

ПОДШИПНИКИ.

ЛЕКЦИЯ № 11. Подшипники качения (ПК).

Вопросы, изложенные в лекции:

1. Общие сведения, условия работы и критерии работоспособности ПК.
2. Подбор, посадки, крепление и смазка ПК.

Учебная литература:

Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 180-192.

Н.Г. Куклин и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г. С. Куклина, В.К. Житков.- 5-е изд., перераб. и допол.- М.: Илекса, 1999. стр. 332-362.

Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. II часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 151-178.

Общие сведения, условия работы и критерии работоспособности ПК.

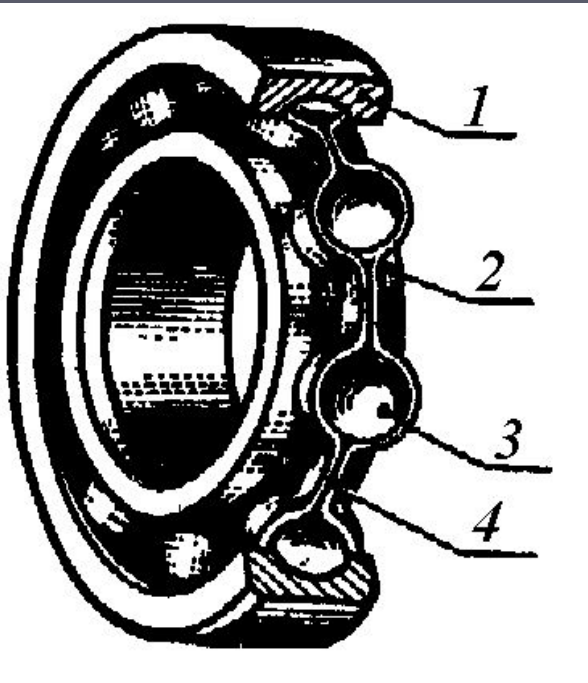


Рис. 11.1. Подшипник качения (конструкция).

Подшипник качения – подшипник, работающий по принципу трения качения.

Подшипник качения – готовое стандартное изделие (изготавливаемое на специализированном заводе), которое устанавливается в механизм или машину без дополнительной доработки.

Конструктивно подшипник качения (рис. 11.1), как правило, включает 4 основных элемента:

1) наружное кольцо, устанавливаемое обычно в корпусе;

2) внутреннее кольцо, обычно насаживаемое на цапфу вала;

3) тела качения (шарики или ролики), обкатывающиеся при работе подшипника по беговым дорожкам наружного и внутреннего колец, и

4) сепаратор, разделяющий тела качения друг от друга.

Выпускаются подшипники, как более простой (например, без одного из колец), так и более сложной конструкции.

Достоинства подшипников качения:

1. *малые потери на трение* (приведённый к цапфе вала коэффициент трения подшипников качения $f = 1,5 \cdot 10^{-3} \dots 6 \cdot 10^{-3}$);
2. *малые габариты в осевом направлении*;
3. *низкая стоимость при высокой степени взаимозаменяемости*;
4. *малый пусковой момент сопротивления*, практически одинаковый с моментом, действующим в процессе установившегося движения;
5. *малый расход смазочных материалов* и, следовательно, малый объём работ по обслуживанию;
6. *пониженные требования к материалу и качеству обработки цапф*.

Недостатки подшипников качения:

1. *высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам* вследствие малых площадей контакта между телами качения и беговыми дорожками колец подшипника;
2. *большие габариты в радиальном направлении*;
3. *малая надёжность в высокоскоростных приводах*.

Классификация подшипников качения:

1) по форме тел качения (рис. 11.2) – шариковые, роликовые с цилиндрическими, коническими или бочкообразными роликами, игольчатые;

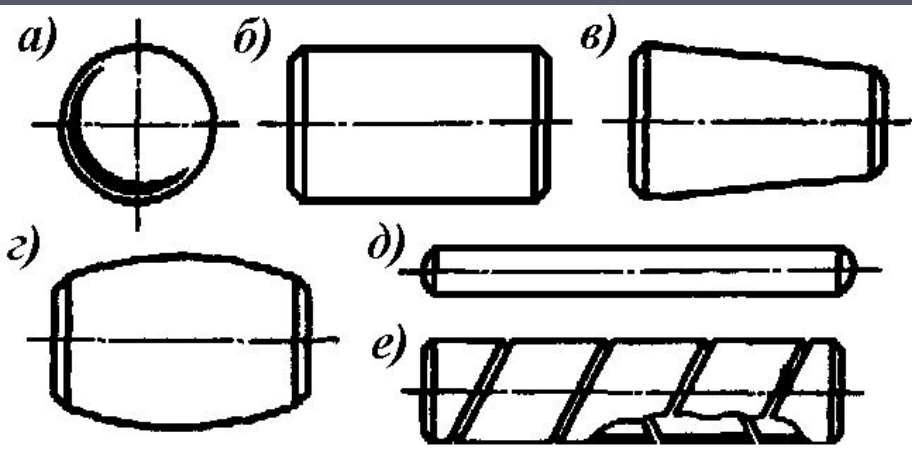


Рис. 11.2. Основные формы тел качения, применяемые в подшипниках: а) шарик; ролики – б) цилиндрический; в) конический; г) бочкообразный; д) игольчатый; е) витой

