Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Максимов Алексей Борисович
Должность: директор департамента государственной службы
Дата подписания: 02.10.2023 15:20:44
Уникальный программный ключ:
8db180d1a3f02ac9e60521a5672742735c18b1d6

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХ)

О.А. Чихачева, А.С. Лукьянов, Л.А. Дмитриева

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Учебно-методическое пособие
для студентов всех машиностроительных специальностей
и направлений подготовки всех форм обучения

Текстовое электронное издание

Москва
2023

Об издании 1, 2

УДК 621.822.765(075.8)
ББК 34.445.3я73
Ч71

Рецензенты:
Т.А. Балабина, к.т.н., доцент кафедры «Детали машин и теория механизмов» МАДИ;
Е.Е. Баулина, к.т.н., доцент кафедры «Наземные транспортные средства» Московского Политеха

Чихачева, О.А.

Ч71 Подшипники качения: учебно-методическое пособие для студентов всех машиностроительных специальностей и направлений подготовки всех форм обучения / О.А. Чихачева, А.С. Лукьянов, Л.А. Дмитриева. – Москва: Московский Политех, 2023. – 1 CD-R. – Загл. с титул. экрана. – Текст: электронный.

ISBN 978-5-2760-2780-7

Кратко рассмотрены теоретические вопросы работы подшипников качения, особенности их конструкций, способы смазки подшипников, порядок определения важнейших параметров по клейму. Показаны типовые узлы и схемы передачи нагрузки при различных способах установки.

Предназначено для студентов, изучающих дисциплины «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Основы триботехники», «Техническая механика», «Испытания на прочность и износостойкость. Надежность механических систем».

УДК 621.822.765(075.8)
ББК 34.445.3я73

ISBN 978-5-2760-2780-7

© Чихачева О.А., Лукьянов А.С., Дмитриева Л.А., 2023
© Московский Политех, 2023

Содержание

Введение 5

1. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ. 6
1.1. Общие сведения 6
1.2. Классификация 8
1.2.1. По виду воспринимаемой нагрузки 8
1.2.2. По форме тел качения и числу их рядов 8
1.2.3. Серии по нагрузочной способности 11
1.2.4. По степени точности 12
1.3. Условные обозначения 13
1.4. Материалы 14

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ 17
2.1. Виды разрушений 17
2.1.1. Усталостное выкрашивание 17
2.1.2. Разрушение и износ тел качения и колец 17
2.1.3. Бринеллирование 18
2.1.4. Поломки сепараторов и колец 18
2.2. Подбор подшипников качения 19
2.3. Расчёт подшипников качения на сопротивление усталости 29
2.4. Проверка подбора стандартных подшипников качения по динамической грузоподъёмности 30
2.5. Определение расчётной осевой силы 33

3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ 35
Пример 1. Расчет работоспособности радиально-упорных роликовых конических подшипников тихоходного вала 35
Пример 2. Расчет работоспособности радиального шарикового однорядного подшипника 39
Пример 3. Определение осевых зазоров радиально-упорных подшипников. Осевая игра подшипников 42

4. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ 46
4.1. Типы опор 46
4.2. Схемы установки подшипников качения 47
4.3. Упрощенное изображение подшипников и их размеры 51
4.4. Посадки подшипников на вал, в корпус и регулирование подшипников 53

5. СМАЗКА, МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ 56
5.1. Смазывание узлов подшипников 56
5.2. Монтаж и демонтаж подшипников 59

6. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ УЗЛОВ С ПОДШИПНИКАМИ 61
6.1. Цилиндрические зубчатые редукторы 61
6.1.1. Соосные схемы 62
6.1.2. Схемы с шевронными колесами 64
6.2. Конический редуктор 65
6.3. Червячный редуктор 67
6.4. Приводной вал 71
6.5. Вертикальные валы. Опорный узел 73

7. ШАРИКОВЫЕ ВТУЛКИ ДЛЯ ПРОДОЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ 75
7.1. Конструкция шариковых направляющих 75
7.2. Порядок расчета и подбора шариковых втулок и рельсовых направляющих 77

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ 80
Лабораторная работа № 1. Изучение подшипников качения 80
Лабораторная работа № 2. Анализ конструкций узлов 84

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПОДГОТОВКИ 91

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 92

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 93

ПРИЛОЖЕНИЕ 95

ВВЕДЕНИЕ

В настоящем учебно-методическом пособии приводится краткое рассмотрение теоретических вопросов о работе подшипников качения, проверяемых опытным путем в процессе проведения лабораторных работ.

Представлены типовые узлы опор различных валов редукторов и приводных валов, разнообразные схемы редукторов с разными видами подшипниковых опор, чертежи и трехмерные модели, что способствует более глубокому изучению конструкций подшипников качения и пониманию процессов, происходящих во время работы. Приведены рекомендации по оформлению чертежей приводных валов.

Книга содержит достаточное количество необходимой информации для проведения измерений и расчетов с учетом режимов нагружения и изучения различных вариантов установки подшипников в редукторах.

В приложении представлены эскизы компоновки редукторов, что будет полезно студентам при выполнении курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования». Пособие может быть использовано при изучении соответствующих разделов дисциплин «Основы проектирования», «Прикладная механика», «Техническая механика», «Основы триботехники», «Испытания на прочность и износостойкость. Надежность механических систем».

Издание предназначено для студентов всех машиностроительных специальностей и направлений подготовки всех форм обучения.

1. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КОНСТРУКЦИЯ

1.1. Общие сведения

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали передач и машин, устанавливают на валах и осях, которые закреплены в неподвижных корпусах. Опорами валов и осей являются подшипники качения или скольжения. В данном пособии рассматриваются подшипники качения.

Подшипник качения (ПК) – это, сложный узел, состоящий из нескольких деталей, основными из которых являются: внутреннее и наружные кольца, тела качения шарики или ролики, сепаратор в котором располагаются эти тела качения. В некоторых случаях по замыслу конструктора какие-то детали могут быть исключены, отсутствовать, например одно из колец или сразу оба. Все части подшипника вращаются с разными скоростями и фактически по своей кинематике это планетарный механизм.

Подшипники качения – это опора вала или вращающейся оси, установленная в корпусе для уменьшения трения и передающая нагрузку (реакцию в опоре) на корпус.

Сравним достоинства и недостатки подшипников качения с подшипниками скольжения.

Достоинства:

– меньшее трение и нагрев;

– работоспособность в широком диапазоне температур и давлений;

– меньшие осевые габариты;

– высокий уровень стандартизации;

– дешевле, так как их производство автоматизировано и массовое;

– -экономия смазки и дорогих антифрикционных материалов;

– -проще и дешевле в обслуживании, простой монтаж и регулировка.

Недостатки:

– обладают большими диаметральными размерами;

– не имеют диаметрального разъема;

– хуже воспринимают ударные нагрузки вследствие точечного или линейного контакта;
– более шумные;
– ограничение по частоте вращения,
– хуже работают в агрессивных средах.

Конструкция подшипника качения

На рис. 1 представлена конструкция ПК:
1 – концевая цапфа вала (шип),
2 – внутреннее кольцо,
3 – наружное кольцо,
4 – тела качения (шарики или ролики),
5 – сепаратор.

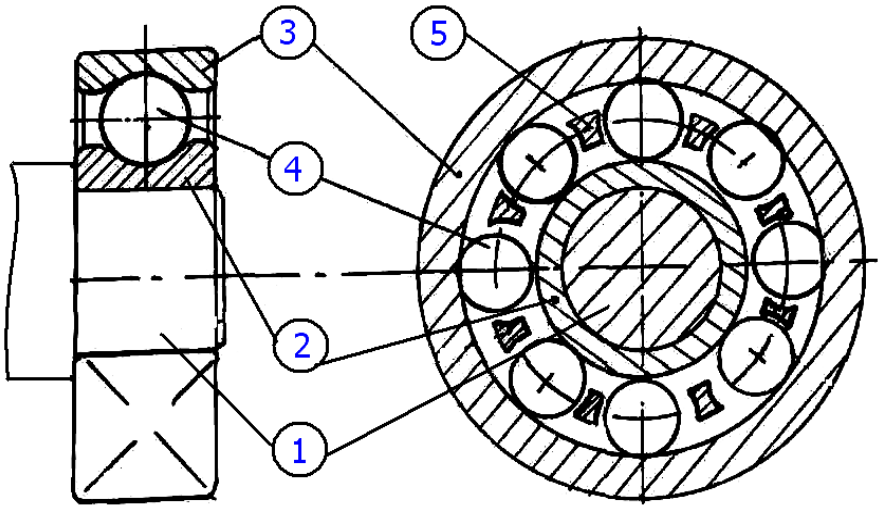


Рис. 1. Общая конструкция подшипника качения

Сепараторы разделяют и направляют тела качения. Установка сепаратора значительно уменьшает потери на трение, так как сепаратор является свободно плавающим и вращающимся элементом. Фактически ПК является планетарным механизмом.

1.2. Классификация

1.2.1. По виду воспринимаемой нагрузки

По воспринимаемым силам все подшипники делятся на четыре группы. Вычислив радиальную F_r и осевую F_a реакции опор вала, конструктор может выбрать ПК по воспринимаемой нагрузке (рис. 2).

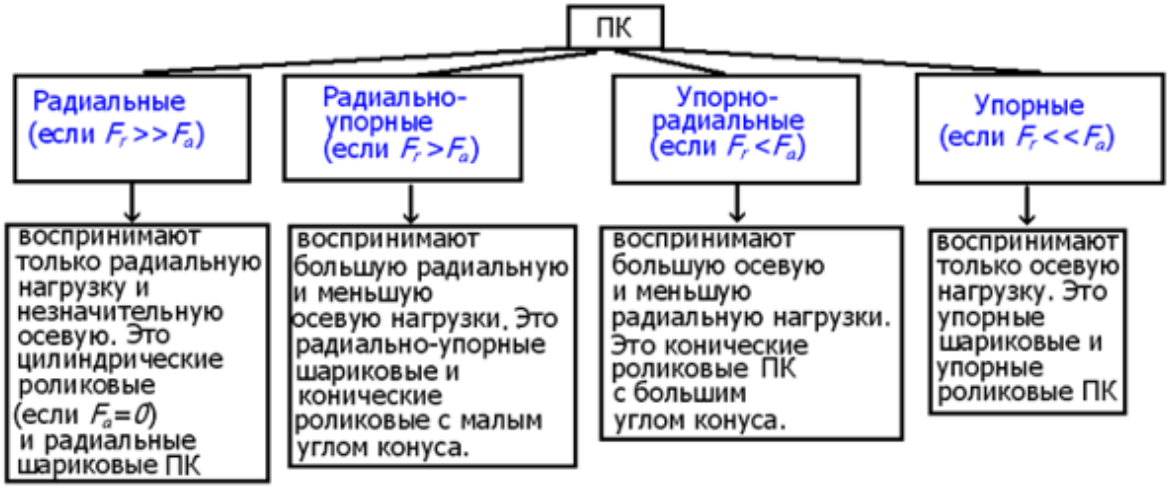


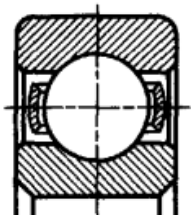
Рис. 2. Группы подшипников по воспринимаемой нагрузке

1.2.2. По форме тел качения и числу их рядов

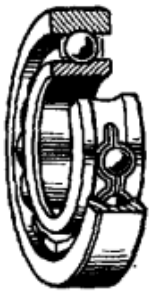
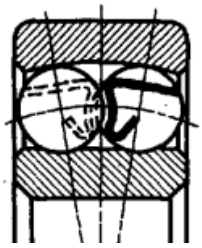
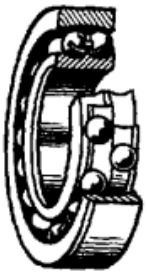
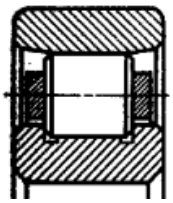
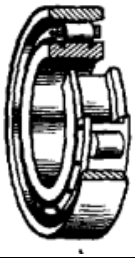
По форме тел качения и числу их рядов ПК разделяют на типы (табл. 1).

Таблица 1

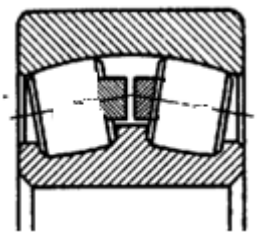
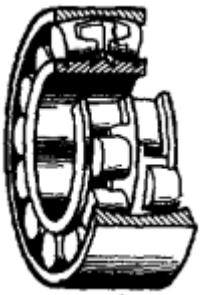
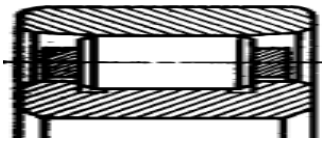
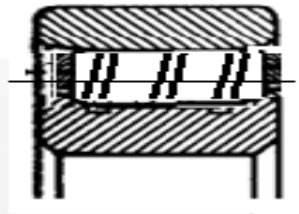
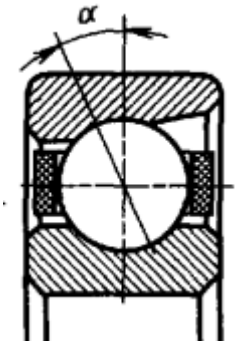
Типы подшипников по форме тел качения и числу рядов

Тип	Характеристика
1	*2*
Тип 0 	Шариковый радиальный однорядный – допускает перекос колец до 15 минут и осевую нагрузку $[F]_a = 0{,}7\{[F]_r - F_r\}$ Воспринимает радиальную F_r и осевую F_a нагрузку, в размере 70% от неиспользованной. $[F]_r$ и F_r – соответственно, допускаемая и действующая радиальные силы. Является самым распространенным, дешевым, не требует регулировки.

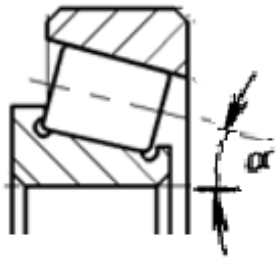
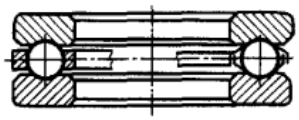
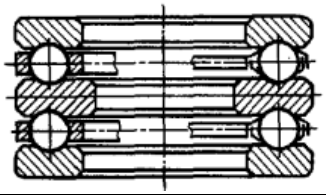
Продолжение табл. 1

1	*2*
	В обозначении подшипника (клеймо) «0» не пишется. Широко применяется в зубчатых цилиндрических редукторах.
Тип 1  	Шариковый радиальный двухрядный сферический (самоустанавливающийся). Допускает перекос колец 2…3° и небольшую осевую нагрузку $$[F]_a = 0{,}2\left\{[F]_r - F_r\right\}$$ Может воспринимать небольшие осевые силы F_a – 20% *от* радиальной нагрузки F_r ,необходимо учитывать, что при значительных осевых силах F_a работает только один ряд шариков и нагрузочная способность подшипника резко снижается. Широко применяется для валов, опоры которых расположены в разных корпусах, например, приводные валы транспортеров, т.е. там где ожидаются неточности монтажа.
Тип 2  	Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами. Имеются разновидности с буртиками на наружном кольце для фиксации в корпусе, чтобы в «плавающих» опорах осевое перемещение происходило закаленным роликом по закаленному кольцу, не разбивая чугунный корпус, и буртики на внутренних кольцах, позволяющие воспринимать небольшие осевые кратковременные нагрузки. Может применяться в плавающих опорах.

Продолжение табл. 1

1	*2*
Тип 3  	Роликовый радиальный двухрядный сферический (самоустанавливающийся) с бочкообразными роликами. Допускает перекос осей колец до 2…3°. Осевую нагрузку $$[F]_a = 0{,}25\{[F]_r - F_r\}$$ В сравнении с подшипником типа 1 обладает повышенной нагрузочной способностью. Применяется в опорах, расположенных в разных корпусах, когда ожидаются перекосы осей опор.
Тип 4 	Роликовый с длинными цилиндрическими роликами, с игольчатыми роликами (игольчатый) Длина ролика и его диаметр: $l_p = 10d_p$ Перекос осей не допускает, осевые силы не воспринимает $[F]_a = 0$. Может использоваться без колец.
Тип 5 	Роликовый радиальный с витыми цилиндрическими роликами. Перекос осей не допускает, осевые силы не воспринимает $[F]_a = 0$. Относиться к специальным, предназначен к восприятию ударных и вибрационных нагрузок.
Подшипники 4 и 5 типов могут применяться с двумя кольцами, с одним кольцом или без колец	
Тип 6 	Шариковый радиально-упорный. Различают варианты исполнения при начальном угле контакта: $$\alpha = 12° \quad [F]_a = 0{,}7\{[F]_r - F_r\}$$ $$\alpha = 27° \quad [F]_a = 1{,}5\{[F]_r - F_r\}$$ $$\alpha = 36° \quad [F]_a = 2\{[F]_r - F_r\}$$ Требует строгой регулировки, дорогие. Хорошо работает при высоких скоростях. Применяется в фиксированных в одну сторону опорах при больших осевых нагрузках.

Окончание табл. 1

1	*2*
Тип 7 	Роликовый конический радиально-упорный. Различают с нормальным углом контакта $\alpha = 10° \ldots 17°\ [F]_a = 0{,}7\left\{[F]_r - F_r\right\}$ и повышенным $\alpha = 25° \ldots 29°\ [F]_a = 1{,}5\left\{[F]_r - F_r\right\}$ Требует строгой регулировки. Являются вторым (после типа 0) по распространенности. Применяется в фиксированных в одну сторону опорах при значительных осевых нагрузках. Широко применяется в конических, шевронных и червячных редукторах.
Тип 8 однорядный  двухрядный 	Упорный шариковый, однорядный и двухрядный. Подшипник воспринимает только осевую силу обоих направлений. Применяется для вертикальных валов, обычно в комбинации с радиальными (тип 0 или тип 1) для воспринятия радиальных составляющих нагрузки.
Тип 9 	Упорный роликовый однорядный. В сравнении с подшипником типа 8 воспринимает значительно большие осевые силы, но менее быстроходен.

