	45,2
2007113	65	100	23	22	19	2	0,8	61,0	64,5
2007114	70	110	25	24	20	2	0,8	77,6	71,0
2007115	75	115	25	24	20	2	0,8	78,3	75,0
2007116	80	125	29	27	23	2	0,8	102,0	93,0
2007118	90	140	32	30	26	2,5	0,8	128,0	111,0
2007119	95	145	32	30	26	2,5	0,8	130,0	115,0
2007120	100	150	32	30	26	2,5	0,8	132,0	120,0
Лёгкая серия, $\alpha=12\div18^\circ$									
7202	15	35	11,75	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1
7203	17	40	13,25	12	11	1,5	0,5	14,0	9,0
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,5	22,0
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0
7208	40	80	19,25	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5
7209	45	85	20,75	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0

7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0
------	----	-----	-------	----	----	-----	-----	------	------

Приложение 5. (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	8	10
7214	70	125	25,25	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	0,8	112,0	95,2
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,0	168,0	131,0
7220	100	180	37,00	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0

Средняя серия $\alpha=10\div14^\circ$

7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,0
7311	55	120	31,5	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5
7313	65	140	36,0	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0
7314	70	150	38,0	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0
7315	75	160	40,0	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0
7317	85	180	44,5	41	35	4,0	1,5	230,0	196,0
7318	90	190	46,5	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0

Средняя широкая серия $\alpha=11\div16^\circ$

7604	20	52	22,25	21,0	18,5	2	0,8	31,5	22,0
7605	25	62	25,25	24,0	21,0	2	0,8	47,5	36,6
7606	30	72	28,75	29,0	23,0	2	0,8	63,0	51,0
7607	35	80	32,75	31,0	27,0	2,5	0,8	76,0	61,5
7608	40	90	35,25	33,0	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5
7609	45	100	38,25	36,0	31,0	2,5	0,8	114,0	90,5
7611	55	120	45,5	44,5	36,5	3,0	1,0	160,0	140,0
7612	60	130	48,5	47,5	39,0	3,5	1,2	186,0	157,0
7613	65	140	51,0	48,0	41,0	3,5	1,2	210,0	168,0
7614	70	150	54,0	51,0	43,0	3,5	1,2	240,0	186,0
7615	75	160	58,0	55,0	46,5	3,5	1,2	280,0	235,0
7616	80	170	61,5	59,5	49,0	3,5	1,2	310,0	290,0
7618	90	180	67,5	66,5	53,5	4,0	1,5	370,0	365,0
7620	100	215	77,5	73,0	61,5	4,0	1,5	460,0	460,0

Лёгкая широкая серия $\alpha=12\div16^\circ$

7506	30	62	21,35	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0
7507	35	72	24,25	23	20	2,0	0,8	53,0	40,0
7508	40	80	24,75	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0
7509	45	85	24,75	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0

Приложение 5. (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	8	10
7510	50	90	24,75	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0
7511	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	80,0	61,0
7512	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	94,0	75,0
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	110,0	98,0
7514	70	125	33,25	31	27	2,5	0,8	125,0	101,0
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	130,0	108,0
7516	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	143,0	126,0
7517	85	150	38,50	36	30	3,0	1,0	162,0	141,0
7518	90	160	42,5	40	34	3,0	1,0	190,0	171,0
7519	95	170	45,5	45,5	37	3,5	1,2	230,0	225,0
7520	100	180	49,0	46,0	39	3,5	1,2	250,0	236,0
Лёгкая широкая серия $\alpha=12\div 16^\circ$									
7506A	30	62	21,25	20	17	1,5	0,5	47,3	37,0
7509A	45	85	24,75	23	19	2,0	0,8	74,8	60,0
7510A	50	90	24,75	23	19	2,0	0,8	76,5	64,0
7511A	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	99,0	80,0
7512A	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	120,0	100,0
7513A	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	142,0	120,0
7515A	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	157,0	130,0
7516A	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	176,0	155,0
7517A	85	150	38,5	36	30	3,0	1,0	201,0	180,0
7520A	100	180	49,00	46	39	3,5	1,2	297,0	280,0

Приложение 6. Шарикоподшипники упорные (Рис.1.2, е).

Тип 8000 по ГОСТ 6874-95

Тип 38000 по ГОСТ 7842-91

(однорядный)

(двухрядный)

Условное обозначение	d	D	H	r	h	C _r	C ₀
	мм					кН	
1	2	3	4	5	6	7	8

Особолёгкая серия

8104	20	35	10	0,5	2,7	12,7	21,2
8105	25	42	11	1	3,2	15,9	25,7
8106	30	47	11	1	3,2	16,8	29,0
8107	35	52	12	1	3,6	17,4	36,5
8108	40	60	13	1	3,6	23,4	50,0
8109	45	65	14	1	4,1	24,2	55,0
8110	50	70	14	1	4,1	25,5	60,0
8111	55	78	16	1	4,6	30,7	81,5
8112	60	85	17	1,5	5	35,8	90,0
8113	65	90	18	1,5	5,2	37,1	102,0
8114	70	95	18	1,5	5,2	38,0	111,0

8115	75	100	19	1,5	5,6	38,0	116,0
------	----	-----	----	-----	-----	------	-------

Приложение 6 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8
8116	80	105	19	1,5	5,6	39,7	120,0
8117	85	110	19	1,5	5,6	40,0	129,0
8118	90	120	22	1,5	6,5	50,7	157,0
8120	100	135	25	1,5	7,4	74,1	214,0