2) по количеству рядов тел качения – однорядные, двух-, трёх- и более рядные;

3) по направлению воспринимаемой нагрузки – радиальные (нагрузка, перпендикулярная оси вращения), радиально-упорные (радиальная и осевая нагрузки, причём радиальная нагрузка больше осевой), упорно-радиальные (радиальная и осевая нагрузки, но радиальная нагрузка меньше осевой),

упорные (только под осевую нагрузку), комбинированные (радиальная и осевая нагрузки воспринимаются разными телами качения);

4) по самоустанавливаемости – несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся;

5) по габаритным размерам (серии диаметров и ширин, рис. 11.3) – особо лёгкая, лёгкая, лёгкая широкая, средняя, средняя широкая, тяжёлая серии;

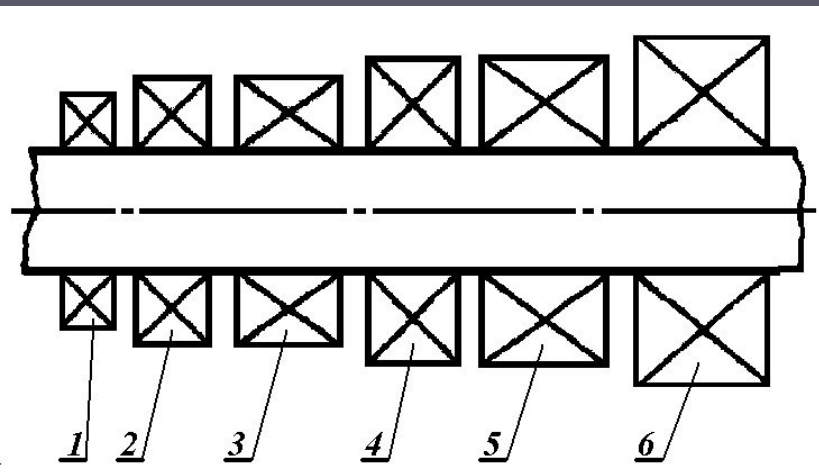


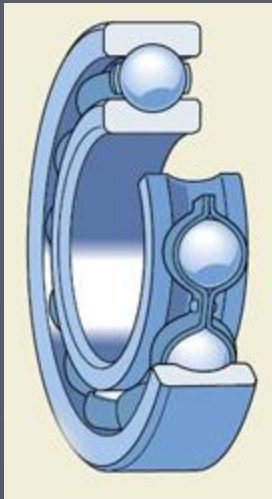
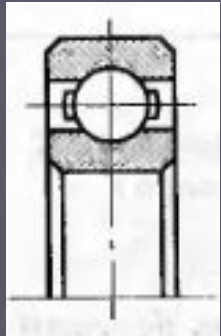
Рис. 11.3. Серии диаметров и ширин подшипников качения:

1) особо лёгкая; 2) лёгкая; 3) лёгкая широкая; 4) средняя; 5) средняя широкая; 6) тяжёлая.

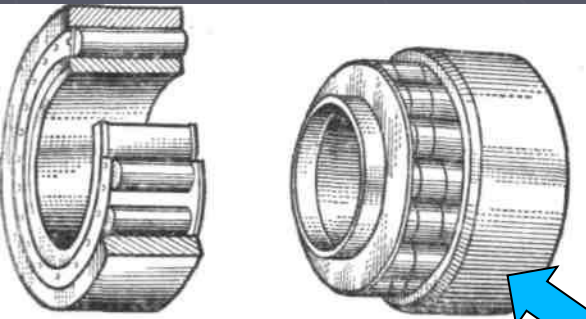
6) по точности изготовления – для подшипников качения стандартом (ГОСТ 520-71) предусмотрены 5 классов точности (P0, P6, P5, P4, P2); класс точности указывается перед номером подшипника, при этом буква «P» может опускаться (P4-205 или 4-205), а нулевой класс (подшипники общего назначения) может не указываться вообще;

7) по конструктивным особенностям – с защитными шайбами, с упорным бортом на наружном кольце, с канавкой на наружном кольце, с составными кольцами и др.

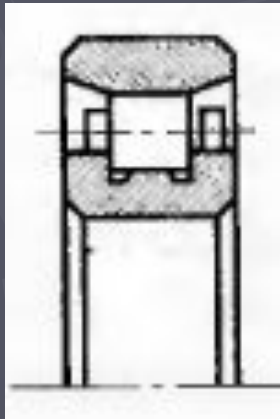
КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПОДШИПНИКОВ



Радиальные однорядные шарикоподшипники способны воспринимать радиальную и осевую нагрузки. Получили наибольшее распространение в машиностроении. Выдерживают большие угловые скорости вала (особенно с сепараторами из цветных металлов) и допускают перекос колец до $10'$. Самые дешевые из подшипников качения.

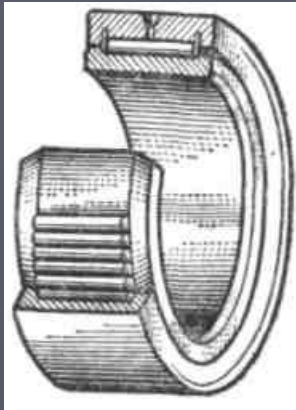
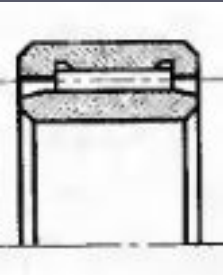


Радиальные роликоподшипники с короткими и длинными цилиндрическими роликами воспринимают только радиальную нагрузку (если имеются борты на кольцах, то могут воспринимать незначительную осевую нагрузку). Нагрузочная способность подшипников значительно больше, чем шариковых, однако они не допускают перекоса колец, так как ролики начинают работать кромками и подшипники быстро выходят из строя.