1.2.3. Серии по нагрузочной способности

В зависимости от размеров и нагрузочной способности подшипники делятся на серии. При одинаковых диаметрах d отверстия под вал внутреннего кольца ПК разных серий отличаются размерами по ширине B и наружному диаметру D, а также нагрузочной способностью и быстроходностью (рис. 3).

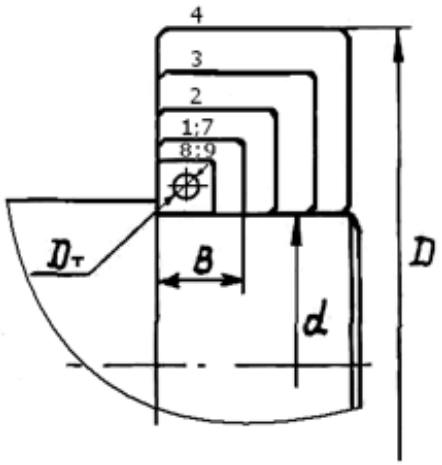


Рис. 3. Серии подшипников

Стандартом предусматривается семь серий диаметров:
1; 7 – особо легкая;
2 – легкая;
3 – средняя;
4 – тяжелая;
5 – легкая широкая;
6 – средняя широкая;
8; 9 – сверхлегкая.

1.2.4. По степени точности

Согласно ГОСТ 520–89 стандартизовано пять основных классов точности подшипников в порядке повышения класса точности: 0; 6; 5; 4; 2 (табл. 2).

Таблица 2

Относительная стоимость от класса точности

Класс точности	0; 6; 5; 4; 2
Относительная стоимость (руб.)	100…2500

С повышением класса точности возрастает относительная стоимость подшипника.

Нормальный класс точности – 0 (нулевой), в обозначении подшипника не указывается. [1–4]

1.3. Условные обозначения

Система основных условных обозначений подшипников регламентирована ГОСТ 3189–89 (ГОСТ 3189-75). Расшифровку подшипников начинают слева направо (рис. 4).

Последние две цифры указывают шифр диаметра внутреннего кольца подшипника: 00 – 10 мм; 01 – 12 мм; 02 – 15 мм; 03 – 17 мм. Начиная с 04 диаметр определяется умножением двух последних цифр на 5, далее серия, тип, класс точности.

Обозначения точности подшипников нормального класса (“нулевого”) слева от основного обозначения не ставятся за исключением подшипников, у которых нормирован радиальный зазор.

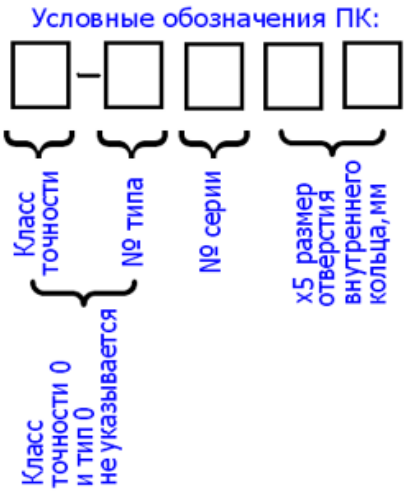


Рис. 4. Условные обозначения подшипников

Рассмотрим пример обозначения подшипника **№ 6-7208.** Начинаем расшифровку слева направо: 08 умножаем на 5, получаем диаметр внутреннего кольца 40 мм; 2 – серия легкая; 7 – тип подшипника, роликовый конический радиально-упорный; 6 – класс точности.

Пример для упражнения: дайте характеристику приведенным подшипникам (рис. 5).

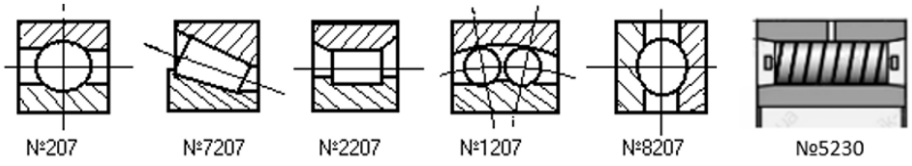


Рис. 5. Пример для расшифровки обозначения подшипников

1.4. Материалы

Кольца и тела качения подшипников изготовляют в основном из шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15, ШХ15СГ, хромоникелевых (12ХН3А) сталей с термообработкой до твердости 61…66 HRCэ, а для подшипников, воспринимающих значительные ударные нагрузки, кольца и тела качения изготовляют из цементируемых сталей 18ХГТ, 20Х2Н4А и 20НМ. Для подшипников, работающих при высоких температурах (до 500°С), кольца и тела качения изготовляют из теплостойкой вольфрамованадиевой стали ЭИ347Ш7) электрошлакового переплава. В условном обозначении правее цифровой части теплостойкие подшипники содержат букву "Р". Подшипники из теплостойкой стали ЭИ347Ш не снижают своей работоспособности до температуры 400°С.

Сепараторы подшипников подвержены интенсивному изнашиванию из-за трения скольжения с телами качения и кольцами. Поэтому сепараторы изготавливают из антифрикционных материалов. Сепараторы массовых подшипников изготавливают штамповкой из мягкой углеродистой стали, обладающей неплохими антифрикционными свойствами. Также для высокоскоростных подшипников применяют текстолит, фторопласт, дуралюмин, латуни, бронзы (материалы перечислены в порядке увеличения скорости).

Для шарикоподшипников небольших размеров при смазывании масляным туманом достигают значение параметра $d_m n = (1,6 \div 1,8) 10^6$ мм мин$^{-1}$; при этом частота вращения подшипника равна 90 000 – 100 000 мин$^{-1}$, а ресурс подшипников при указанной частоте вращения составляет 2000 ч и более.

Для работы подшипников в агрессивных средах детали подшипников изготовляют из высокоуглеродистой коррозионностойкой стали 95Х18Ш электрошлакового переплава или из стали 40Х13С1-Ш. В условном обозначении правее цифровой части эти подшипники содержат букву "Ю".

Подшипники ответственного назначения высокой надежности изготовляют из указанных сталей повышенной чистоты, получаемых электрошлаковым или вакуумным переплавом.

Для подшипников, работающих с высокой частотой вращения, высокой температурой при отсутствии смазочного материала,

в абразивной или агрессивной среде, применяют керамические материалы. Из керамических материалов наибольшее применение получили нитрид кремния Si_3N_4, карбид кремния SiC, окись алюминия Al_2O_3. Эти материалы теплостойки, обладают высокими пределами прочности и текучести, стойки к окислению, износостойкости. Подшипники, изготовленные их этих материалов, могут работать без смазочного материала, несклонны к заеданию и свариванию, могут работать в воде, кислотах, щелочах.

Однако керамические материалы хрупки, склонны к образованию трещин. Повышенная хрупкость и склонность к растрескиванию нитрида кремния и карбида кремния обусловлена кристаллической структурой, которая при возникновении напряжений не обеспечивает упругих и пластических деформаций. Поэтому с целью предотвращения растрескивания керамические материалы армируют волокнами.

Долговечность керамических подшипников зависит от пористости материала, однородности структуры и шероховатости поверхности. При увеличении пористости, повышенной неоднородности структуры и грубо обработанных поверхностях качения долговечность керамических подшипников качения значительно снижается. Сопротивление усталости при контакте нитрида кремния выше, чем у стали.

Контактная прочность и вязкость нитрида кремния повышаются при введении в исходный материал связующей присадки из окиси иттрия Y_2O_3 и окиси алюминия Al_2O_3. Детали подшипников из нитрида кремния изготовляют методом изостатического прессования, что обеспечивает получение материала с требуемой сплошностью. Типичные механические и тепловые свойства керамических материалов, используемых для изготовления подшипников качения, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Механические и тепловые свойства керамических материалов, используемых для изготовления подшипников качения

Материал	Твердость HRC	Плотность, г/см^3	Модуль упругости $E \cdot 10^{-6}$, МПа	Коэффициент Пуассона	Теплопроводность, кал/см · с · ° С при t = 21° С	Коэффициент линейного расширения, α = 10^6 1/° С
Нитрид кремния	76	3,11–3,24	3,16	0,26	6,28	2,9
Карбид кремния	90	3,2	4,15	0,25	29,76	5,0
Окись алюминия	85	3,9	3,58	0,25	6,28	8,5

Примечание. Допустимая максимальная рабочая температура 1094°С.

Для особо высоких частот вращения или при вращении с повышенными частотами обоих колец подшипника в одну сторону целесообразно использовать гибридные подшипники, в которых тела качения изготовлены из керамического материала, а кольца из стали [1, 2].

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ

2.1. Виды разрушений

2.1.1. Усталостное выкрашивание

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и беговых дорожек колец вследствие циклического контактного нагружения. Перекатывание тел качения по кольцам связано с образованием в поверхностных слоях контактирующих тел знакопеременных напряжений, которые после определенного числа циклов нагружений приводят к образованию начинающихся от поверхности микротрещин. Последние расклиниваются проникающим их смазочным материалов, что приводит к выкрашиванию. Обычно выкрашивание начинается на дорожках качения наиболее напряженных колец, у большинства подшипников на внутренних, а у сферических на наружных. На шариках выкрашивание начинается в наиболее слабой по механическим свойствам зоне выхода волокон при штамповке или прокатке.

Усталостное выкрашивание является основным видом выхода из строя подшипников, работающих при значительных нагрузках в условиях хорошей изоляции от загрязнений.

2.1.2. Разрушение и износ тел качения и колец

Из механических разрушений наиболее частым является скалывание бортов у роликоподшипников, связанное с перекосом колец. Редко встречаются случаи, когда при больших динамических нагрузках наблюдается раздавливание колец шарикоподшипников, происходящее по дну желоба, или раздавливание шариков. При нормальной эксплуатации разрушение элементов подшипников не должно происходить.

Подшипники машин, работающие в абразивной среде, транспортных, сельскохозяйственных, горных, строительных, дорожных и других машин, подвержены абразивному износу. Несмотря на применение уплотнений и фильтров для масла.

2.1.3. Бринеллирование

Местные остаточные деформации на беговых дорожках – бринеллирование. Образование вмятин на рабочих поверхностях при динамических нагрузках и при больших статистических нагрузках без вращения при качении связано с местным и пластическими деформациями. При отсутствии вращения рост лунки происходит в связи с коррозией и износом от малых перемещений на площадке контакта при колебаниях, а при вращении – в связи с ударами и развальцовкой (рис. 6).



Рис. 6. Повреждения при бринеллировании

Опасность образования вмятин существенна в транспортных машинах, в которых возможны большие мгновенные динамические нагрузки и существенные нагрузки без вращения.

2.1.4. Поломки сепараторов и колец

Разрушение сепараторов вызывается центробежными силами и воздействием на сепаратор тел качения. Воздействия на сепаратор тел качения особенно существенны в подшипниках, с осевой нагрузкой или с предварительным натягом, когда нагружены все тела качения в подшипнике. В этом случае тела качения имея неодинаковый в пределах допуска диаметр, вращаются вокруг оси вала с неодинаковой скоростью, оказывают на сепаратор силовые воздействия, изнашивают его и сами испытывают автоколебания, связанные с неизбежным проскальзыванием. Разница в скоростях тел качения возникает также в результате перекосов колец.

Клепаные штампованные сепараторы разрушаются по сечениям, ослабленным заклепками, или по переходным сечениям,

подсеченным штампами. Массивные сепараторы разрушаются после износа по перемычкам или по ослабленным сечениям.

Внешними признаками выбраковки подшипников являются: потеря точности вращения, повышенный шум, сильное повышение сопротивления вращению, нагрев [1, 2].

2.2. Подбор подшипников качения

При проектировании редукторов подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных в зависимости от вида редуктора, конкретного узла, условий работы и нагруженности (приложение 1). Затем проверяют их работоспособность с учетом скоростей, срока службы и т.д. Далее изложена методика подбора подшипников с учетом параметров надежности.

Методика подбора стандартных подшипников стандартизована, при этом стандартом ограничены число типов и размеров подшипников.

Современный расчет ПК базируются на двух критериях:

1. расчет на статическую грузоподъемность по остаточным деформациям;

2. расчет на ресурс (долговечность) по усталостному выкрашиванию.

Это позволило рассчитать и экспериментально установить ***грузоподъемность*** каждого ***типоразмера*** подшипников.

При этом принимаются во внимание только две следующие основные причины потери работоспособности подшипников: остаточные деформации на беговых дорожках в виде лунок и вмятин у тяжело нагруженных тихоходных подшипников и усталостное выкрашивание у подшипников после длительного времени их работы.

Различают подбор подшипников:

– по статической грузоподъемности для предупреждения остаточных деформаций, если они воспринимаю внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или при медленном вращении ($n < 1$ мин$^{-1}$);

– по динамической грузоподъемности (с возможностью расчета ресурса при требуемой надежности) для предупреждения

усталостного разрушения (выкрашивания), если подшипники работают при $n \geq 10 \text{мин}^{-1}$.

При $1 \leq n < 10 \text{мин}^{-1}$ условно принимают $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Условие подбора подшипников

$$C(\textit{требуемая}) \leq [C](\textit{по каталогу})$$

Базовая динамическая расчетная грузоподъемность по каталогу $[C]$ (радиальная C_r или осевая C_a) – эта такая *постоянная нагрузка,* которую подшипник качения может выдержать в течение 1 млн оборотов (10^6 об) 6без проявления признаков усталости не менее чем у 90% из числа подшипников, подвергающихся испытаниям. При этом под нагрузкой понимают радиальную для радиальных и радиально-упорных подшипников или осевую для упорных и упорно-радиальных (при вращении одного из колец).

Динамическая грузоподъемность и ресурс связаны эмпирической зависимостью

$$L = a_1 a_{23} \left(C / P \right)^p \text{ или } C = P \cdot \sqrt[p]{L / (a_1 a_{23})}, \qquad (1)$$

где L – ресурс (долговечность);

P – эквивалентная динамическая нагрузка (P_r – радиальная или осевая P_a , при переменном режиме нагружения P_{Er} или P_{Ea} соответственно);

a_1 – коэффициент, корректирующей ресурс в зависимости от надежности (табл. 4);

a_{23} – обобщенный коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от совместного влияния качества материалов и условий эксплуатации (табл. 5);

p – показатель степени: $p = 3$ для шариковых и $p = 10/3 \approx 3{,}33$ для роликовых подшипников (приложение, табл. П1).

Таблица 4

Значения коэффициента надежности – a_1

Вероятность безотказной работы P_t%	90	95	96	97	98	99
Обозначение ресурса	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
Коэффициент надежности a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Таблица 5

Значения обобщенного коэффициента a_{23}

Тип подшипников	a_{23}
Для шарикоподшипников (кроме сферических)	0,7…0,8
Для роликоподшипников конических	0,6…0,7
Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных	0,5…0,6
Для роликоподшипников радиальных двухрядных сферических подшипников	0,3…0,4

Условие подбора подшипников по динамической радиальной грузоподъемности для радиальных, радиально-упорных будет иметь вид

$$C_{r\,mp} = P_r \cdot \sqrt[p]{L_{mp} \Big/ \left(a_1 a_{23}\right)} \le [C_r], \qquad (2)$$

где здесь P_r – определяется для каждой опоры вала в зависимости от типа и условий нагружения подшипника (Н);

$C_{r\,\text{тр}}$ – требуемая динамическая радиальная грузоподъемность

Н $L_{\text{тр}} = L'_{na} = \dfrac{60\, n_i \cdot L'_{nah}}{10^6}$, где L'_{na}, L'_{nah} – требуемый ресурс при необходимой вероятности безотказной работы подшипника соответственно в млн об. и в час.,

n_i – частота вращения кольца, как правило, частота вращения i-го вала (мин^{-1}). Вместо дополнительного индекса n в буквенных обозначениях ресурса записывают цифру $n = 100 - P_t$, где P_t – вероятность безотказной работы (надежность при

определении ресурса). Так при 90 %-ной надежности – L'_{10a}, при 95%-ной L'_{5a} , при 97%-ной L'_{3a} (табл. 5).

При постоянных нагрузках (вращающем моменте на валу $T = \text{const}$) и частоте вращения ($n = \text{const}$) для указанных выше подшипников, т. е. в схеме привода отсутствуют вариаторы или коробка скоростей, определяем

$$P_r = \left(XVF_r + YF_a \right) \cdot k_Б k_T \text{ при } \frac{F_a}{F_r \cdot V} > e, \qquad (3)$$

где $e = f(\infty)$ – коэффициент осевого нагружения (приводится в каталоге для каждого типоразмера подшипника),

∞ – угол контакта, $\infty = 10 \ldots 40^\circ$;

$k_Б$ – коэффициент динамичности нагрузки (табл. 6);

k_T – температурный коэффициент, зависит от рабочей температуры ($t_{\text{раб}}$) подшипника (при $t_{\text{раб}} \le 100^\circ C$ коэффициент $k_T = 1,0$);

F_r – радиальная нагрузка на подшипник (радиальная реакция опоры);

V – коэффициент вращения

$V = 1$ при вращении внутреннего кольца,

$V = 1,2$ при вращении наружного кольца относительно вектора нагрузки в радиальных и радиально-упорных подшипниках);

X – коэффициент радиальной нагрузки, учитывает благоприятное влияние осевой силы на распределение нагрузки по телам качения;

Y – коэффициент осевой нагрузки (коэффициент приведения осевой нагрузки к эквивалентной по воздействию радиальной нагрузке);

F_a – осевая расчетная нагрузка на подшипник.

Таблица 6

Коэффициент динамичности нагрузки

Характер нагрузки	$k_Б$	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Механизмы ручных кранов, блоков. Тали, кошки, ручные лебедки. Приводы управления.
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125% номинальной нагрузки	1,0–1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Гироскопы. Механизмы подъема кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Легкие вентиляторы и воздуходувки.
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150% номинальной нагрузки	1,3–1,5	Зубчатые передачи. *Редукторы всех типов*. Механизмы передвижения крановых тележек и поворота кранов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы изменения вылета стрелы кранов. Шпиндели шлифованных станков. Электрошпиндели.
То же, в условиях повышенной надежности	1,5–1,8	Центрифуги и сепараторы. Буксы и тяговые двигатели электровозов. Механизмы и ходовые колеса кранов и дорожных машин. Строгальные и долбежные станки. Мощные электрические машины.
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 250% номинальной нагрузки.	1,8–2,5	Зубчатые передачи. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки прокатных станов. Мощные вентиляторы.
Нагрузка с сильными ударами; Кратковременные перегрузки до 300% номинальной нагрузки	2,5–3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Рабочие роликовые конвейеры крупносортных станов, блюмингов и слябингов. Холодильное оборудование.