Лёгкая серия

8204	38204	20	15	40	14	26	6	1	4	19,9	30,0
8205	38205	25	20	47	15	28	7	1	4,2	24,7	40,0
8206	38206	30	25	52	16	29	7	1	4,8	25,5	46,0
8207	38207	35	30	62	18	34	8	1,5	5	35,1	66,5
8208	38208	40	30	68	19	36	9	1,5	5,2	39,7	78,5
8209	38209	45	35	73	20	37	9	1,5	5,7	41,0	89,5
8210	38210	50	40	78	22	39	9	1,5	6,3	43,0	103,0
8211	38211	55	45	90	25	45	10	1,5	7,1	63,7	127,0
8212	38212	60	50	95	26	46	10	1,5	7,3	65,0	150,0
8213	-	65	-	100	27	-	-	1,5	8,0	66,3	150,0
8214	36214	70	55	105	27	47	10	1,5	8,0	70,0	158,0
8215	-	75	-	110	27	-	-	1,5	8,0	71,5	166,0
8216	38216	80	65	115	28	48	10	1,5	8,3	80,0	188,0
8217	38217	85	70	125	31	55	12	1,5	8,8	85,0	235,0
8218	-	90	-	135	35	-	-	2	10,5	108,0	285,0
8220	-	100	-	150	38	-	-	2	11,1	133,0	330,0

Средняя серия

8305	-	25	-	52	18	-	-	1,5	5	33,8	50,0
8306	-	30	-	60	21	-	-	1,5	6	40,3	66,5
8307	-	35	-	68	24	-	-	1,5	7	49,4	83,5
8308	-	40	-	78	26	-	-	1,5	7,6	65,0	107,0
8309	-	45	-	85	28	-	-	1,5	8,2	71,5	130,0
8310	-	50	-	95	31	-	-	2	9,1	87,1	161,0
8311	-	55	-	105	35	-	-	2	10,1	112,0	213,0
8312	-	60	-	110	35	-	-	2	10,1	112,0	213,0
8313	-	65	-	115	36	-	-	2	10,5	114,0	249,0
8314	-	70	-	125	40	-	-	2	12	133,0	290,0
8315	-	75	-	135	44	-	-	2,5	13	153,0	340,0
8316	38316	80	65	140	44	79	18	2,5	13	159,0	340,0
8318	-	90	-	155	50	-	-	2,5	14,5	199,0	445,0
8320	-	100	-	170	55	-	-	2,5	16	238,0	480,0

Примечания к таблицам Приложения:

1. Буква *A* в условном обозначении - повышенная грузоподъёмность.
2. Буква *K* в условном обозначении - конструктивные отличия подшипника, влияющие на его потребительские характеристики.
3. В **Приложении 2** значения *Y*: в числителе при $F_a/V \cdot F_r \leq e$, ($X = 1$); в знаменателе при $F_a/V \cdot F_r > e$, ($X = 0,65$).

6. ПЕРЕЧЕНЬ ГОСТОВ, ИСПОЛЬЗОВАННЫХ В МЕТОДИЧЕСКИХ УКАЗАНИЯХ

ГОСТ 520-89. Подшипники качения. Технические требования.

ГОСТ 3189-75. Подшипники качения. Система условных обозначений.

ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Посадки. Требования к сопряженным деталям.

ГОСТ 3395-89. Подшипники качения. Типы и конструктивные разновидности.

ГОСТ 3478-79. Подшипники качения. Основные габаритные размеры.

ГОСТ 18854-94. Подшипники качения. Методы расчёта статической грузоподъёмности и эквивалентной статической нагрузки.

ГОСТ 18855-94. Подшипники качения. Методы расчёта динамической грузоподъёмности и долговечности.

7. ЛИТЕРАТУРА

1. **Иванов М.Н., Иванов В.Н.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебн. пособ. для машиностр. вузов. – М.:Высшая школа, 1975. – 551 с.

2. **Иосилевич Г.Б.** Детали машин: Учебник для студентов машиностр. спец. вузов. – М.:Машиностроение, 1988. – 368 с.

3. **Когаев В.П., Дроздов Ю.П.** Прочность и износостойкость машин: Учебн. пособ. для машиностр. вузов. – М.:Высшая школа, 1991. – 319 с.

4. **Курсовое проектирование деталей машин** /В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностр. спец. вузов. – Л.:Машиностроение. Ленингр. отд., 1984. – 440 с.

5. **Орлов П.И.** Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. /Под ред. П.Н. Учаева. – Изд. 3-е, испр. – М.:Машиностроение, Кн. 1-1988.—560 с., Кн.2-1989.—584 с.

6. **Пальмгрен А.** Шариковые и роликовые подшипники. – М.:Машгиз, 1949. – 392 с.

7. **Подшипники качения:** Справочник-каталог/ Л.В. Черневский, Р.В. Коросташевский, Б.Я. Яхин и др.; Под общ. ред. Л.В. Черневского и Р.В. Коросташевского. – М.:Машиностроение, 1997.—896 с.

8. **Решетов Д.Н.** Детали машин: Учебник для студентов машиностр. спец. вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.:Машиностроение, 1989. – 496 с.

9. **Хорошев А.Н.** Введение в управление проектированием механических систем: Учебное пособие. 1999.—372 с.