Роликовые подшипники с витыми роликами воспринимают радиальную нагрузку при невысоких угловых скоростях. Применяют при ударных нагрузках (удары смягчаются податливостью витых роликов). Не требуют высокой точности монтажа и специальной защиты от загрязнений.

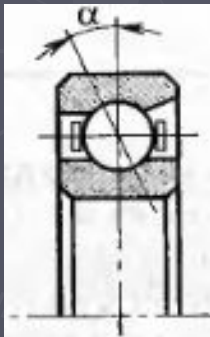
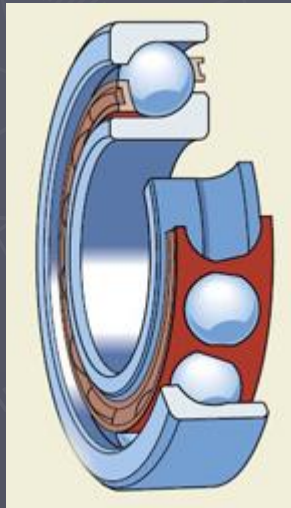
КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПОДШИПНИКОВ



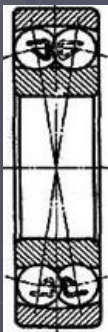
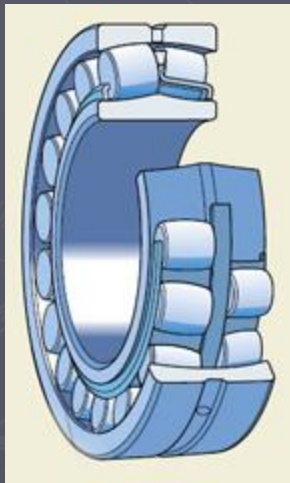
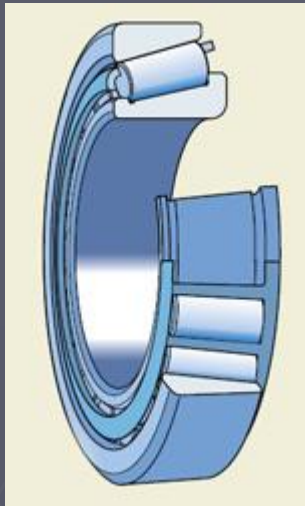
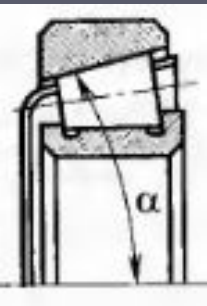
Игольчатые подшипники имеют ролики относительно большей длины и малого диаметра. Могут работать при значительных радиальных нагрузках, выдерживают ударные нагрузки при невысоких угловых скоростях. Не допускают осевой нагрузки и перекоса колец. СТСЭВ 1474 — 78 регламентируют размеры игольчатых подшипников без колец.



Радиально-упорные шарикоподшипники (рис. 170) применяют в подшипниковых узлах, воспринимающих одновременно радиальные и осевые нагрузки. Радиальная грузоподъемность этих подшипников на 30...40% больше, чем у радиальных однорядных шарикоподшипников. Применяются при средних и высоких угловых скоростях и неударных нагрузках. СТСЭВ 1476 — 78 регламентирует основные размеры радиально-упорных роликовых сферических одинарных подшипников. Шариковый радиально-упорный подшипник может воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении.



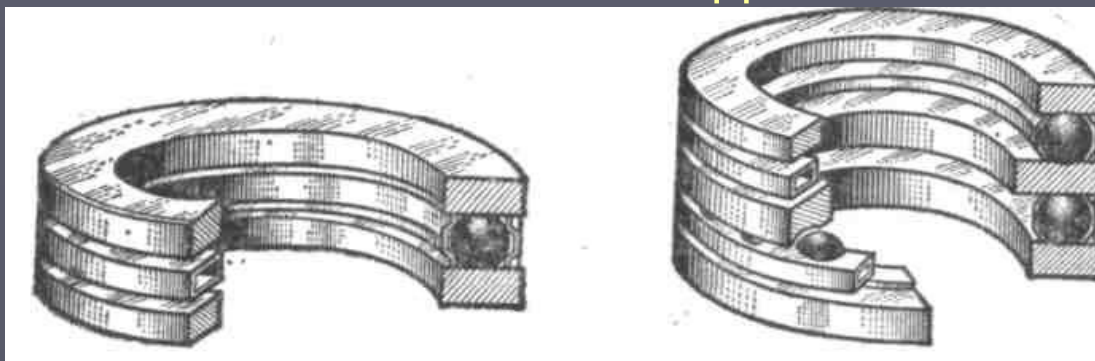
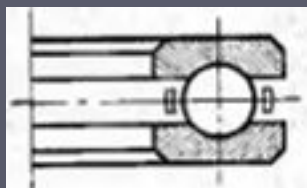
КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПОДШИПНИКОВ



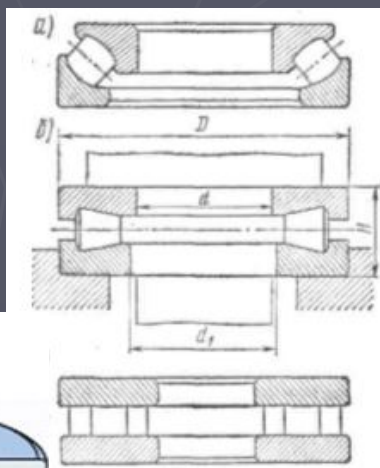
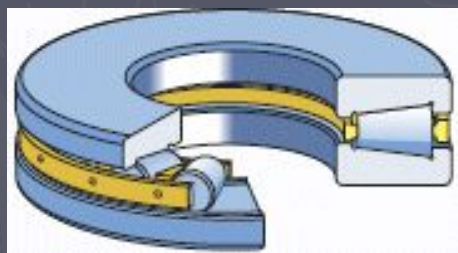
Конические роликовые подшипники (рис. 171) также предназначены для восприятия радиальной и осевой нагрузок. По сравнению радиально-упорными шариковыми подшипниками обладают большей грузоподъемностью, возможностью отдельного монтажа внутреннего (вместе с роликами и сепараторами) и внешнего колец, а также способностью воспринимать небольшие ударные нагрузки. Недостатком этих подшипников является большая чувствительность к несоосности и относительному перекосу колец.

Шариковые и роликовые двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники обладают повышенной грузоподъемностью по сравнению с однорядными. Допускают перекос колец до 2° и потому могут применяться для валов пониженной жесткости, а также в тех случаях, когда соосность посадочных мест не гарантирована.

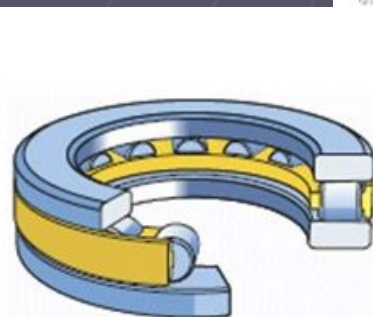
КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПОДШИПНИКОВ



Упорные шарико- и роликоподшипники предназначены для восприятия только осевой нагрузки. Устанавливаются в паре с радиальными шарико- или роликоподшипниками, центрирующими ось вала и ограничивающими свободу его перемещения в радиальном направлении. Изображенный на рис. двойной упорный шарикоподшипник предназначен для восприятия двусторонней осевой нагрузки.



На рис. изображены роликоподшипники: а—упорно-радиальные со сферическими роликами, тип 39000 (ГОСТ 9942—75); б —упорные с коническими роликами, тип 19000 (ОСТ 37.006.005—79); б —с цилиндрическими роликами, тип 9000 (не стандартизованы).



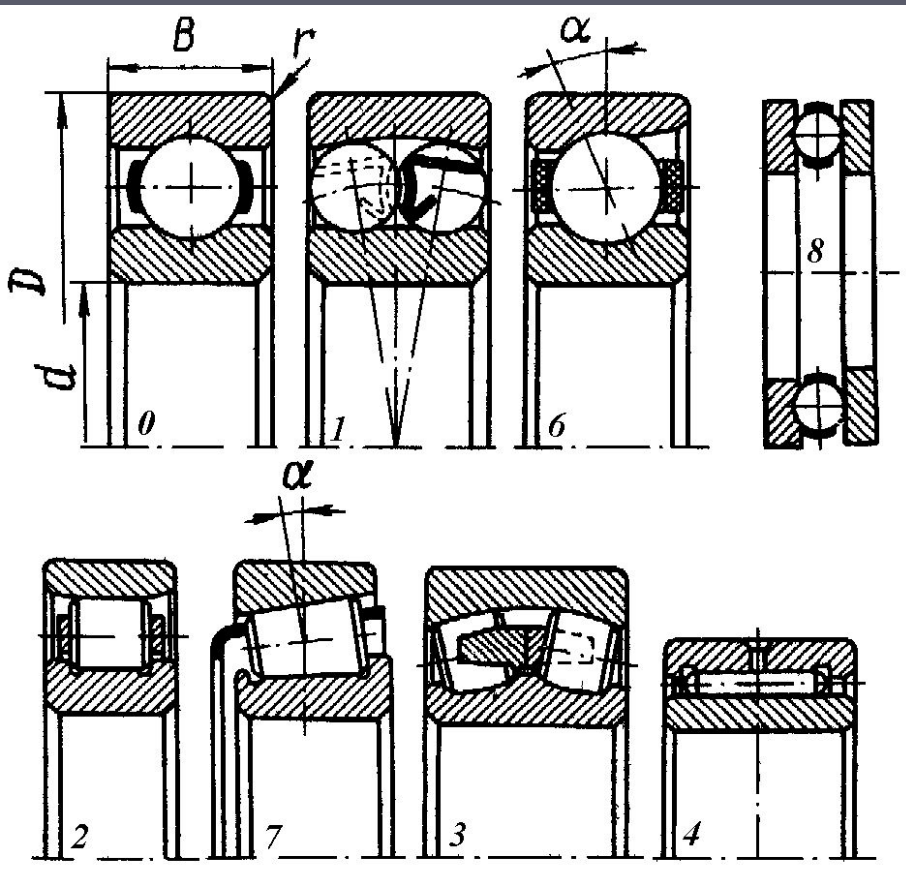
Условные обозначения (маркировка, паспорт) подшипников качения (рис. 11.4) являются в основном цифровыми и наносятся на торцовые поверхности колец. Основное обозначение подшипника может включать от двух до семи цифр (нули на левой стороне обозначения, то есть в начале цифры, не проставляются).