Для радиальных шарикоподшипников $F_a = F_A$, где $F_A = F_X$ действующая на вал внешняя осевая нагрузка, например, осевая сила в зубчатом зацеплении (если это единственная осевая сила). Силу F_A воспринимает тот подшипник, на который она направлена.

Для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников осевая нагрузка F_a определяется с учетом действия силы F_A и собственных осевых составляющих F_e от радиальных нагрузок на подшипник – F_r.

Для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников осевая нагрузка F_a определяется с учетом действия силы F_A и собственных осевых составляющих F_e от радиальных нагрузок на подшипник – F_r.

$$[e] = 0{,}525\sqrt[4]{\frac{F_a}{[C_{or}]}} \qquad e \approx 0{,}525\sqrt[4]{\frac{F_a}{C_o}}$$

Для шариковых радиальных-упорных подшипников с углом контакта $\propto < 18^\circ$, $F_e = e'F_r$, где e' – коэффициент минимальной осевой нагрузки, определяемый по графику на рис. 7.

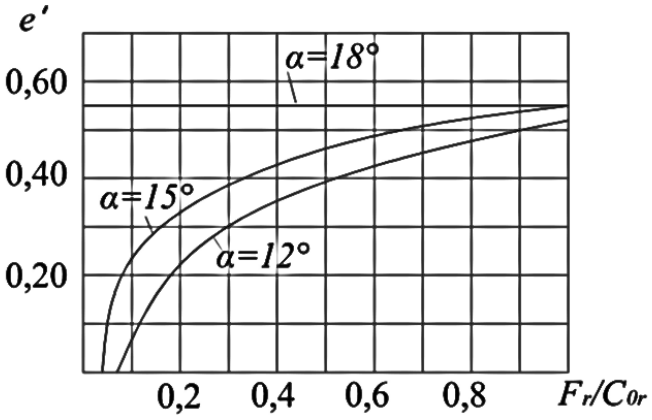


Рис. 7. Значение коэффициента минимальной осевой нагрузки e' для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\propto < 18^\circ$

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\propto \geq 18^\circ$, $F_e = eF_r$, т.е. принимают $e' = e$. Значение коэффициента e определяется по табл. 7 по приведенным в таблице формулам, с использованием коэффициента f_0 (табл. 8), определяется e для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\propto < 18^\circ$.

Для конических роликовых радиально-упорных подшипников $F_e = 0{,}83eF_r$, т.е. принимают $e' = 0{,}83e$.

Коэффициент осевого нагружения $[e]$ – это предельное значение отношения $F_a / (V \cdot F_r)$, определяющего значения коэффициентов X и Y.

Таблица 7

Параметры подшипников

Тип подшипника	$\propto^{\circ}$	Коэффициент осевого нагружения e	Подшипник однорядный		Подшипник двухрядный			
			$F_a / (V \cdot F_r) > e$		$F_a / (V \cdot F_r) \le e$		$F_a / (V \cdot F_r) > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y
Радиальный	0	$0,28(f_0 F_a / C_{or})^{0,23}$	0,56	$0,44/e$	1,0	0	0,56	$0,44/e$
	12	$0,41(f_0 F_a / C_{or})^{0,17}$	0,45	$0,55/e$	1,0	$0,62/e$	0,74	$0,88/e$
	15	$0,46(f_0 F_a / C_{or})^{0,11}$	0,44	$0,56/e$	1,0	$0,63/e$	0,72	$0,91/e$
	18	0,57	0,43	1,0	1,0	1,09	0,70	1,63
	25 26	0,68	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
	36	0,95	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07
	40	1,14	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93

Примечание: 1. Для однорядных подшипников при $F_a / (V \cdot F_r) \le e$ принимают $X = 1; Y = 0$.

2. В приведенных в таблице формулах C_{or} – статическая грузоподъемность подшипника; для двухрядных подшипников C_{or} – статическая грузоподъемность одного ряда.

Таблица 8

Определение коэффициента f_0

$D_w \cos\propto / D_{pw}$	f_0	$D_w \cos\propto / D_{pw}$	f_0	$D_w \cos\propto / D_{pw}$	f_0
0,10	16,4	0,18	14,4	0,26	12,5
0,11	16,1	0,19	14,2	0,27	12,3
0,12	15,9	0,20	14,0	0,28	12,1
0,13	15,6	0,21	13,7	0,29	11,8
0,14	15,4	0,22	13,5	0,30	11,6
0,15	15,2	0,23	13,2	0,31	11,4
0,16	14,9	0,24	13,0	0,32	11,2
0,17	14,7	0,25	12,8	0,33	10,9

Примечание. Здесь D_w – диаметр шарика, $\propto$ – угол контакта (для радиальных шарикоподшипников $\propto$=0), D_{pw} – диаметр окружности расположения центров шариков, $D_{pw} = (d + D)/2$.

Для определения осевой нагрузки на подшипники необходимо составить расчетную схему (рис. 8).

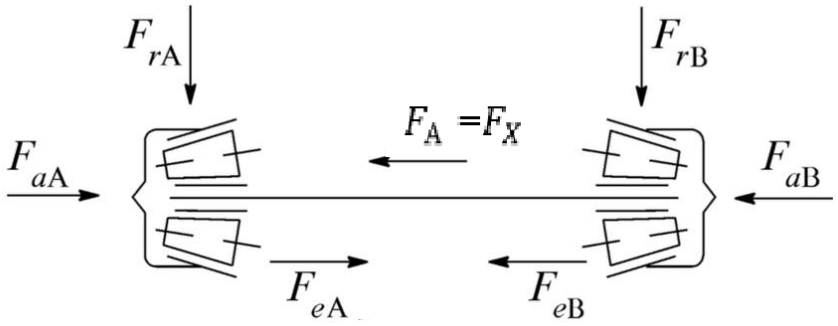


Рис. 8. К определению осевых расчетных нагрузок на подшипнике (F_{aA} и F_{aB}); F_{eA} ,F_{eB} – собственные осевые составляющие реакции радиально-упорных конических подшипников опор А и В

Для определения осевых расчетных нагрузок на подшипники рассматривают алгебраическую сумму всех осевых сил, действующих на подшипники (рис. 8). При этом со знаком (+) берутся силы, уменьшающие зазор в подшипнике т.е. сила направлена на другой подшипник, и со знаком $(-)$ если сила направлена на этот подшипник

$$\sum F_A = F_{eB} - F_{eA} + F_X > 0,$$

$$\sum F_B = F_{eA} - F_X - F_{eB} < 0.$$

Далее руководствуются правилом: если эта сумма меньше или равна нулю, то осевая нагрузка на этот подшипник равна осевой оставляющей от его радиальной нагрузки (для рассматриваемого случая $F_{aB} = F_{eB}$). Если эта сумма больше нуля, то осевая нагрузка на этот подшипник равна алгебраической сумме внешних осевых сил и осевой составляющей радиальной нагрузки противоположенного подшипника, т.е. $F_{aA} = F_A + F_{eB}$.

Параметр e для подшипников шариковых радиальных однорядных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников определяет ту минимальную осевую силу, которая начинает сказываться на долговечности подшипника. Так при $F_a > V \cdot F_r \cdot e$ динамическая эквивалентная нагрузка определяется по формуле

$$P_r = \left(XVF_r + YF_a \right) \cdot k_Б k_T \ , \qquad (4)$$

а при $F_a < V \cdot F_r \cdot e$, $X = 1,\ Y = 0$ приведенная выше зависимость приобретает следующий вид

$$P_r = V \cdot F_r \cdot k_Б \cdot k_T . \qquad (5)$$

Для радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$P_r = F_R = V \cdot F_r \cdot k_Б \cdot k_T . \qquad (6)$$

Для шариковых и роликовых упорных подшипников

$$P_a = F_A = F_a \cdot k_Б \cdot k_T . \qquad (7)$$

При переменной нагрузке и переменных частотах вращения ($T \neq \text{const}$, $n \neq \text{const}$) т.е. когда в схеме привода имеется вариатор или коробка скоростей, эквивалентная динамическая нагрузка определяется, т. е. в схеме:

– для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P_{Er} = P_r \cdot k_H , \qquad (8)$$

– для упорных и упорно-радиальных подшипников

$$P_{Ea} = P_a \cdot k_H , \qquad (9)$$

где k_H – коэффициент режима нагружения (коэффициент приведения нагрузки)

$$k_H = \sqrt[3]{\sum \left(\frac{F_i}{F_1} \right)^3 \frac{L_i}{L_{бл}}} \ , \qquad (10)$$

здесь F_1 – наибольшая постоянная из длительно действующих нагрузок на подшипник;

F_i и L_i – соответственно нагрузка и число млн оборотов кольца подшипника на *i*-й ступени блока нагружения;

$L_{бл}$ – число млн оборотов кольца подшипника за время одного блока нагружения.

Следует учесть, что $\frac{L_i}{L_{бл}} = \frac{t_i \cdot n_i}{\sum t_i \cdot n_i}$,

где t_i и n_i – время работы и частота вращения кольца подшипника на *i*-й ступени блока нагружения.

При $n = c\text{const}$, $T \neq \text{const}$ на всех ступенях блока нагружения

$$k_H = \sqrt[3]{\sum \left(\frac{F_i}{F_1} \right)^3 \frac{t_i}{t_{бл}}} , \qquad (11)$$

где $t_{бл} = \sum t_i$ – время блока нагружения. Если $\frac{F_i}{F_1} = \frac{T_i}{T_1}$,

то $k_H = \sqrt[3]{\mu_3}$,где μ_3 – коэффициент режима работы.

Для последнего режима нагружения с учетом выражения $P_{Er} = F_R \cdot k_H$ по известным *максимальным* радиальным нагрузкам на подшипники (радиальным реакциям опор) $F_{rA\max}$, $F_{rB\max}$, и осевой внешней нагрузки на подшипник $F_{A\max}$ (соответствующим максимальному из длительно действующих моментов $T = T_{\max}$) находят эквивалентные нагрузки :

$F_{rA} = k_H \cdot F_{rA\max}$, $F_{rB} = k_H \cdot F_{rB\max}$, $F_A = k_H \cdot F_{A\max}$, по которым ведут подбор подшипников качения как при постоянной нагрузке.

Затем определяя расчетный скорректированный ресурс для принятого типоразмера подшипников

$$L_{nah} = \left(a_1 a_{23} \right) \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ ч.} \qquad (12)$$

Условие подбора подшипников по ресурсу $L_{nah}^{'} \leq L_{nah}$, где $L_{nah}^{'}$ – требуемый ресурс.

Формулы справедливы, если P_r (или P_a), а также при переменных нагрузках $P_{r\,max}$ (или $P_{a\,max}$) не превышают $0{,}5C_r$ или $0{,}5C_a$. В ином случае возможно начало разрушений.

Предельная быстроходность подшипника ограничивается указанной в каталоге предельной частотой вращения [5, 10].

2.3. Расчёт подшипников качения на сопротивление усталости

В разделе 3.3. излагается методика подбора подшипников, принятая отечественными стандартами и международной организацией по стандартизации ИСО (приложение, табл. П1).

Кривая контактной усталости подшипниковых сталей от кривых усталости мягких сталей отличается отсутствием чётко выраженного длительного предела выносливости $\sigma_{Hд}$ (рис. 9).

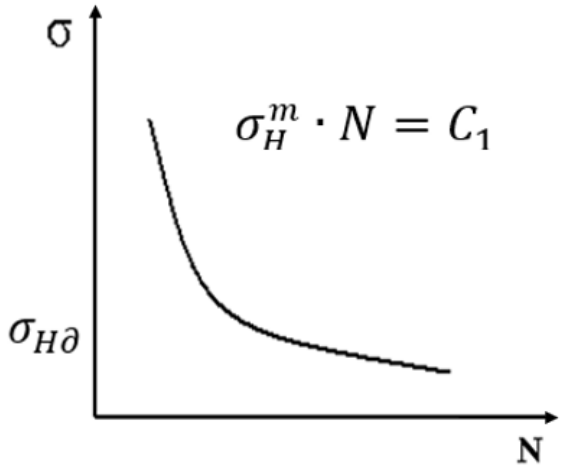


Рис. 9. Кривая усталости подшипниковых сталей

Уравнение кривой усталости: $\sigma_H^m \cdot N = C_1$, где показатель степени кривой: *m*=8 для линейного контакта (роликовые подшипники качения) и *m*=9 для точечного контакта (шариковые подшипники).

F_R – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка – сила, эквивалентная по действию радиальной F_r и осевой F_a силам, одновременно воспринимаемым радиально-упорным ПК (или это постоянная радиальная нагрузка, под действием которой ПК имеет такую же долговечность, как и в условиях действительной нагрузки) (рис. 10).

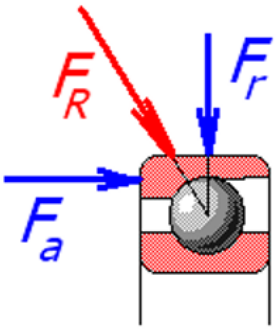


Рис. 10. Схема сил

C_2 и C_3 – постоянные величины ПК, которые зависят:

– от вида контакта,

– размеров тел качения,

– числа рядов тел качения,

– числа тел качения в одном ряду.

Число циклов нагружений равно $N = C_4 \cdot L \cdot 10^6$.

C_4 – постоянная величина, определяемая кинематикой ПК.

L – число миллионов оборотов кольца ПК за весь срок службы.

2.4. Проверка подбора стандартных подшипников качения по динамической грузоподъёмности

Методика выбора состоит из пяти этапов.

Вычисляется требуемая долговечность подшипника исходя из частоты вращения конкретного подшипника и заданного заказчиком срока службы всей машины.

1. По найденным ранее реакциям опор и типа редуктора выбирается тип подшипника (радиальный, радиально-упорный, упорно-радиальный или упорный), из справочника находятся коэффициенты радиальной и осевой нагрузок X, Y.
2. Рассчитывается эквивалентная динамическая нагрузка.
3. Определяется требуемая грузоподъёмность.
4. По каталогу, исходя из требуемой грузоподъёмности, выбирается конкретный типоразмер ("номер") подшипника, причём должны выполняться два условия:

1) грузоподъёмность по каталогу, не менее требуемой;

2) внутренний диаметр подшипника не менее диаметра вала, или иногда по наружному диаметру червяка для возможности сборки.

При выборе подшипника качения учитывают:

– величину и направление нагрузки (полная реакция в опоре);

– частоту вращения колец;

– требуемый срок службы с учетом надежности, при очень большом времени службы допускается расчет на половину срока, при указании срока его дальнейшей замены;

– требования, определяемые особенностями конструкции (способ регулировки, самоустановка при перекосах, посадка и т.д.).

Подбор подшипников качения базируется на основной зависимости:

$$C_{mp} = F_R \cdot L_{mp}^{1/p} \le \left[C\right]_r$$

C_{mp} – требуемая динамическая грузоподъёмность подшипника;

$\left[C\right]_r$ – базовая динамическая грузоподъёмность подшипника (**по каталогу**) (приложение, табл. П2–П6).

$$L_{mp} = \frac{60 L_h n}{10^6}$$

L_{mp} – требуемая долговечность ПК в млн оборотов;

F_R – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

L_h – требуемая долговечность, в часах (задана в задании).

n – частота вращения вращающегося кольца или частота вращения вала конкретного подшипника в $мин^{-1}$.

Примечание: для тихоходных валов при $1 \le n \le 10$ $мин^{-1}$, в формулу следует подставлять $n = 10$ $мин^{-1}$.

Динамическая эквивалентная нагрузка для этих подшипников всегда определяется по формуле:

$$F_R = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Коэффициенты X и Y при $F_a > VF_r e$, и при $F_a < VF_r e$ различны, причем в первом случае коэффициент Y больше, чем во втором (табл. 9).

Взаимосвязь коэффициентов X , Y и e описывается выражениями:

– у всех однорядных радиальных и радиально-упорных

$$X + eY = 1;$$

– у двухрядных радиальных сферических

$$X + eY = 1,63;$$

– у всех двухрядных радиальных и радиально-упорных

$$X + eY = 1,67.$$

Таблица 9

Значения коэффициентов X и Y

Тип подшипника	α°	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радиальный шариковый однорядный	0	0,014 0,028 0,056 0,084 0,11 0,17 0,28 0,42 0,56	1	0	0.56	2.30 1.99 1.71 1.55 1.45 1.31 1.15 1.04 1.00	0.19 0.22 0.26 0.28 1.30 0.34 0.38 0.42 0.44
Радиально-упорный шариковый однорядный	12 26 36	0.29 0.43 0.57	1 1 1	0 0 0	0.45 0.41 0.37	1.14 1.01 1.00	0.52 0.54 0.54
Подшипники роликовые конические однорядные	-	*	1	0	0.4	0.4 ctg α (можно по каталогу)	1.5ctgα

2.5. Определение расчётной осевой силы

Расчётные осевые силы F_a для радиально-упорных подшипников качения определяют с учётом осевых составляющих F_e от радиальных нагрузок.

Осевые составляющие F_e зависят от:

1. радиального зазора в ПК
2. угла контакта α.

В подшипниках с нормальным радиальным зазором зона нагружения составляет около 120° и радиальную нагрузку воспринимают тела качения, находящиеся в этой зоне (рис. 11).