9	8	7	6	5	4	3	2	1	
×	—	×	×	×	×	×	×	×	×
Класс точности	Типе	Серия ширин	Конструктивная разновидность	Тип подшипника	Серия диаметров	Диаметр отверстия / 5	Специальные буквенные		

Рис. 11.1. Схема построения условного обозначения подшипника качения

Две последние цифры справа = диаметр отверстия во внутреннем кольце (диаметр цапфы вала), делённый на 5, за исключением следующих четырёх размеров: диаметр 10 мм – цифрами 00; 12 мм – 01; 15 мм – 02, и 17 мм – 03. Далее 20 мм – 04, с диаметром 75 мм – 15, с диаметром 495 мм – 99 и т.д. Следовательно, для большей части подшипников *диаметр отверстия внутреннего кольца изменяется с шагом 5 мм.*

Третья цифра справа = серии диаметров наружных колец (наружных диаметров подшипника): сверхлёгкая серия – 8 или 9; особолёгкая – 1; лёгкая – 2; средняя – 3; тяжёлая – 4.



Четвёртая цифра справа = тип подшипника:

шариковый	радиальный	–	0;
шариковый	сферический	–	1;
роликовый	радиальный	–	2;
роликовый	сферический	–	3;
игольчатый	–		4;
роликовый с витыми роликами	–		5;
шариковый радиально-упорный	–		6;
роликовый радиально-упорный	–		7;
шариковый упорный	–		8;
роликовый упорный	–		9.

Рис. 11.5. Некоторые типы подшипников качения:
 верхний ряд – шариковые;
 нижний ряд – роликовые
 (тип подшипника указан цифрой).

Пятая и шестая цифры отведены для обозначения конструктивной разновидности подшипника.

Седьмой цифрой обозначается серия ширин (цифры от 0 до 9), лёгкой серии обычно соответствует 0 или 1.

Материалы для изготовления подшипников качения. Кольца и тела качения (шарики, ролики) подшипников качения изготавливают из специальных высокохромистых легированных сталей (ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 20ХН4А и др.) с улучшающей термообработкой до HRC 61...67 при неоднородности твёрдости не более 3 HRC для каждого из колец и для всех тел качения. **Сепараторы** чаще всего выполняют штампованными из стальной (мягкая малоуглеродистая сталь) ленты. Сепараторы скоростных подшипников делают из антифрикционных материалов (латуни, бронзы, алюминиевых сплавов, текстолита и других пластмасс).

Подбор, посадки, крепление и смазка ПК.

Причины потери работоспособности подшипниками качения:

1. Усталостное выкрашивание – отслаивание частичек металла с рабочих поверхностей и появление на них раковин является следствием циклического нагружения контактных поверхностей тел качения и беговых дорожек колец.

2. Смятие (пластическая деформация) поверхности тел качения и беговых дорожек на кольцах возникает вследствие чрезмерных статических нагрузок или при действии однократных ударных нагрузок. Признак: для тел качения – нарушение геометрической формы; для колец – местные углубления на беговых дорожках, по форме повторяющие поверхность тел качения (наиболее характерно для внутреннего кольца).

3. Разрушение тел качения или колец под воздействием чрезмерных ударных нагрузок, возникающих вследствие неправильного монтажа или нарушения правил эксплуатации (раскалывание тел качения или колец, скалывание бортов колец и т.п.).

4. Абразивное изнашивание при попадании в подшипник частиц высокой твёрдости через нарушенные уплотнительные элементы.

5. Разрушение сепараторов происходит из-за изнашивания их за счёт трения о тела качения при недостаточной смазке, от воздействия тел качения на них при наличии центробежных сил большой величины (при больших скоростях вращения) и некоторых других причин.

Внешними признаками потери работоспособности подшипниками качения являются повышенный шум при работе механизма, перегрев подшипникового узла (увеличение потерь мощности в подшипниковом узле), излишние люфты, то есть потеря точности вращения валов. Внешним признаком усталостного выкрашивания являются появление зеркальных частичек в смазочной жидкости, повышенная шумность в процессе работы механизма, чрезмерная вибрация валов при вращении.

Основные критерии работоспособности подшипника качения:

1. износостойкость поверхностей качения,
2. сопротивляемость пластическим деформациям и
3. долговечность подшипника.

Проектный расчёт для стандартизованных подшипников качения заменяется процедурой подбора подшипника.

Выбор подшипника качения (установление паспорта подшипника) определяются:

- 1) **характером нагрузки** (постоянная, переменная, ударная), её величиной и направлением действия;
- 2) **диаметром цапф** вала и частотой его вращения;
- 3) необходимой **долговечностью** подшипникового узла;
- 4) **нагрузочной способностью подшипника** (статическая и динамическая грузоподъёмность).

Долговечность – количество миллионов оборотов (L) одного кольца подшипника относительно другого либо число моточасов работы (L_h) до появления усталостного разрушения.

Базовая долговечность – долговечность большинства из испытанных подшипников. В общем машиностроении и при стандартных испытаниях подшипников обычно используется **90% базовая долговечность L_{10}** (Подстрочный индекс указывает допустимый процент выхода из строя в партии подшипников при их работе в течение срока долговечности). При более жёстких требованиях к надёжности подшипникового узла в расчётах используется 95%-ная базовая долговечность L_5 , и 97%-ная – L_3 .

Базовая долговечность обеспечивается при базовой динамической грузоподъёмности.

Базовая динамическая грузоподъёмность (C_r – радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников, C_a – осевая для упорных и упорно-радиальных) – нагрузка, которую выдерживает подшипник при сохранении **базовой долговечности**.

В стандартах для каждого конкретного подшипника указывается обычно базовая динамическая грузоподъёмность C и предельно допустимая статическая нагрузка C_0 .

Эквивалентная динамическая нагрузка - постоянная однонаправленная нагрузка, при которой подшипник имеет такую же **долговечность**, как и в реальных условиях работы.

Методика подбора подшипников соответствует требованиям международных стандартов: ИСО (ТК4, Р76 и Р281; СЭВ РС2866—70 и РС2867—70 и ГОСТ 18854—73, 18855—73).

Подшипники качения рассчитывают (подбирают) по критерию статической или динамической грузоподъемности (грузоподъемной силы).

Расчет и последующий подбор подшипников осуществляют по специальным таблицам каталогов в зависимости от ряда характеристик их работы: размера и направления действующих на подшипник нагрузок; характера нагрузки (спокойная, с толчками или ударами и др.); диаметра цапфы, на которую насаживается подшипник; угловой скорости (частоты вращения) кольца подшипника; требуемого срока службы подшипника (его долговечности); окружающей среды и ее температуры; особых требований к подшипнику (самоустанавливаемости, свободы перемещения вала в осевом направлении, повышения жесткости и точности вращения и др.) и приемлемой его стоимости.

Проверочный расчет предварительно выбранных подшипников выполняется отдельно для каждого вала. Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности C_{rp}, H , с базовой C_r, H , или базовой долговечности L_{10h} , ч (, млн. оборотов), с требуемой, L_h ч, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

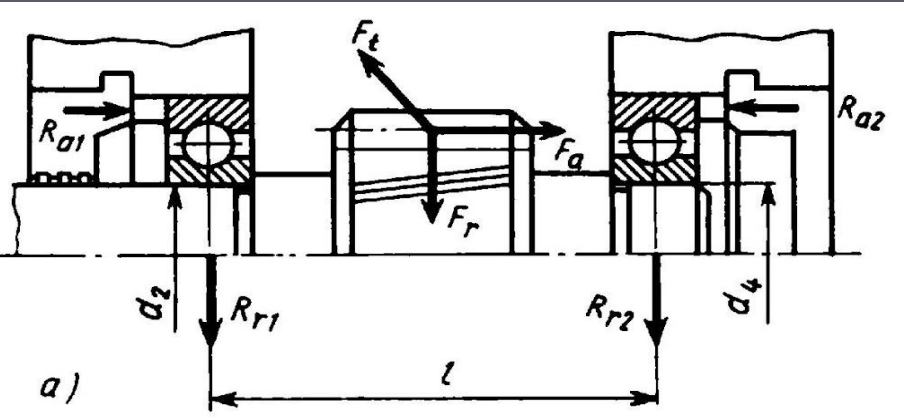
Базовая динамическая грузоподъемность подшипника представляет собой постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник может воспринять при базовой долговечности, составляющей оборотов внутреннего кольца. Значения указаны в каталоге для каждого типоразмера подшипника. Требуемая долговечность подшипника предусмотрена ГОСТ 16162—85 и составляет для червячных редукторов $L_h \geq 5000$ для зубчатых $L_h \geq 10000$

Расчетная динамическая грузоподъемность C_{rp}, H , и базовая долговечность L_{10h} , ч, определяются по формулам:

$$C_{rp} = R_E \sqrt[m]{573\omega \frac{L_h}{10^6}}; \quad L_{10h} = \frac{10^6}{573\omega} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m,$$

где R_E — эквивалентная динамическая нагрузка, Н
 ω — угловая скорость соответствующего вала (см. табл. 1.5);
 m — показатель степени: $m = 3$ для шариковых подшипников; $m = 3,33$ для роликовых подшипников.

Порядок определения эквивалентной динамической нагрузки для радиальных шариковых однорядных подшипников, воспринимающих осевую нагрузку




В этом случае оба подшипника вала испытывают от осевой силы F_a в зацеплении редукторной пары одинаковую и равную этой силе осевую нагрузку R_a . Поэтому расчет эквивалентной нагрузки R_E выполняется только для подшипника с большей радиальной нагрузкой R_r (суммарной реакцией R , см. рис.)

- а) Определить отношение $\frac{R_a}{VR_r}$
- б) Определить коэффициенты e и Y по отношению $\frac{R_r}{C_{0r}}$.
- в) По результатам сравнения $\frac{R_a}{VR_r} < e$ или $\frac{R_a}{VR_r} > e$ выбрать соответствующую формулу и определить эквивалентную динамическую нагрузку.