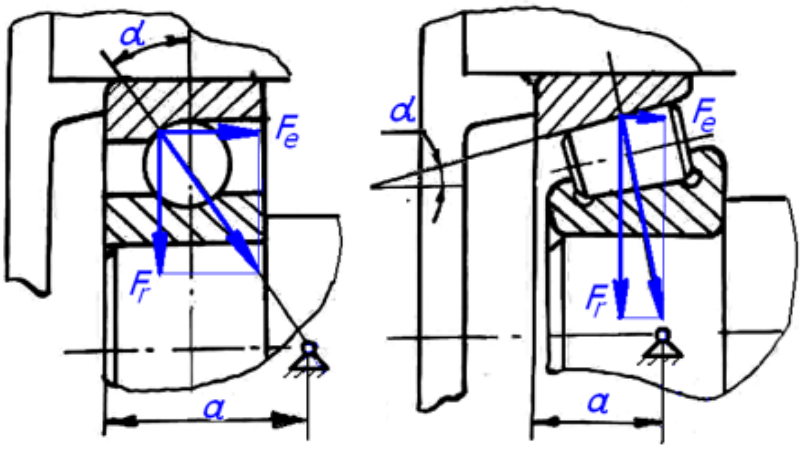


Рис. 11. Расчетные осевые силы в радиально-упорных подшипниках

Расчёты показывают, что у конических осевая сила, равная сумме осевых составляющих, в среднем равна

$$F_e = 1,25 F_r \mathrm{tg}\alpha$$

Необходимо обязательно составить расчетную схему и составить равенство с учетом направления осевой силы, принятого при расчете вала F_a (рис. 12).

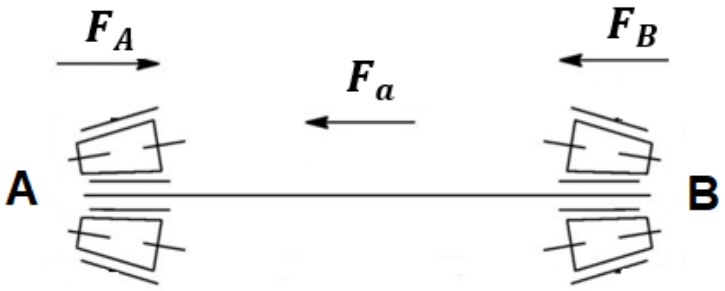


Рис. 12. Схема осевых сил

Для конических ПК $e = 1{,}5\mathrm{tg}\alpha$ получим.

Осевая составляющая от радиальной нагрузки в радиально-упорном роликовом ПК $F_e = 0{,}83F_r e.$

Осевая составляющая от радиальной нагрузки в радиально-упорном шариковом ПК: $F_e = eF_r$.

На долговечность радиально-упорного шарикового (тип 6) влияет осевая сила: $F_a > VF_r$.

Правило определения осевой силы F_a

Расчётной осевой силой F_a для рассматриваемого подшипника является бóльшая по абсолютной величине из двух сил:

1) осевая составляющая F_e от его радиальной нагрузки F_r , или

2) алгебраическая сумма внешних осевых сил F_x и осевой составляющей F_e от радиальной нагрузки работающего с ним в паре другого подшипника.

Со знаком плюс при этом берут силы, нагружающие подшипник (направленные на подшипник), со знаком минус – разгружающие его (направление на другую опору).

3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 1. Расчет работоспособности радиально-упорных роликовых конических подшипников тихоходного вала

Исходные данные

Предварительно выбраны подшипники – № 7210 роликовые конические однорядные легкой серии;

– переменный режим нагружения, задан блоком нагружения;

– частота вращения вала $n_{\text{Ш}} = 193 \text{мин}^{-1}$;

– требуемый ресурс $L'_{10ah} = 14000 \text{ ч}$, задан в задании, при вероятности безотказной работы 90%, для машиностроения без специальных требований.

Диаметр посадочных поверхностей вала ***d*** =50 мм.

Нагрузкой на подшипники являются – полная радиальные реакция в опоре, которая определена при расчете вала с учетом консольной нагрузки на вал от цепной передачи или муфты и осевых сил в зацеплении $F_{A\max} = 596 \text{ Н}$, осевая сила в зацеплении.

Реакции в опорах А и В получены при расчете вала $F_{rA} \cdot 4435 \text{ Н}$, $F_{rB} \cdot 5478 \text{ Н}$, и вращающего момента $T = T_{\max}$, где – нагрузки на подшипники, радиальные реакции опор; $F_{A\max}$ – внешняя осевая сила, действующая на вал, для рассматриваемого примера $F_{A\max} = F_{a\max}$, где $F_{a\max}$ – осевая сила в зацеплении). Возможны кратковременные перегрузки до 150% номинальной нагрузки.

Условия эксплуатации подшипников – обычные. Предварительно выбраны роликовые конические однорядные легкой серии – 7210.

Для выбранных подшипников $C_r = 52900 \text{ Н}$, e = 0,37, Y = 1,6 по каталогу (приложение, табл. П7).

Схема установки подшипников – враспор. Опоры А и В – неподвижными – воспринимают внешнюю осевую силу (от зацепления).

$F_{A\max} = 596 \text{ Н}$ в соответствии со схемой расчета вала на прочность (рис. 12).

Решение

1. Для нагрузочных режимов, заданных блоком нагружения ($T \neq \text{const}$, $n = \text{const}$), определим коэффициент режима нагружения (коэффициент приведения нагрузки), расчет по заданному блоку нагружения:

$$k_H = \sqrt[3]{\sum \left(\frac{T_i}{T_1}\right)^3 \frac{t_i}{t_{бл}}} = \sqrt[3]{0,25 + 0,25 \cdot 0,7^3 + 0,25 \cdot 0,5^3 + 0,25 \cdot 0,3^3} = 0,721$$

Вычисляем приведенные нагрузки в опорах

$$F_{rA} = k_H \cdot F_{rA\max} = 0,721 \cdot 4435 = 3197\,\text{Н},$$

$$F_{rB} = k_H \cdot F_{rB\max} = 0,721 \cdot 5478 = 3949\,\text{Н},$$

$F_A = k_H \cdot F_{A\max} = 0,721 \cdot 596 = 430\,\text{Н}$, по которым ведем подбор подшипников качения как при постоянной нагрузке.

2.Определим осевые составляющие ($F_{eA,} F_{eB}$) от действующих на подшипник приведенных радиальных нагрузок и осевые расчетные нагрузки на подшипники ($F_{aA,} F_{aB}$).

Схема действующих на вал и подшипники сил представлена на рис. 13.

Схему составлять обязательно, направление осевой силы зацепления F_A должно соответствовать расчетной схеме вала, смотри расчет вала (рис. 13).

$$F_A = F_{A\max} = 596\,\text{Н}$$

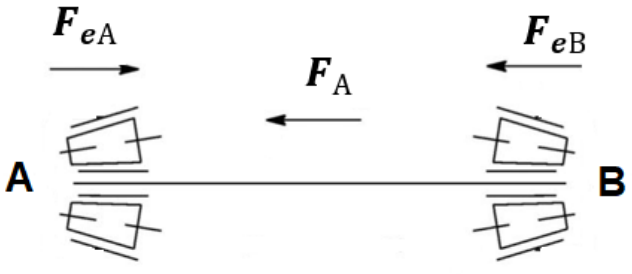


Рис. 13. Схема осевых сил к примеру 1

$$F_{eA} = 0,83 \cdot e \cdot \ F_{rA} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3197 = 982\ \text{Н}.$$

$$F_{eB} = 0,83 \cdot e \cdot \ F_{rB} = 0,83 \cdot \ 0,37 \cdot 3949 = 1213\ \text{Н}.$$

$$\sum F_A = F_{eB} + F_A - F_{eA} = 1213 + 430 - 982 = 661 > 0,$$

$$F_{aA} = F_A + F_{eB} = 430 + 1213 = 1643\,\text{Н}$$

$$\sum F_B = F_{eA} - F_A - F_{eB} = 982 - 430 - 1213 = -661 < 0,$$

$$F_{aB} = F_{eB} = 1213\,\text{Н}.$$

3. Отношение $F_{aA} \big/ (VF_{rA}) = 1643 \big/ (1 \cdot 3197) = 0,51$, что больше $e = 0,37$ (V=1 при вращении внутреннего кольца).

Тогда для опоры А:

$X = 0,4$ (для конических роликовых подшипников) $Y = 1,6$.

Отношение $F_{aB} \big/ (VF_{rB}) = 1213 \big/ (1 \cdot 3949) = 0,307$, что меньше, чем $[e] = 0,37$, по каталогу.

Тогда для опоры В: $X = 1; Y = 0$.

4.Эквивалентные динамические радиальные нагрузки для подшипников при $k_Б$ = 1,3 и $k_T = 1$ ($t_{раб} < 100^\circ C$)

в опорах А и В:

$$P_{r\text{A}} = (VXF_{rA} + YF_{aA}) \cdot k_Б k_T =$$

$$= (1 \cdot 0,4 \cdot 3197 + 1,6 \cdot 1643) \cdot 1,3 \cdot 1 = 5075\,\text{Н}.$$

$$P_{r\text{B}} = VF_{rB} \cdot k_Б k_T = 1 \cdot 3949 \cdot 1,3 \cdot 1 = 5133\ \text{Н}.$$

5.Для подшипника более нагруженной опоры **В** вычисляем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника

$a_1 = 1$ при (вероятности безотказной работы 90%,

$a_{23} = 0,6$ (обычные условия применения) и

$p = 10 \big/ 3 \approx 3,33$ (роликовый подшипник)

$$C_{r\,mp} = P_r \cdot \sqrt[p]{L_{mp} / (a_1 a_2)} = P_{rB} \sqrt[p]{\frac{60\, n_{III} \cdot L'_{10ah}}{10^6} / (a_1 a_{23})} =$$

$$= 5133 \sqrt[3,33]{\frac{60 \cdot 193 \cdot 14000}{10^6} / (1 \cdot 0,6)} = 27579\,\text{Н}.$$

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника значительно меньше базовой динамической грузоподъемности (по каталогу):

$$C_{r\,mp} < [C_r], (27579 < 52900), \text{ Н.}$$

Получили значительный запас по динамической грузоподъемности конические подшипники легкой серии – 7210 пригодны для использования в качестве опоры А тихоходного вала редуктора.

6. Для подшипника более нагруженной опоры В вычисляем расчетный скорректированный ресурс (L_{10ah}) при вероятности безотказной работы 90 % и сравниваем его с требуемым

$$L_{10ah} = (a_1 a_{23}) \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = (a_1 a_{23}) \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} =$$

$$= 1 \cdot 0,6 \left(\frac{52900}{5133} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 193} = 123152 \text{ ч.}$$

Требуемый ресурс меньше расчетного скорректированного:

$$L'_{10ah} < L_{10ah} \ (14000 < 123152) .$$

Подшипники легкой серии – 7210 с необоснованно большим запасом по ресурсу пригодны для использования в качестве опор тихоходного вала редуктора, что согласуется с содержанием пункта 5 решения.

7.Проверка выполнения условия $P_{r\max} \le 0,5C_r$.

Максимальная эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для подшипника опоры В:

$$P_{r\max} = V \cdot F_{rB\max} \cdot k_Б k_T = 5478 \cdot 1,3 \cdot 1 = = 7113 \text{ Н.}$$

Условие $P_{r\max} \le 0,5C_r$ выполнено:

$$7113 < 0,5 \cdot 52900 = 26450 \text{ Н.}$$

Вывод

Расчеты по проверке пригодности роликовых конических радиально-упорных подшипников качения (типоразмера 7210) для опор тихоходного вала редуктора показывают, что условие выполняется.

$C_{r\,mp} < [C_r]$ (требуемая динамическая грузоподъемность меньше базовой по каталогу); $L'_{10ah} < L_{10ah}$ (требуемый ресурс меньше расчетного скорректированного);

$P_{r\,max} < 0,5C_r$ (максимальная эквивалентная динамическая радиальная нагрузка меньше половины базовой динамической грузоподъемности).

Выполненные расчеты показывают на пригодность выбранных подшипников для опор тихоходного вала и наличии необоснованно больших запасов по рассчитываемым параметрам.

Поэтому решение задачи можно продолжить и заменить роликовые конические подшипники № 7210, на другой тип подшипников радиальный шариковый однорядный – № 210.

Пример 2. Расчет работоспособности радиального шарикового однорядного подшипника

Исходные данные

Совпадают с приведенными в примере 1.

Отличия касаются следующего: конические роликовые подшипники легкой серии №7210 заменены шариковыми радиальными однорядными подшипниками легкой серии №210 (ГОСТ 8338–75).

Решение

Для выбранных подшипников по каталогу

$$C_r = 35100\,\text{Н}\ ,\ C_{or} = 19800\,\text{Н},\ d\text{= 50 мм},\ D\text{=90 мм},$$

$$D_w = 12,700\,\text{мм},\quad \alpha = 0^\circ.$$

Схема установки подшипников – враспор.

Опора **А** – воспринимает внешнюю приведенную осевую силу F_A, т.е. $F_{aA} = F_A$ (рис.14).

Выполним расчеты по всем пунктам 1–7.

1.Коэффициент режима нагружения остается без изменения:

$$k_H = 0,721.$$

Поэтому приведенные нагрузки

$F_{rA} = 3197\,\text{Н}$, $F_{rB} = 3949\,\text{Н}$, $F_A = 430\,\text{Н}$, по ним ведем дальнейшие расчеты работоспособности подшипников качения.

2. Максимальные осевые расчетные нагрузки на подшипники определяются из условия равновесия вала: составим схему осевых сил:

$$F_{aA} = 430\text{Н}, F_{aB} = 0 \quad . \; F_A = k_H \cdot F_{A\max} = 0,721 \cdot 596 = 430\,\text{Н}.$$



Рис. 14. Расчет осевых сил к примеру 2

Дальнейший расчет выполним для обеих опор – подшипников, так как трудно сказать, какая опора более нагружена.

3. Отношение $D_w \cdot \cos\alpha / D_{pw} = 12,700 \cdot \cos 0^\circ / 70 = 0,17,$

где $D_{pw} = 0,5(D+d) = 0,5(90+50) = 70\,\text{мм}.$

В соответствии с табл. 8 имеем $f_0 = 14,7.$

Согласно табл. 7 коэффициент осевого нагружения для подшипника опоры А

$$e = 0,28\left(\frac{f_0 F_a}{C_{or}}\right)^{0,23} = 0,28\left(\frac{f_0 F_{aA}}{C_{or}}\right)^{0,23} = 0,28\left(\frac{14,7 \cdot 430}{19800}\right)^{0,23} = 0,215.$$

Отношение $F_a / (VF_r) = F_{aA} / (VF_{rA}) = 430 / (1 \cdot 3197) = 0,134,$

что меньше $e = 0,215$ (V =1 при вращении внутреннего кольца). Окончательно принимаем (табл. 7) для подшипников опор А и В:

$$X = 1;\ Y = 0.$$

4.Эквивалентные динамические радиальные нагрузки для подшипников опор А и В (при $k_Б = 1,3$ и $k_T = 1$):

$$P_{r\,A} = V \cdot F_{rA} \cdot k_Б k_T = 1 \cdot 3197 \cdot 1,3 \cdot 1 = 4156\,\text{Н};$$

$$P_{r\,B} = V \cdot F_{rB} \cdot k_Б k_T = 1 \cdot 3949 \cdot 1,3 \cdot 1 = 5133\,\text{Н}.$$

5.Для подшипника более нагруженной опоры В вычисляем требуемую динамическую грузоподъемность
при a_1=1, a_{23} =0,7 и p =3.

$$C_{r\,mp} = P_r \cdot \sqrt[p]{L_{mp} / \left(a_1 a_2\right)} = P_{r\text{В}} \sqrt[3]{\frac{60\, n_{III} \cdot L'_{10ah}}{10^6} / \left(a_1 a_{23}\right)} =$$

$$= 5133 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 193 \cdot 14000}{10^6} / \left(1 \cdot 0,7\right)} = 31490\,\text{Н}.$$

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника меньше базовой динамической грузоподъемности: $C_{r\,mp} < \left[C_r\right]$,$(31490 < 35100)$. . Шарикоподшипники легкой серии – 210 пригодны для использования в качестве опор тихоходного вала редуктора.

6.Для подшипника более нагруженной опоры В вычисляем расчетный скорректированный (L_{10ah}) при вероятности безотказной работы 90 % и сравниваем его с требуемым ресурсом (L'_{10ah})

$$L_{10ah} = \left(a_1 a_{23}\right)\left(\frac{C_r}{P_r}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(a_1 a_{23}\right)\left(\frac{C_r}{P_{r2}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} =$$

$$= 1 \cdot 0,7\left(\frac{35100}{5133}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 193} = 19326\,\text{ч}.$$

Требуемый ресурс меньше расчетного скорректированного:

$$L'_{10ah} < L_{10ah}\ ,\ (14000 < 19326).$$

Подшипники легкой серии – 210 пригодны для использования в качестве опор тихоходного вала редуктора.

7.Проверка выполнения условия $P_{r\,max} \le 0,5C_r$.

Для этого выполняем расчеты по пунктам 3–4 при максимальных значениях заданных сил переменного режима нагружения для подшипника более нагруженной опоры В.

При этом очевидны следующие результаты:

$$F_{rBmax} = 5478\,\text{Н}\ ;\ F_{aBmax} = 0;\ Y=0;\ X=1.$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_{r\,\max} = (VX \cdot F_{rB\max} + Y \cdot F_{aB\max})k_Б k_T = 1 \cdot 5478 \cdot 1,3 \cdot 1 = 7121\ \text{Н}.$$

Условие $P_{r\,max} \le 0,5C_r$ выполнено: $7121 < 0,5 \cdot 35100 = 17550\,\text{Н}$.

Вывод

Выполненные расчеты по проверке пригодности радиальных однорядных шарикоподшипников легкой серии (типоразмера 210) проверяем

$$C_{r\,mp} < C_r\,,\ L'_{10ah} < L_{10ah}\ ,\ P_{r\,max} \le 0,5C_r\ .$$

Условие выполняется, значит выбранные подшипники для опор тихоходного вала редуктора при их надежности выше 90 % пригодны (с незначительным запасом по рассчитываемым параметрам).

Из двух типов подшипников качения, рассмотренных в качестве опор тихоходного вала, использование шариковых радиальных № 210 предпочтительнее [5].

Пример 3. Определение осевых зазоров радиально-упорных подшипников. Осевая игра подшипников

Для нормальной работы подшипника необходимо гарантированно обеспечить постоянный зазор между телами качения и дорожками качения. Для радиально-упорного конического подшипника за-

зор вдоль ролика необходимо при сборке узла довольно проблематично. На практике замеряют осевую составляющую проекции радиального зазора C_S (рис. 15), которая и называется «осевая игра» подшипника и регламентируется ГОСТами (табл. 10, 11).

Регулировку подшипников надо предусмотреть на этапе проектирования.

На сборочном чертеже узла, включающего радиально-упорные подшипники в разделе технических требований на сборку необходимо указывать:

– какие именно, согласно спецификации, подшипники;

– величину осевой игры, размер в мм;

– каким именно способом (винтом или регулировочными прокладками) и т. д.

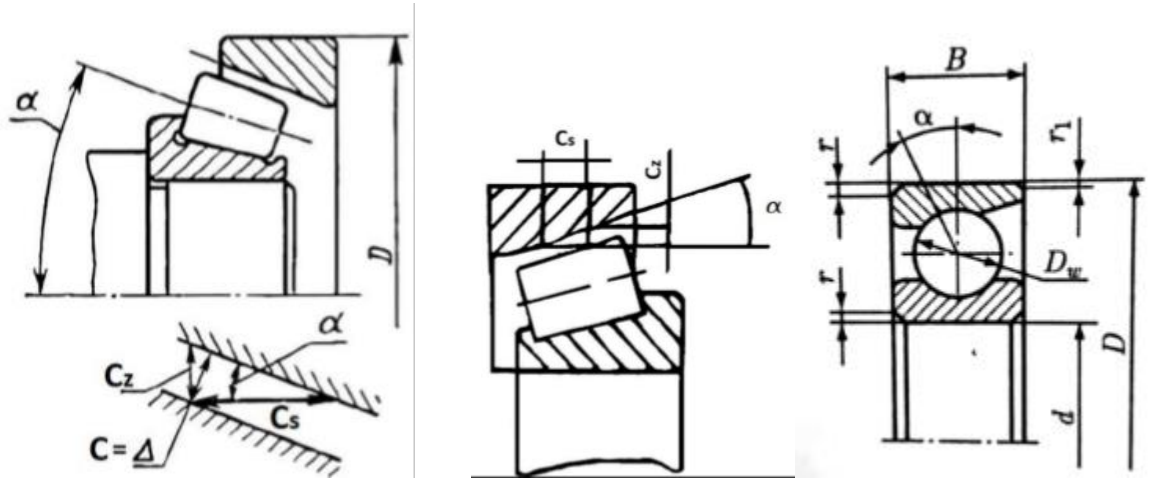


Рис. 15. Радиально-упорные подшипники. «Осевая игра» C_S

Величина осевой игры зависит от конструкции самого подшипника и схемы установки в узле опоры по два в одной опоре (а) или по одному (б) и еще ряда причин (рис. 16) (табл. 10, 11).

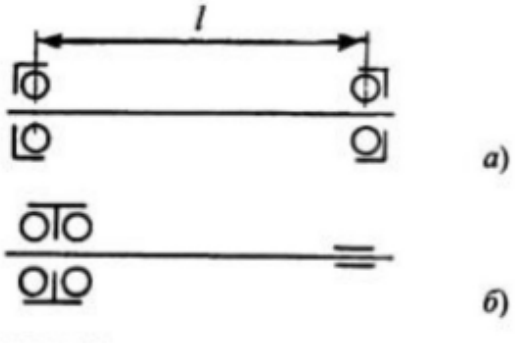


Рис. 16. Схема установки подшипников в опорах

Таблица 10

Осевой зазор («осевая игра») однорядных конических подшипников при их монтаже без предварительного натяга, мкм

Диаметр отверстия подшипника d, мм	Установка по два в опоре		Установка по одному в каждой опоре	
	Угол контакта α°			
	10…16	l_{max}	10…16	25…29
10…30	40…70	14*d*	20…40	-
30…50	50…100	12*d*	40…70	20…40
50…80	80…150	11*d*	50…100	30…50
80…120	120…200	10*d*	80…150	40…70
120…180	200…300	9*d*	120…200	50…100
180…260	250…350	6*d*	160…250	80…150
260…360	-	-	200…300	-
360…400	-	-	250…350	-

Таблица 11

Осевой зазор («осевая игра») однорядных радиально-упорных шарикоподшипников при их монтаже без предварительного натяга, мкм

Диаметр отверстия подшипника d, мм	Установка по два в опоре		Установка по одному в каждой опоре	
	Угол контакта α°			
	12	l_{max}	12	26…36
До 30	30…50	8*d*	20…40	10…20
30…50	40…70	7*d*	30…50	15…30
50…80	50…100	6*d*	40…70	20…40
80…120	60…150	5*d*	50…100	30…50
120…180	100…200	4*d*	80…150	40…70
180…260	150…250	(3…6) *d*	120…200	50…100

Все виды расчетов, а также величина «осевой игры» подшипников регламентируется ГОСТ 24810–81 «Подшипники качения. Зазоры».

Пример записи на чертеже «осевой игры»

Технические требования

При сборке отрегулировать:

для быстроходного вала

1. Подшипники поз. №…, прокладками (винтом) поз. №… по осевой игре… (указать величину) мм.

для тихоходного вала

2. Подшипники поз. №… прокладками (винтом) поз. №… по осевой игре… (*указать величину*)... мм.

4. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

4.1. Типы опор

Неточность монтажа, нагрев, деформации вала могут привести к заклиниванию вращающихся колёс, что, особенно в момент движения, чревато весьма неприятными последствиями. Предотвращение этого достигается различными мероприятиями.

Применяют:

1. Фиксированные опоры допускают осевое перемещение вала в любом направлении для компенсации его удлинения (укорочения) при перекосах, температурных деформациях. Они воспринимают только радиальную силу. Внутренние и наружные кольца неподвижны в осевом направлении.

2. Плавающие опоры ограничивают осевое перемещение вала в одном или в обоих направлениях. Они воспринимают радиальную и осевую силы. Внешнее кольцо может перемещаться в осевом направлении за счёт установки подшипника в специальном стакане с зазором. Плавающей обычно делают ту опору, где меньше радиальная нагрузка.

При выборе плавающей и фиксирующих опор учитывают рекомендации:

1. Подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно, поэтому если на вал действует осевая сила, то плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной силой. При этом всю осевую силу воспринимает подшипник, менее нагруженный радиальной силой.

2. При отсутствии осевых сил плавающей выполняют менее нагруженную опору, чтобы уменьшить сопротивление осевому перемещению подшипника и изнашивание поверхности корпуса.

3. Если входной (выходной) конец вала соединяют с другим валом муфтой, то фиксирующей принимают опору вблизи этого конца вала.

При большом расстоянии между опорами (вал червяка) фиксированная опора для жёсткости имеет два радиально-упорных (например, конических) подшипника, поставленных рядом, конусами в разные стороны, так что точка опоры у них одна.

4.2. Схемы установки подшипников качения

Существует две схемы установки подшипников качения:

1. схема установки подшипников «***враспор»***
2. схема установки подшипников «***врастяжку»***

Название произошло от направления осевых сил в сечениях вала между опорами, в первом случае, «враспор», действуют напряжения сжатия, чтобы не происходило защемления тел качения вследствие нагрева при работе, предусматривают осевой зазор *С*. Величина зазора должна быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. Из опыта известно, что в узлах с радиальными шарикоподшипниками при $l_n \leq 300$ мм $C=0{,}2...0{,}5$ мм. Требуемый зазор *С* создают при сборке с помощью набора тонких металлических прокладок, устанавливаемых между корпусом и крышкой подшипника.

Схема 2 установки подшипников ***"врастяжку"***. Возможность защемления тел качения подшипников вследствие температурных деформаций вала уменьшается, так как в этой схеме при удлинении вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. По этой причине расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме враспор: $l_n \leq (8...10)d_n$. Меньшие значения – для роликовых, большие – для шариковых радиально-упорных подшипников. Для шариковых радиальных $l_n \leq 12d_n$

Для обеспечения нормальной работы подшипников качения необходимо правильное закрепление их на валах и в корпусе. При этом необходимо исключить возможность заклинивания тел качения при действии осевой нагрузки, теплового удлинения валов и погрешностей изготовления. В связи с этим валы в редукторах могут иметь плавающие (с возможностью осевого смещения) и фиксированные (без возможности осевого смещения) опоры [5, 6].

На рис. 17 приведены основные схемы установки подшипников качения.

Наиболее проста конструктивно схема установки подшипников «враспор» (рис.17, *а*) которую широко применяют при относительно коротких валах $\left(l \leq \left(6...8\right) \cdot d_n\right)$. По схеме «враспор» осевое фиксирование вала осуществляется в двух опорах. Для исключения защемления вала в опорах из-за температурных деформаций

предусматривают осевой зазор в пределах $a_1 = 0,2\ldots0,5$ *мм*. В рассмотренном случае опоры выполнены с использованием радиальных шарикоподшипников.

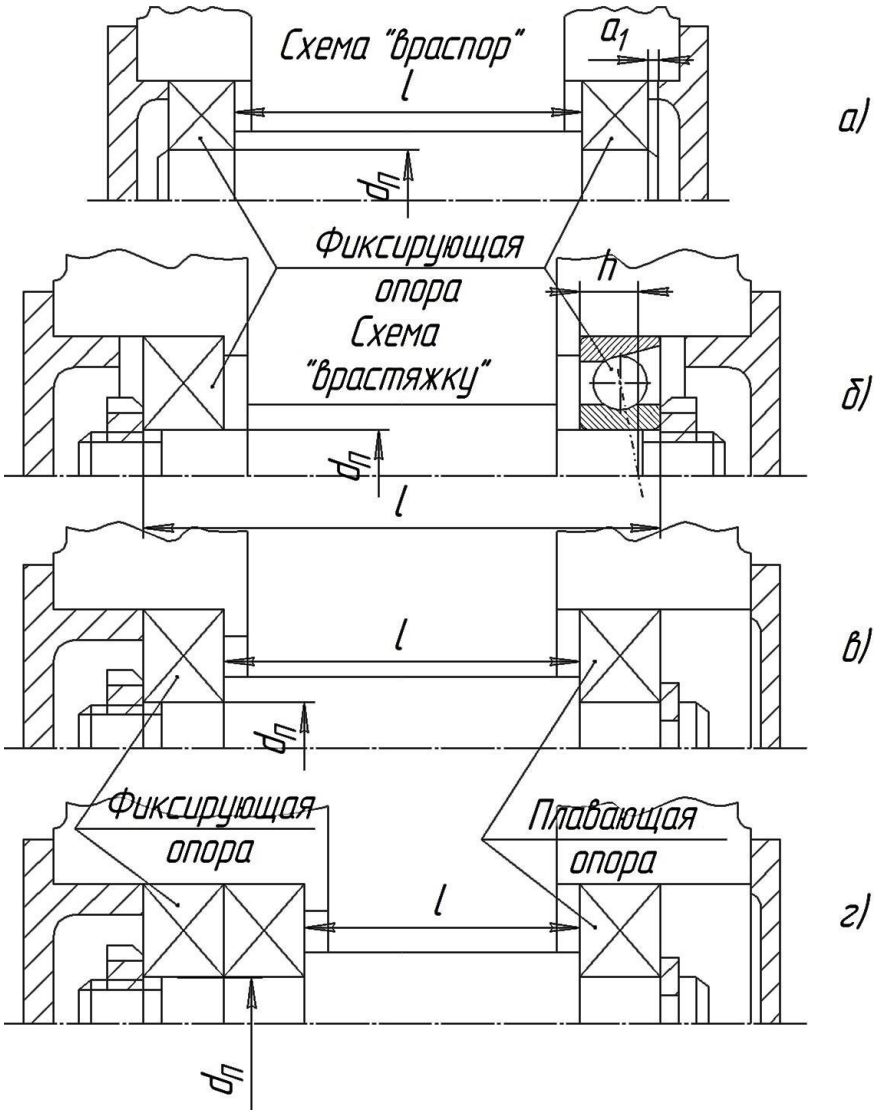


Рис. 17. Схемы установки подшипников качения

Схема «враспор» используется в одноступенчатых редукторах для валов с радиальными и радиально-упорными шариковыми и роликовыми подшипниками.

При установке подшипников вала по схеме «врастяжку» (рис. 17, *б*), в отличие от схемы «враспор», с увеличением температурного удлинения вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. Эту схему применяют при расстоянии между подшипниками $l = (8\ldots10)\cdot d_n$. Меньшие значения относятся к роликовым,

большие к шариковым радиальным и радиально-упорным подшипниками. Более длинные валы устанавливать по рассматриваемой схеме не рекомендуется, так как вследствие температурных деформаций вала могут появиться большие осевые зазоры, недопустимые для радиально-упорных подшипников [4].

В остальных двух схемах, приведенных на рис. 17, осевое фиксировании вала осуществляется в одной опоре, а другую выполняют плавающей, которая не ограничивает осевых перемещений вала и может воспринимать только радиальную нагрузку. Поэтому в плавающей опоре устанавливают только шариковый или роликовый радиальные подшипники. Такие схемы установки подшипников применяют при $l = (10 \ldots 12) \cdot d_n$, например, в цилиндрических зубчатых передачах (рис. 17, *в*) и в червячных передачах для вала-червяка (рис. 17, *г*). В исполнении, приведенном на (рис. 17, *г*), повышается жесткость вала за счет комбинированной установки в фиксирующей опоре двух радиально-упорных подшипников.

При выборе фиксирующей и плавающей опор учитывают следующие рекомендации:

– подшипники обоих опор должны быть нагружены по возможности равномерно, поэтому, если опоры нагружены кроме радиальной еще осевой силой, то в качестве плавающей выбирают опору, нагруженной большей радиальной силой;

– при действии на опоры вала только радиальных нагрузок в качестве плавающей выбирают менее нагруженную опору;

– если выходной конец вала соединяется с другим валом муфтой, в качестве фиксирующей принимают опору вблизи этого конца вала.

Примеры конструктивного оформления подшипниковых узлов по схемам, приведенным на рис. 18–20.

Радиально-упорные подшипники требуют строго осевого регулирования (**осевая игра подшипника**), которое делается смещением наружного кольца разными способами. Для определения величины «осевой игры» в каталогах приведены соответствующие таблицы. 8, 9. Возможность регулировка подшипников необходимо предусмотреть еще на стадии конструировании узла в целом.

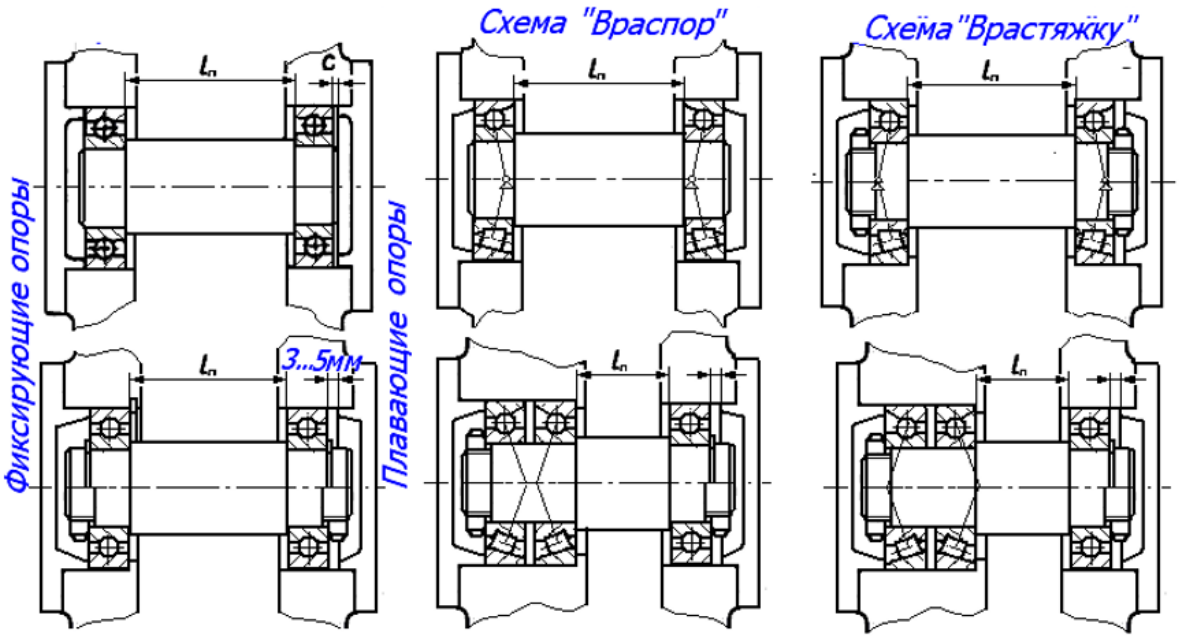
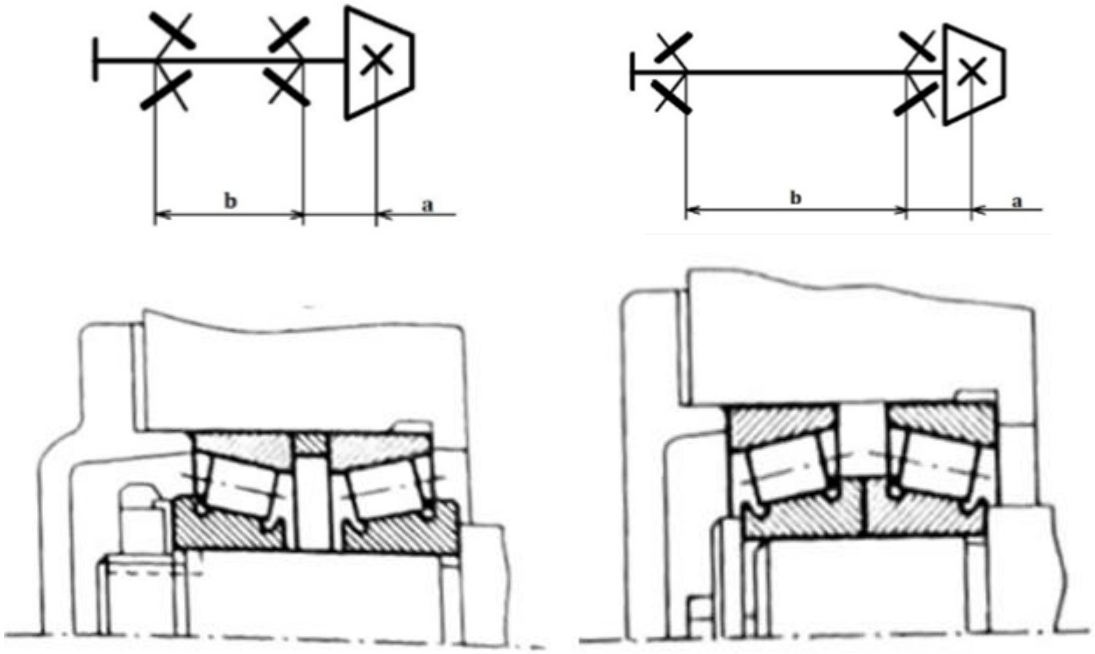