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_\delta \cdot K_T \quad \frac{R_a}{VR_r} \leq e$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad \frac{R_a}{VR_r} > e$$

где

 где R_r и R_a – радиальная и осевая составляющие нагрузки, действующей на вращающееся кольцо подшипника, X и Y – коэффициенты влияния радиальной и осевой нагрузок, соответственно (выбираются согласно выбранному типоразмеру по стандарту); V – коэффициент вращающегося кольца (если относительно действующей нагрузки вращается внутреннее кольцо, то $V = 1$, если наружное – $V = 1,2$); K_B – динамический коэффициент безопасности, учитывающий действие динамических перегрузок на долговечность подшипника (для редукторов общего применения $K_B = 1,3 \dots 1,5$); K_T – коэффициент, учитывающий влияние температуры подшипникового узла на долговечность подшипника. При рабочей температуре подшипникового узла $t^\circ \leq 100$ °C, принимают $K_T = 1$, а для температур $100 < t^\circ \leq 250$ °C температурный коэффициент можно определить по эмпирической зависимости

$$K_T = 0,7891 \cdot \exp(t^\circ / 435)$$

Значения коэффициентов e и Y для радиальных однорядных шарикоподшипников

$\frac{R_r}{C_{0r}}$	0,014	0,028	0,056	0,084	0,11	0,17	0,28	0,42	0,56
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

Для радиальных подшипников, не воспринимающих осевую нагрузку (например, для роликовых цилиндрических), $F_a = 0$ и $X = 1$; для упорных – $F_r = 0$ и $Y = 1$. Для остальных подшипников в стандарте указывается величина « e », зависящая в основном от угла наклона беговой дорожки к оси вращения.

2. Порядок определения эквивалентной динамической нагрузки для радиально-упорных шариковых и роликовых однорядных подшипников

Здесь каждый подшипник вала испытывает свою осевую нагрузку R_{a1}, R_{a2} , зависящую от схемы установки подшипников и соотношения осевой силы F_a в зацеплении редукторной пары и осевых составляющих радиальных нагрузок в подшипниках R_{s1}, R_{s2} . Поэтому эквивалентная динамическая нагрузка (R_{E1}, R_{E2}) рассчитывается для каждого подшипника с целью определения наиболее нагруженной опоры.

а) Определить коэффициент влияния осевого нагружения e (выбирается из стандарта для выбранного типоразмера подшипника)

б) Определить осевые составляющие радиальной нагрузки R_{s1}, R_{s2}

$$R_{S1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} \quad R_{S2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2}$$

в) Определить осевые нагрузки подшипников R_{a1}, R_{a2} ,

г) Вычислить отношения $R_{a1} / VR_{r1} / R_{a2} \cdot VR_{r2}$

д) Выбрать соответствующую формулу для определения R_E

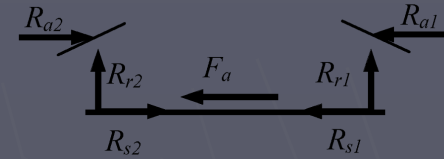
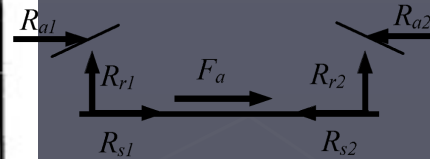
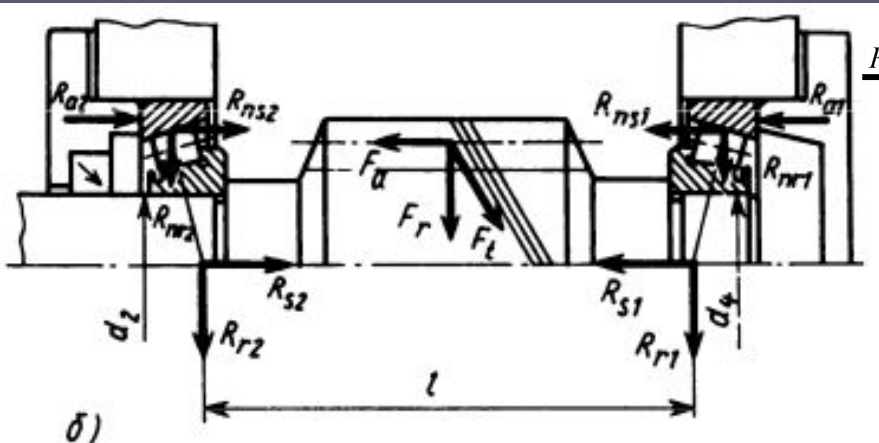
$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_\delta \cdot K_T \quad \frac{R_a}{VR_r} \leq e$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad \frac{R_a}{VR_r} > e$$

е) Сравнить значения R_{E1} и R_{E2} , определить более нагруженный подшипник.