Рис. 18. Принципиальные схемы установки подшипников и их фиксирование на валах и в корпусе



а) *б)*

Рис. 19. Схемы установки подшипников: а) «врастяжку»; б) «враспор»

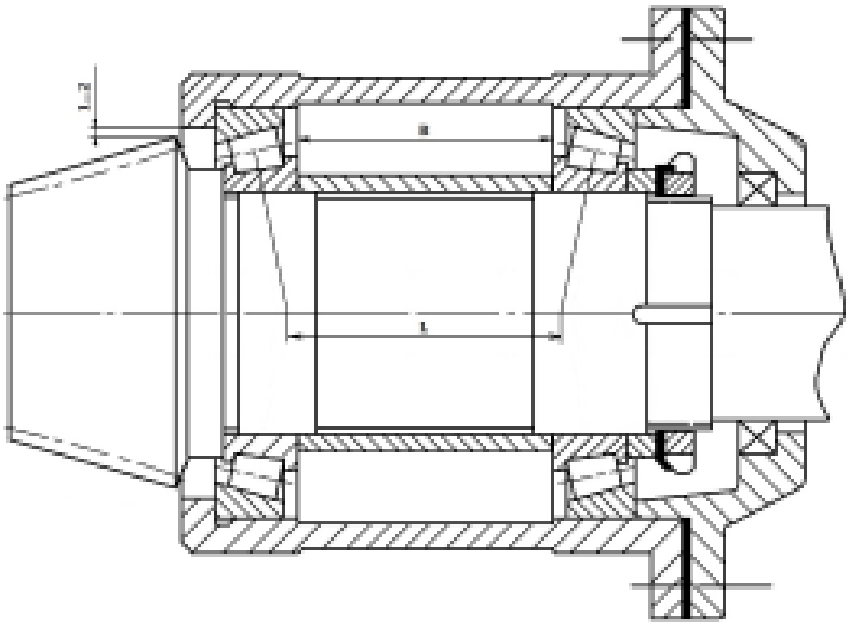


Рис. 20. Радиально-упорные роликовые конические подшипники по схеме «враспор»

4.3. Упрощенное изображение подшипников и их размеры

Для изображения подшипников на чертежах в упрощенном виде применяют следующие приемы и примерные соотношения размеров основных деталей, колец и тел качения (рис. 21).

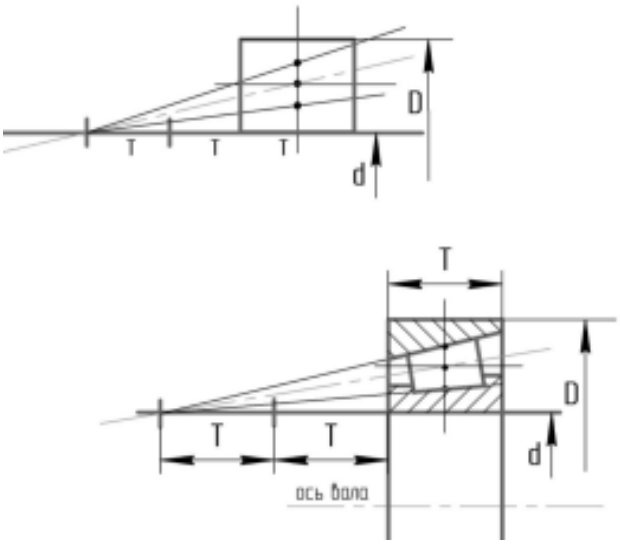


Рис. 21. Изображение на чертеже подшипников с коническим роликом

Обозначение оси тела качения обязательно для радиально-упорных подшипников (рис. 22–24).

Размеры принимать по таблицам (приложение, табл. П2–П6).

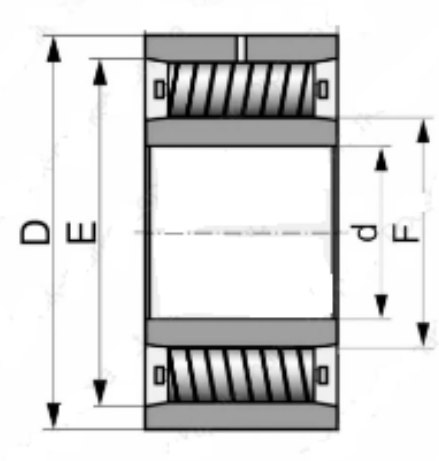
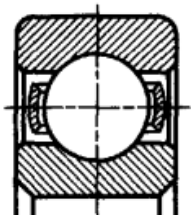


Рис. 22. Подшипник с витыми роликами

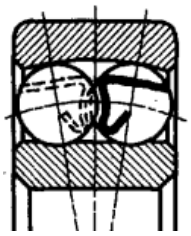
Диаметр шарика для радиальных шариковых подшипников

$$d_ш = 0,33\left[\left(D - d\right)/2\right]$$



Тип 0

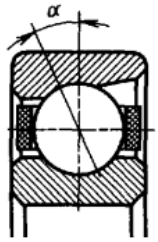
а)



Тип 1

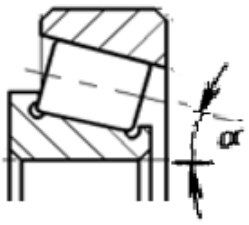
б)

Рис. 23. Обозначение оси тела качения



Тип 0

а)



Тип 7

б)

Рис. 24. Обозначение оси угла контакта $\alpha = 12^\circ$ *или* $\alpha = 25^\circ$

4.4. Посадки подшипников на вал, в корпус и регулирование подшипников

Осевое регулирование подшипников осуществляется по-разному: металлическими прокладками рис. 25, *а;* крепежным винтом при малых осевых силах рис. 25, *б, г*; резьбовой крышкой или кольцом рис. 25, *в.*

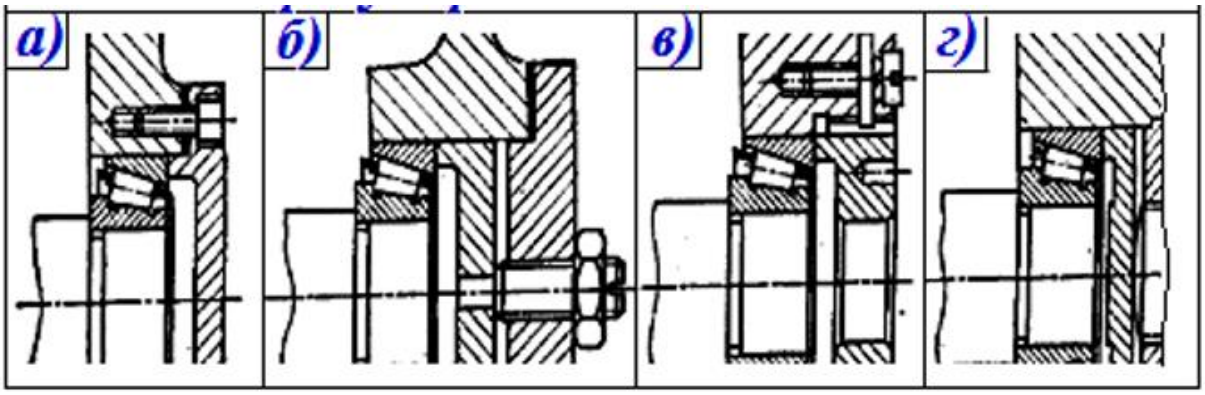


Рис. 25. Схемы осевого регулирования

При реверсивном движении (например, трансмиссия автомобиля, приводы антенных установок, механизмы промышленных роботов и др.) необходимо ликвидировать все зазоры в механизме, в том числе в подшипниках. В этом случае подшипники в опорном узле устанавливают с предварительным натягом (преднатягом), величина которого специально рассчитывается (рис. 26).

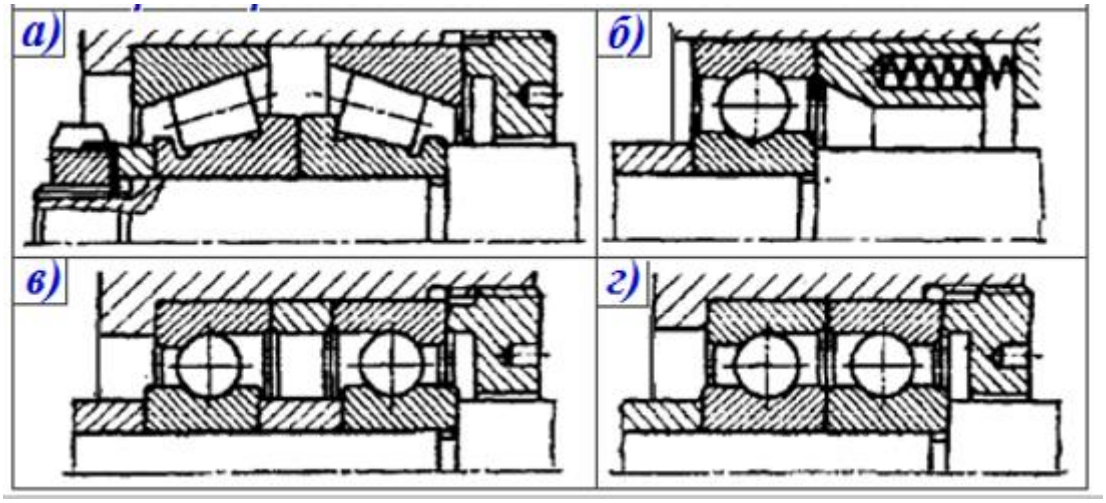


Рис. 26. Предварительный натяг подшипников:
а) затяжка резьбы; б) пружинами; в) установкой втулок;
г) шлифовкой торцев

Для создания большей жесткости распорные кольца 1 и 2 подшлифовывают «на месте» вручную с большой точностью (рис. 27), такая схема применяется при ожидаемой реверсивной работе, например задний ход автомобиля, величина натяга строго рассчитывается [4, 6].

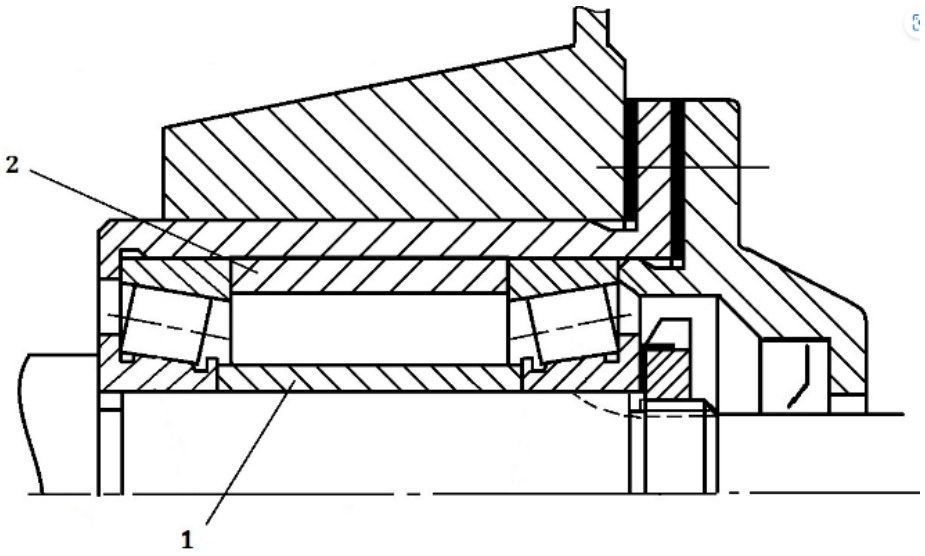


Рис. 27. Радиально-упорные роликовые конические подшипники по схеме «врастяжку» с натягом для реверсивной работы

Посадки подшипников на вал и в корпус

При проектировании подшипниковых узлов принципиальное значение имеет сопряжение (посадка) внутренних колец с валом и наружных с корпусом. Поскольку подшипники являются стандартными узлами, то валы и корпуса должны приспосабливаться к ним (рис. 28).

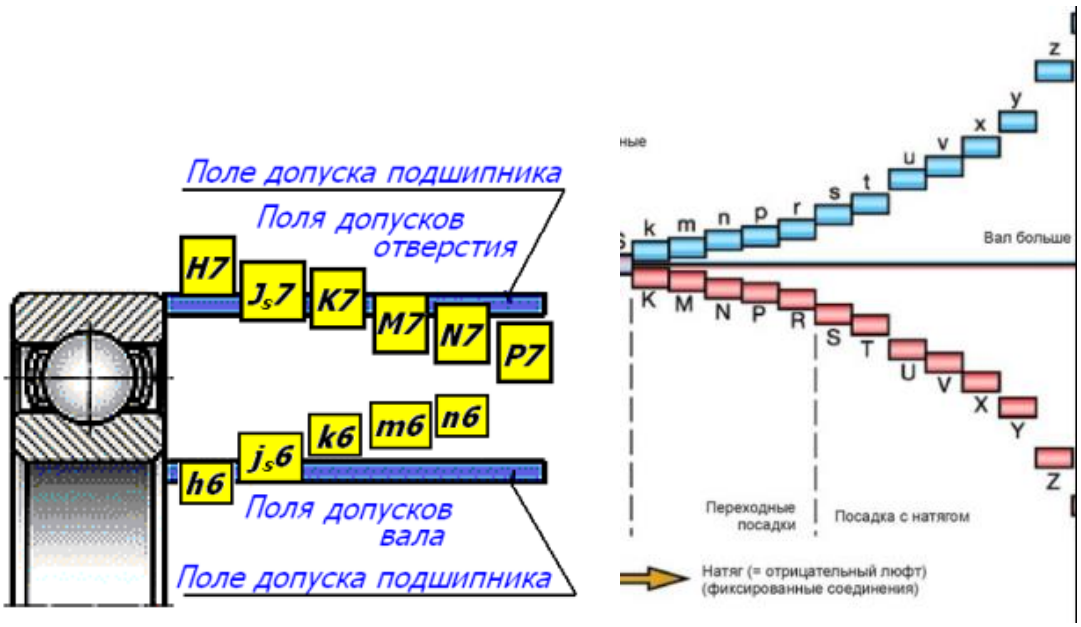


Рис. 28. Поля допусков подшипников

Внутренние кольца сажают на вал по системе отверстия, а наружные в корпус по системе вала. При том, что поле допусков внутреннего кольца направлено не в тело, а к центру, посадки на вал получаются более плотными, чем обычно в системе отверстия.

В зависимости от режима работы машины, чем больше нагрузка и сильнее толчки, тем более плотными должны быть посадки. Чем быстроходнее машина (меньше нагрузки, выше температуры), тем посадки должны быть свободнее.

Посадки роликовых подшипников должны быть более плотными в связи с большими нагрузками. Посадки радиально-упорных подшипников плотнее, чем у радиальных, у которых посадочные натяги искажают зазоры. Посадки крупных подшипников из-за больших сил назначают плотнее, чем у средних и мелких.

Рекомендации по выбору посадок по мере роста нагрузок в опорах можно сформулировать следующим образом:

Допуски валов при вращающемся вале – ***j_s6; k6; m6; n6.***

Допуски валов при вращающемся корпусе – ***g6; h6.***

Допуски корпуса при вращающемся вале – ***H7; H6; J_s7; J_s6; K7.***

Допуски корпуса при вращающемся корпусе – ***K7; M7; N7; P7.***

5. СМАЗКА, МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ

5.1. Смазывание узлов подшипников

Обычно подшипники и узлы смазывают тем же жидким маслом, что и детали передач. Для смазывания подшипников редукторов и коробок передач бывает достаточно масляного тумана, который образуется при погружении в масло одного из зубчатых колес, так называемая картерная смазка.

Консистентные смазки – должны заполнять не более 2/3 свободного объема полости корпуса подшипника при малых и средних скоростях и не более 1/3 до 1/2 при высоких частотах вращения.

Способы подачи жидкого смазочного материала зависят от конструкции механизма, расположения подшипников, частоты их вращения, требований к надежности системы смазки. При окружных скоростях колец свыше 15 м/с рекомендуется использовать только жидкие смазочные материалы. Смазывание окунанием в масляную ванну применяют для подшипников горизонтальных валов.

Смазывание узлов трения является одним из эффективных путей повышения надежности, так как одна из главных причин отказов – до 80% происходит из-за износа трущихся поверхностей. Смазка позволяет увеличить рабочие скорости, уменьшает износ и увеличивает ресурс. Кроме того, производится отвод тепла, удаление продуктов износа и, также, смазка предохраняет от коррозии.

Поэтому выбор смазки очень важен. Сейчас применяют жидкие и консистентные смазки нефтяного происхождения с присадками растительных и животных масел, а также синтетические масла (эфирные, полигликолевые и т.д.).

В качестве смазочного материала применяют синтетические и полусинтетические масла. Выбор сорта масла зависит от размеров подшипников, частоты вращения, нагрузки, рабочей температуры и состояния окружающей среды. Вязкость масла должна быть тем выше, чем больше нагрузка, температура и ниже частота вращения подшипников.

Жидкие смазочные материалы в большей степени, чем пластичные, снижают момент трения и, следовательно, температуру подшипника, допускают более высокие предельные частоты вращения и способствуют лучшему удалению продуктов износа. В качестве жидких смазочных материалов обычно используют минеральные масла различных марок, которые применяют для смазывания сопряженных деталей и подшипников из общей масляной ванны: индустриальные, трансмиссионные, турбинные и другие. [10]

Консистентные смазки: не вытекают из корпуса, надежно заполняют зазоры между деталями вращающимися и невращающимися, повышают герметизацию узла в целом. Недостаток консистентных смазок: повышенное внутренне трение, что исключает их применение в высокоскоростных узлах, чувствительность к изменению температуры (чрезмерное разжижение или загустевание смазки).

Консистентные смазки применяют чаще всего для смазывания подшипников, при этом используются защитные шайбы и в номере подшипника шифруется сорт масла, подшипник имеет специальное исполнение

Консистентные смазки делятся на группы, например:

1. Кальциевые (наиболее распространенные – солидолы) они водоупорны – т.е. нерастворимы в воде при нагревании из их состава испаряется вода, остается масло и мыло, поэтому они применяются до +60°С

2. Кремний – органическая кальциевая – наиболее распространенные ЦИАТИМ применяется при различных температурах, и различных условиях нагружения и другие.

ЦИАТИМ-201 – в подшипниках с двумя защитными шайбами для мало нагруженных опор и небольших скоростей.

ЦИАТИМ-202 – используют для опор с повышенными скоростями;

ЦИАТИМ-203 – для работы с низкими температурами, механизмов подъемно-транспортных устройств (ПТУ), работающими на открытом воздухе;

ЦИАТИМ-221 применяется при повышенных температурах, кроме тяжело нагруженных опор (прокатные станы), и т.д.

В настоящее время марки ЦИАТИМ начали выпускать под названием ВНИИ НП с аналогичными свойствами.

Марка масла, применяемая в подшипнике с закрытыми шайбами зашифрована в номере (клеймо) выбитым на подшипнике, для ее определения следует воспользоваться справочными таблицами в каталоге на подшипники.

Для защиты подшипника от вымывания густой смазки внутри подшипника струей жидкой смазки, бьющей от работающего зацепления, обычно применяют маслоотражательные (рис. 29) и мазеудерживающие кольца (рис. 30) в зависимости от конструкции узла и скорости вращения.

На рис. 29 приведена технологичная конструкция маслоотражательных колец, состоящая из штампованной легкой шайбы и короткой втулки, длина которой должна перекрывать канавку и исключить попадания в нее шайбы.

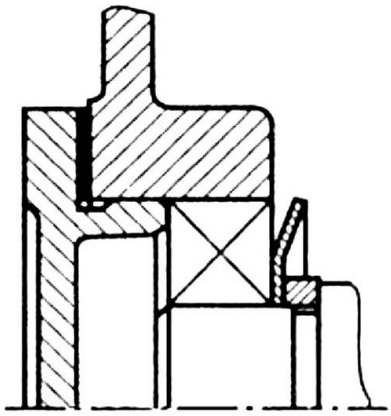


Рис. 29. Маслоотражательные кольца

На рис. 30 приведена конструкция мазеудерживающего, кольца, размер которого должен обеспечить зазор 1…2 мм до ближайшего выступа и исключить попадания внутрь струи масла от зацепления.

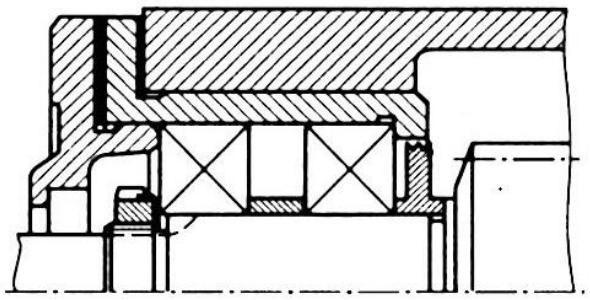


Рис. 30. Мазеудерживающие кольца

При картерном смазывании передач подшипники качения смазываются брызгами масла, если выполнено условие

$n^2 d_a \geq 100$, где n – частота вращения колеса, $мин^{-1}$;

d_a – внешний диаметр колеса, м.

При $n^2 d_a \leq 100$ применяют другие способы смазки подшипников (погружением в масляную ванну или густой смазкой).

Для подшипников необходимый объем смазки рассчитывают по уравнению $V = f \dfrac{Bd_0}{1000}$ $(см^3)$, где f – коэффициент заполнения, зависящий от размера d <40, f =0,5 при d <100, f =1,0; B и d_0 – размеры подшипника.

Манжетные уплотнения, предохраняющие вытекание жидкого масла иногда при необходимости, удваивают для надежности, например на пыльных производствах, в этом случае их ставят с разворотом в разные стороны наружу и внутрь редуктора и тогда, одна манжета защищает от пыли снаружи, а другая от вытекания масла изнутри [7, 9].

5.2. Монтаж и демонтаж подшипников

Подшипники со значительным натягом на валу следует монтировать нагретыми ТВЧ (токи высокой частоты – индукционный нагрев) или охлаждать вал сухим льдом (жидкий азот). В остальных случаях подшипники можно напрессовывать на вал с помощью пресса – специальные съемники. Демонтаж допускается только с помощью специальных съёмников (рис. 31, 32).

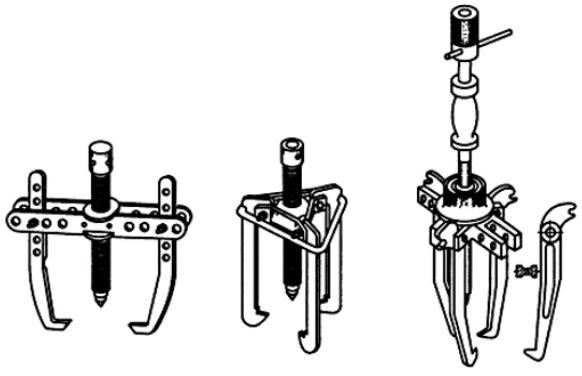


Рис. 31. Винтовые съемники типа домкрат

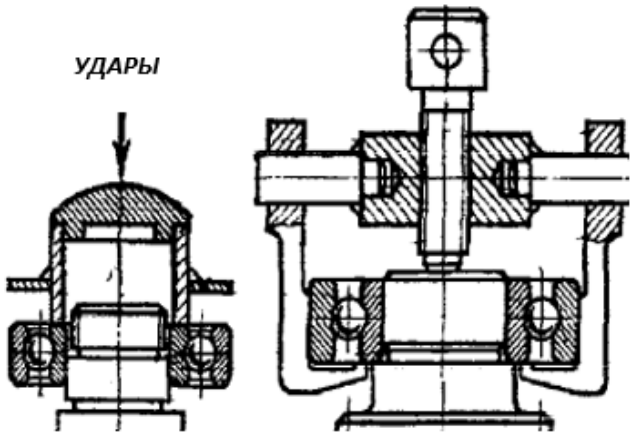


Рис. 32. Монтаж и демонтаж подшипников

Общий принцип: усилие прикладывается только к тому кольцу, которое установлено с натягом и не должно передаваться на тела качения (рис. 32, 33).

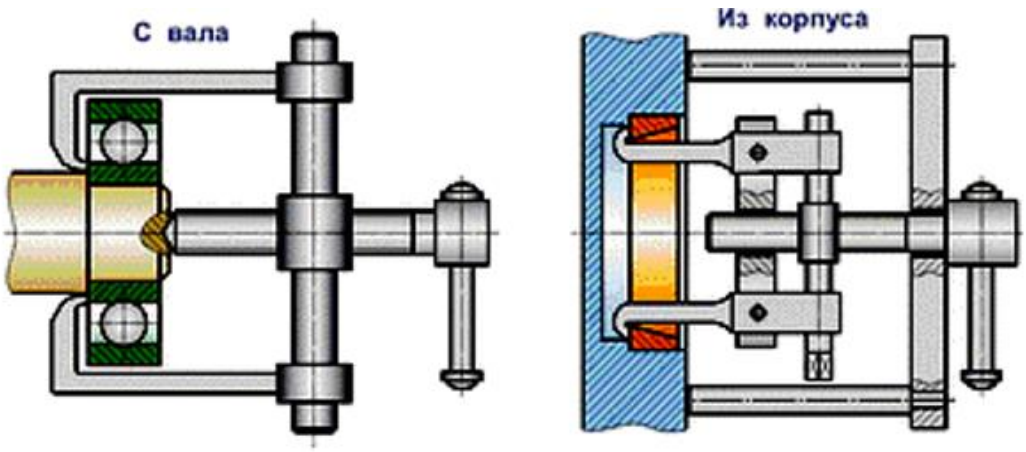


Рис. 33. Демонтаж подшипников с вала, из корпуса

На производстве все подшипники при демонтаже подлежат учету, это связано с тем, что подшипниковые стали очень ценные, их необходимо регистрировать при утилизации [4].

6. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ УЗЛОВ С ПОДШИПНИКАМИ

6.1. Цилиндрические зубчатые редукторы

В цилиндрических зубчатых рядных редукторах преимущественно устанавливают шариковые радиальные однорядные подшипники, тип 0, воспринимающие радиальные нагрузки и небольшую осевую нагрузку. Не требуют строгой регулировки (рис. 34, 35).

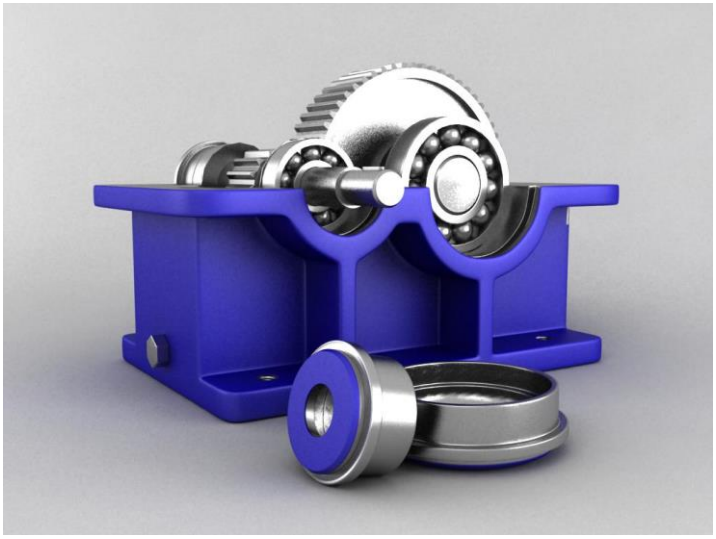


Рис. 34. 3D-модель цилиндрического одноступенчатого редуктора

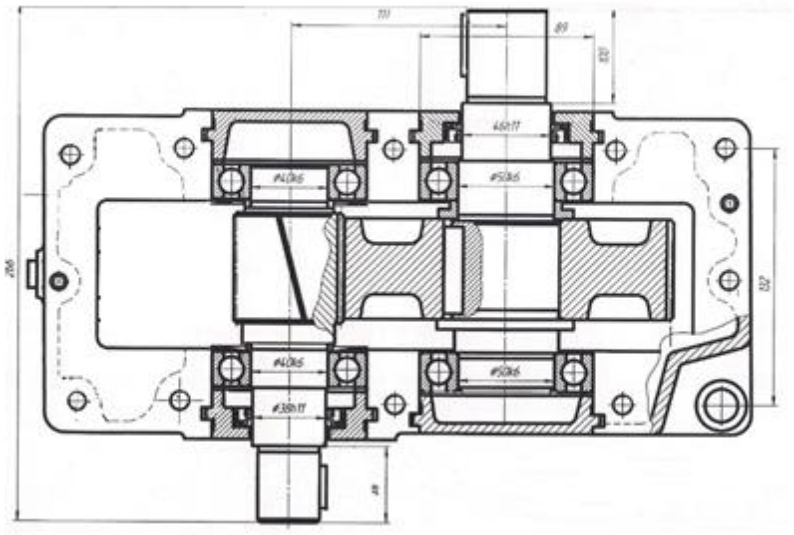


Рис. 35. Чертеж цилиндрического одноступенчатого редуктора с шариковыми радиальными подшипниками

Здесь опорами валов установлены конические подшипники тип 7, которые требуют строгой регулировки (рис. 36). Для этого на каждый вал установлены специальные скобы и винты, с помощью которых осуществляют такую регулировку [7, 8].

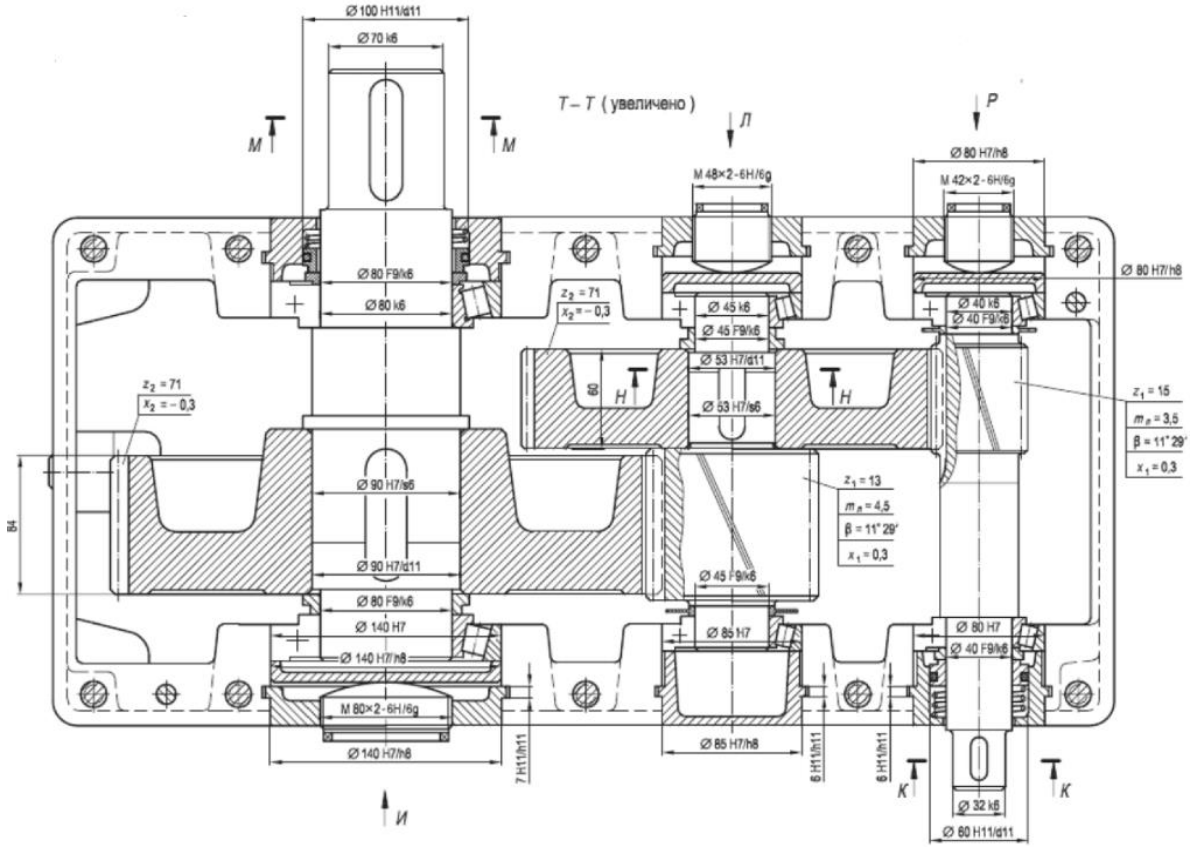


Рис. 36. Двухступенчатый цилиндрический редуктор с коническими подшипниками

6.1.1. Соосные схемы

Двухступенчатые редуктора иногда выполняют по соосной схеме, это когда входной быстроходный вал расположен на одной оси с выходным тихоходным валом (рис. 37).

Опоры таких валов называются промежуточные, в них расположены рядом два разных по габаритам подшипника (рис. 38).

Для обеспечения высокой точности в такой опоре применяют втулку, которая является опорой быстроходного вала (рис. 37).