Определения осевых нагрузок R_{a1} , R_{a2} , зависит от схемы установки подшипников (враспор или врозтяжку)

ВРАСПОР



Соотношение сил

$$R_{s1} < R_{s2};$$

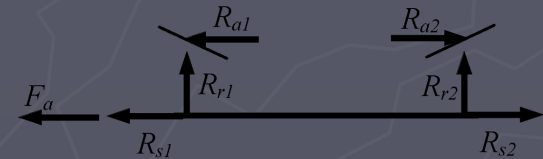
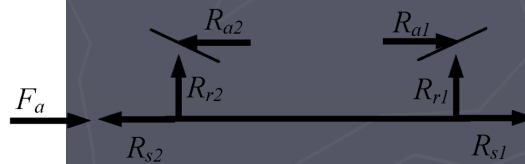
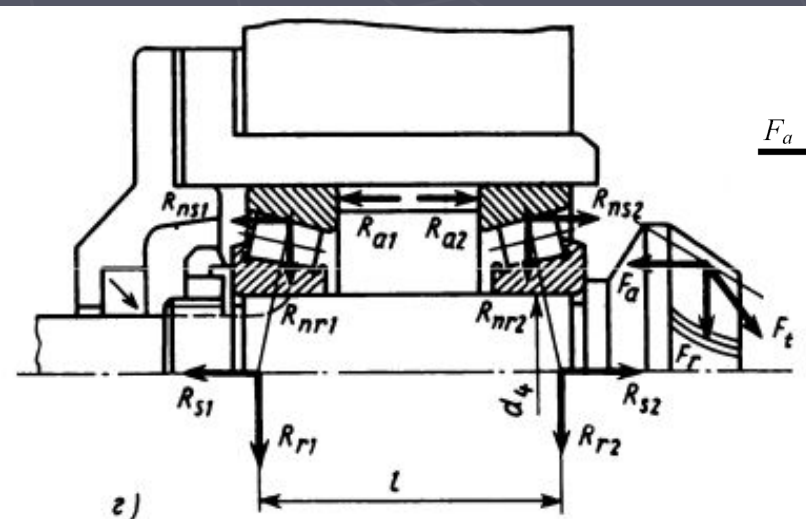
$$F_a \geq R_{s1} - R_{s2}$$

Осевые нагрузки

$$R_{a1} \geq R_{s1};$$

$$R_{a2} = R_{s1} + F_a$$

ВРАСТЯЖКУ



Соотношение сил

$$R_{s1} < R_{s2};$$

$$F_a < R_{s2} - R_{s1}$$

Осевые нагрузки

$$R_{a1} = R_{s2} - F_a$$

$$R_{a2} = R_{s2}$$

Подшипники качения обладают полной взаимозаменяемостью. Присоединительными размерами этих подшипников являются внутренний диаметр d , наружный диаметр D и ширина кольца B . Допуски на изготовление посадочных поверхностей подшипника не совпадают с допусками по квалитетам, установленными для гладких поверхностей.

Стандартом установлены следующие обозначения полей допусков по классам точности подшипников:

для отверстия внутренних колец $L0, L6, L5, L4, L2$;

для наружных колец (валы) $l0, l6, l5, l4, l2$.

При этом допуски на отверстия внутренних колец перевернуты относительно нулевой линии, то есть поле допуска расположено не в тело кольца, как это принято для рядовых деталей, а из тела.

Вследствие перевернутости поля допуска L все посадки внутреннего кольца сдвигаются в сторону больших натягов - переходные посадки n, m и k становятся посадками с натягом, причем величина натяга в таких посадках несколько меньше по сравнению с нормальными посадками с натягом (от p до zc), а посадки с зазором h переходят в группу переходных посадок.

При назначении посадок следует учитывать:

тип подшипника;

частоту вращения;

величину нагрузки на подшипник и её характер;

жёсткость вала и корпуса;

характер температурных деформаций подшипникового узла;

способ крепления подшипника (с затяжкой или без неё);

удобство монтажа и разборки подшипникового узла.

Вращающиеся кольца ставят с **натягом**, исключая проворачивание их на цапфах, смятие и фрикционную коррозию посадочных поверхностей.

Невращающиеся кольца устанавливают с минимальным зазором, обеспечивая равномерность износа беговых дорожек на этих кольцах за счёт их медленного проворачивания вслед за вращением подвижного кольца.

Посадочные поверхности под подшипники должны иметь качественную обработку во избежание смятия и среза выступов шероховатостей при запрессовке и эксплуатации подшипников. Лучшие результаты даёт **тепловая сборка** (нагрев подшипника в масляной ванне с одновременным охлаждением вала твердой углекислотой или жидким азотом). Демонтаж подшипников следует выполнять с применением специального инструмента (съёмников). Применяемая в ремонтном производстве силовая сборка снижает долговечность подшипника из-за взаимного перекоса колец после сборки.

Вид смазывающего материала и способ его подачи к поверхностям трения зависит от условий работы подшипника и скорости относительного движения подвижного и неподвижного колец подшипника, характеризуемой однозначно произведением внутреннего диаметра подшипника d_n на частоту вращения подвижного кольца n . В первом приближении характер смазки можно выбрать по табл. 11.2.

Таблица 11.2. Назначение смазки и выбор уплотнительных элементов для разных условий работы подшипников

$d_n \times n,$ $10^6 \text{ мм} \times \text{об/мин}$	Смазка	Уплотнение
$\leq 0,55$	Консистентная	Сальник, лабиринт
$\leq 0,60$	Жидкая погружением	Резиновая манжета, маслосгонная канавка
$\leq 0,75$	Жидкая фитильная и капельная – 5...10 капель в час.	
$\leq 1,70$	Жидкая масляным туманом	Металлические кольца, полиамидная манжета, центробежное уплотнение
$> 2,0$	Жидкая струйная под углом 15-20° к оси подшипника, охлаждение потоком масла	

В дальнейшем смазывание подшипников согласуется со схемой смазывания агрегата, в котором эти подшипники установлены.

Конец лекции.
Спасибо за внимание!