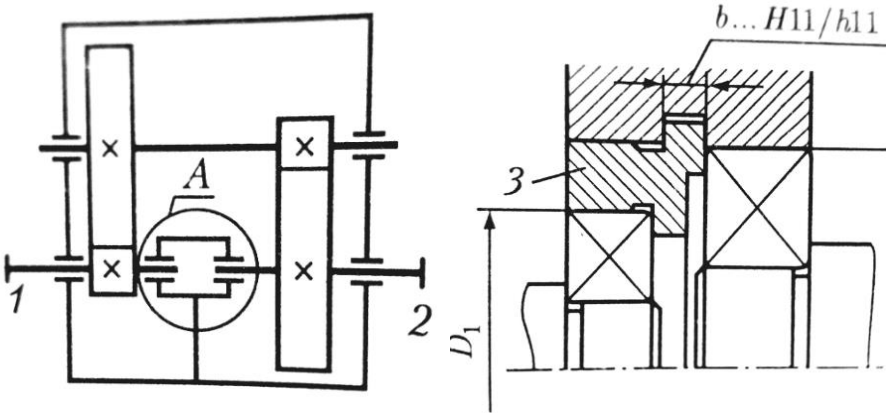


Рис. 37. Промежуточная опора в соосной схеме

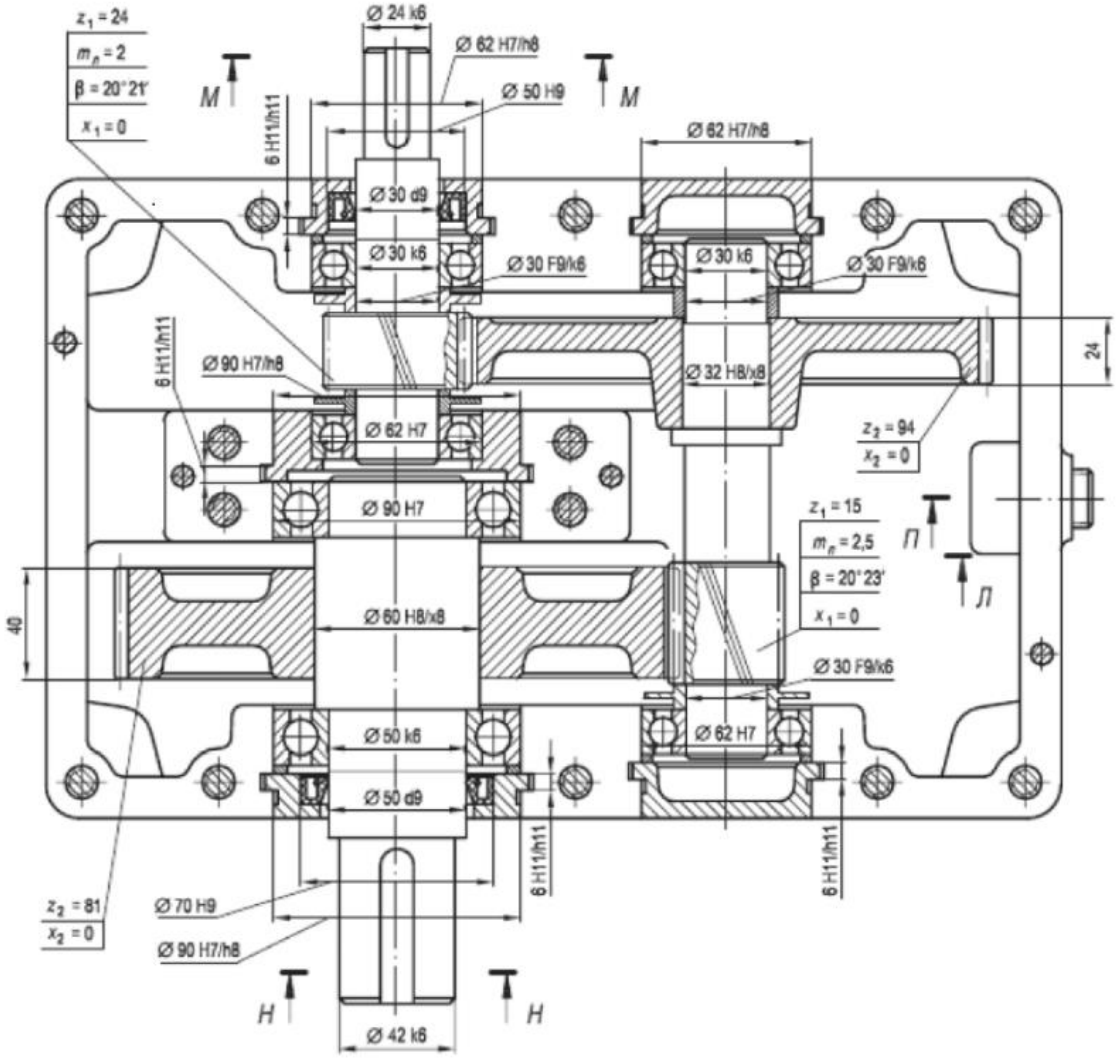


Рис. 38. Редуктор двухступенчатый цилиндрический соосный

6.1.2. Схемы с шевронными колесами

Шевронные передачи – это сдвоенные цилиндрические косозубые колеса с большим углом наклона зубьев и направлением наклона полушевронов в разные стороны, при этом большие осевые силы компенсируются так как направлены в противоположные стороны. Особенностью таких редукторов является требование к опорам валов – в каждом зацеплении один вал должен быть зафиксирован, а другой «плавающим». Таким образом для двухступенчатого шевронного редуктора, имеющего три вала, возможно два варианта выполнения опор:

1) входной и выходной – фиксированные, а промежуточный-плавающий, причем в этом случае, на промежуточном валу «плавание» т.е. осевое перемещение, должно будет происходить одновременно по четырем зацеплениям, что трудно выполнимо и ведет к повышенному износу.

2) входной и выходной – плавающие, а промежуточный – фиксированный (рис. 39).

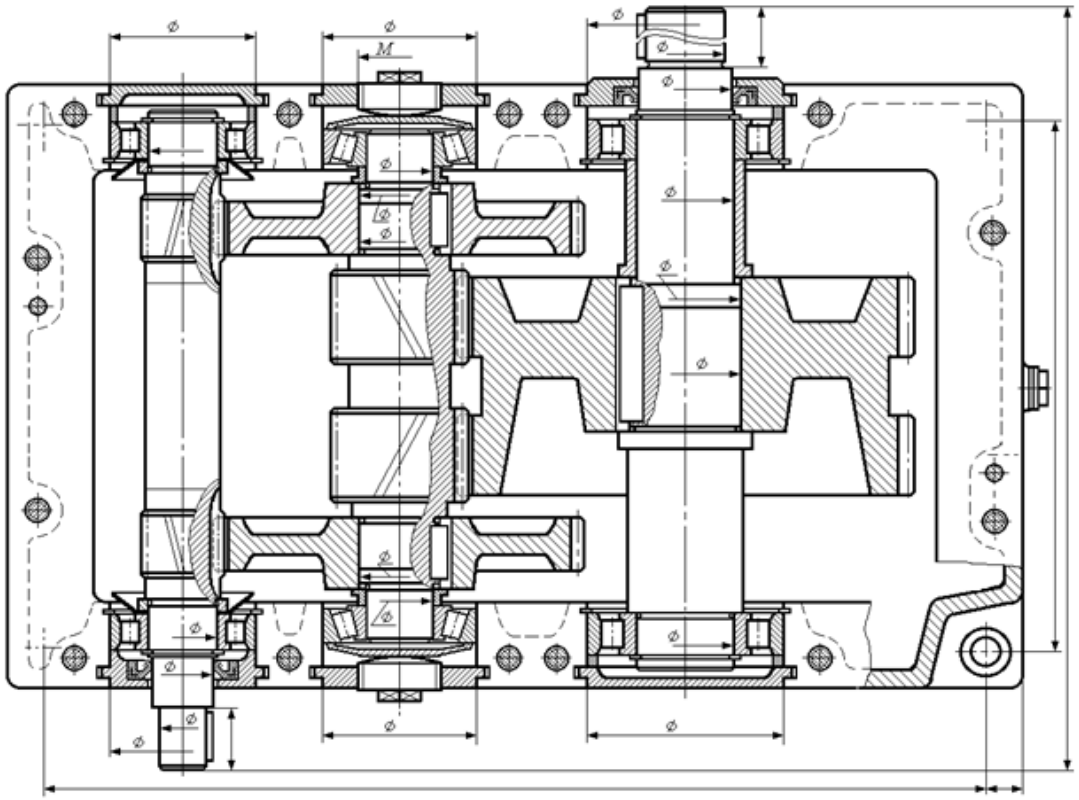


Рис. 39. Шевронный двухступенчатый редуктор

В этом случае промежуточный вал проектируется на конических подшипниках, которые фиксируют вал, строго регулируются. Входной и выходной валы – плавающие, используются обычно подшипники с короткими цилиндрическими роликами (тип 2), при этом, на входной и выходной валы необходимо предусмотреть установку муфт, допускающих минимальное осевое смещение концов валов [7, 10].

6.2. Конический редуктор

Особенностью конических передач является наличие больших осевых сил и необходимость строгой регулировки зацепления. Конструкции опор вала-шестерни и вала колеса отличаются и выполняются по-разному:

1) вал колеса имеет традиционный вид вала на двух опорах с использованием радиально-упорных конических или шариковых подшипников. Вершина конусов должна приходиться на ось вала, поэтому конструкция в целом имеет ***ассиметрию*** (рис. 40);

2) коническая вал-шестерня, почти всегда имеет консольное расположение, поэтому выполняется в стакане, где размещают два подшипника. Широко распространены два варианта конструкции, которые определяются технологией изготовления, масштабом производства (мелко-серийное, крупное или массовое и, соответственно, способом обработки, наличием станков) и т.д. (рис. 41).

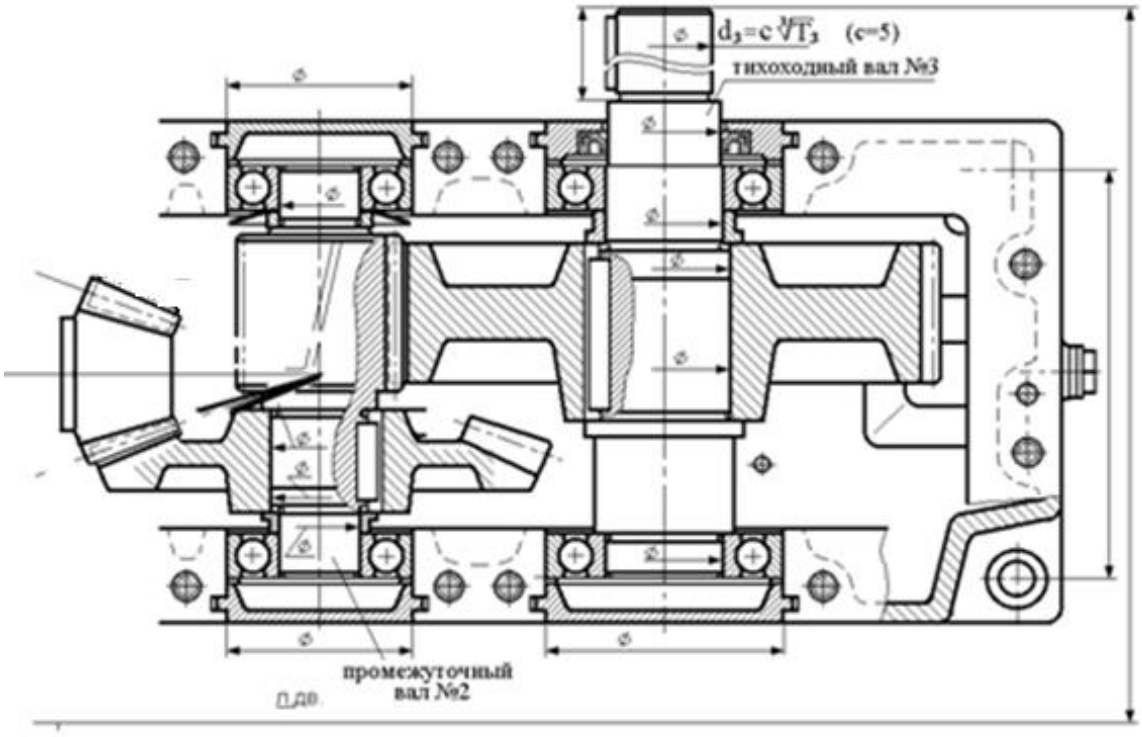


Рис. 40. Промежуточный и выходной валы коническо-цилиндрического редуктора

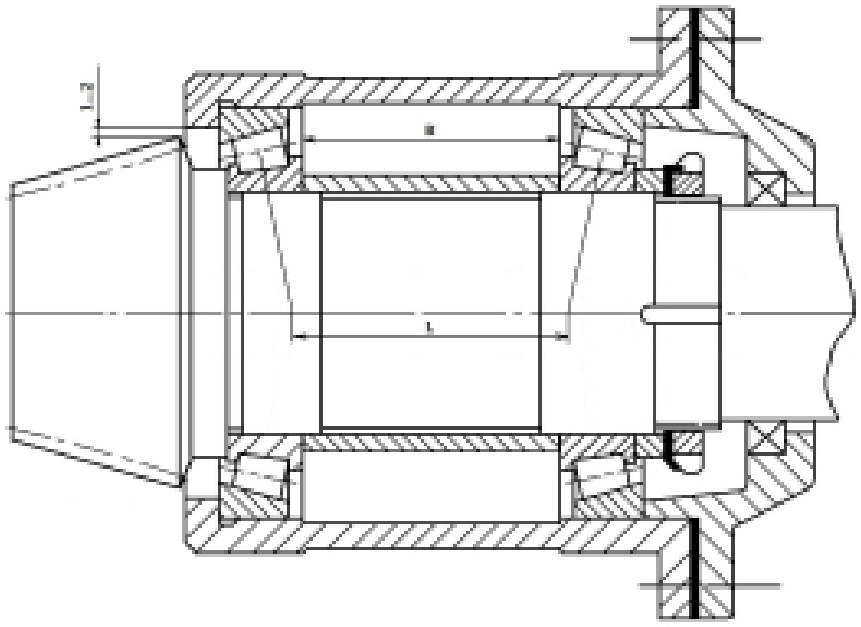


Рис. 41. Узел вала-шестерни конической в стакане (вариант а)

Механическая обработка стакана производится с одной стороны на обычном токарном станке (мелкосерийное производство), сборка производиться с одной стороны. Расчетное расстояние

между опор меньше фактического расстояния между подшипниками. Подшипники смазываются густой смазкой и должны быть защищены от ее вымывания струей жидкой смазки мазеудерживающим кольцом (рис. 30) [10].

Узел вала-шестерни конической представлен в двух вариантах а) и б) (рис. 41 ,42). Механическая обработка стакана производится одновременно с двух сторон на многошпиндельном станке, сборка также производится с двух сторон. Расчетное расстояние между опор больше фактического расстояния между подшипниками. Подшипники снабжены маслоотражательным кольцом (вариант а) и мазеудерживающим (вариант б) от вымывания струей жидкой смазки. Отверстие в стакане должно быть больше размера шестерни, т.к. при сборке вал-шестерня с подшипниками вставляется в стакан сбоку. Должен быть зазор 1…2 мм.

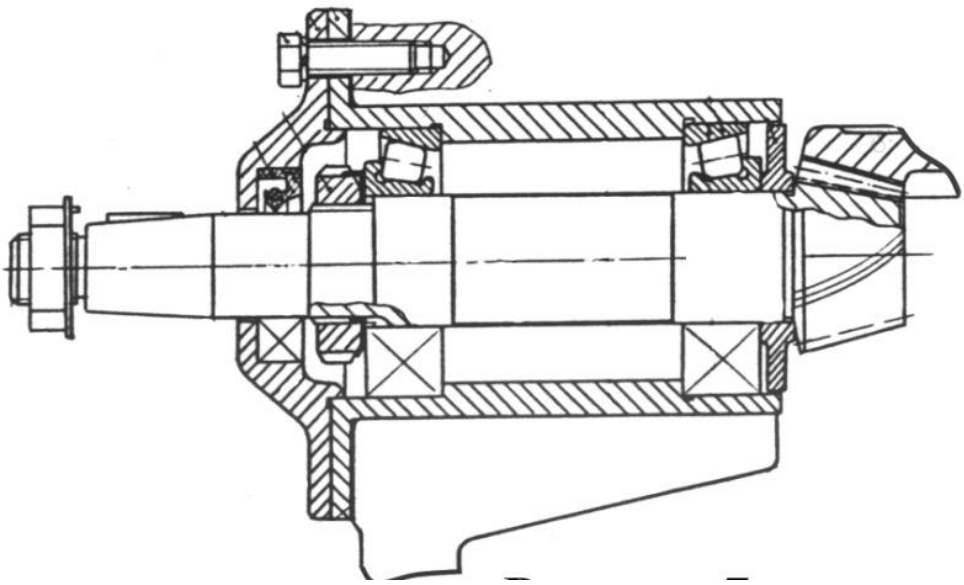


Рис. 42. Узел вала-шестерни конической в стакане (вариант-б)

6.3. Червячный редуктор

Червячное зацепление также имеет большие осевые силы и требует строгой регулировки. По конструкции червячные редуктора выполняются в двух вариантах: с нижним (рис. 43) и верхним (рис. 44) расположением червяка. Условия работы и смазки подшипников при этом различны.

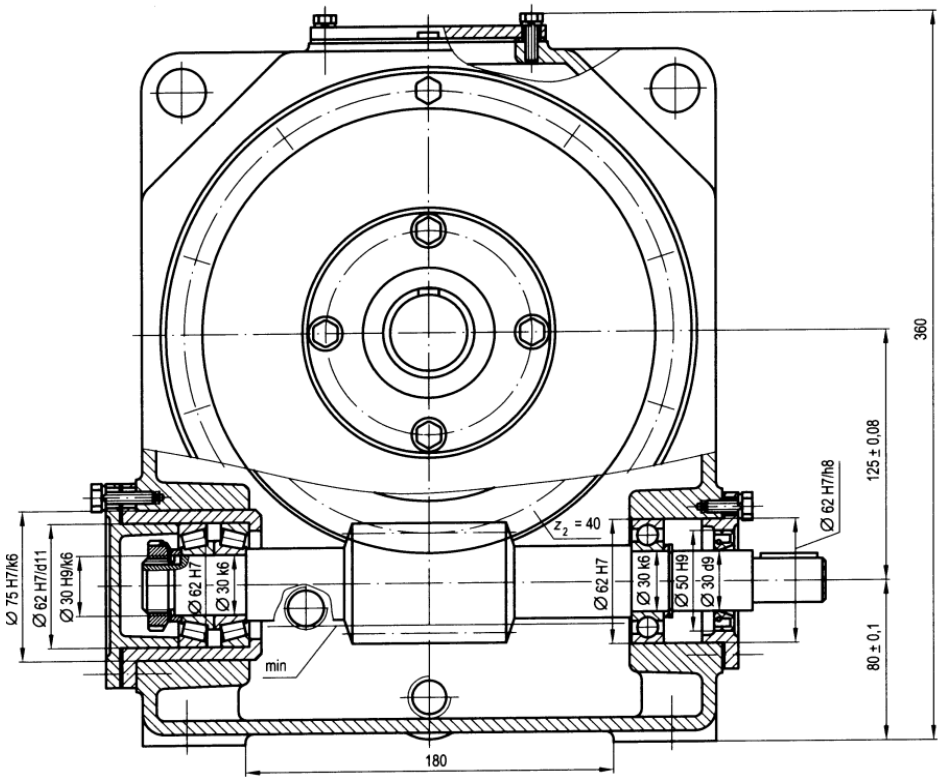


Рис. 43. Редуктор с нижним расположением червяка

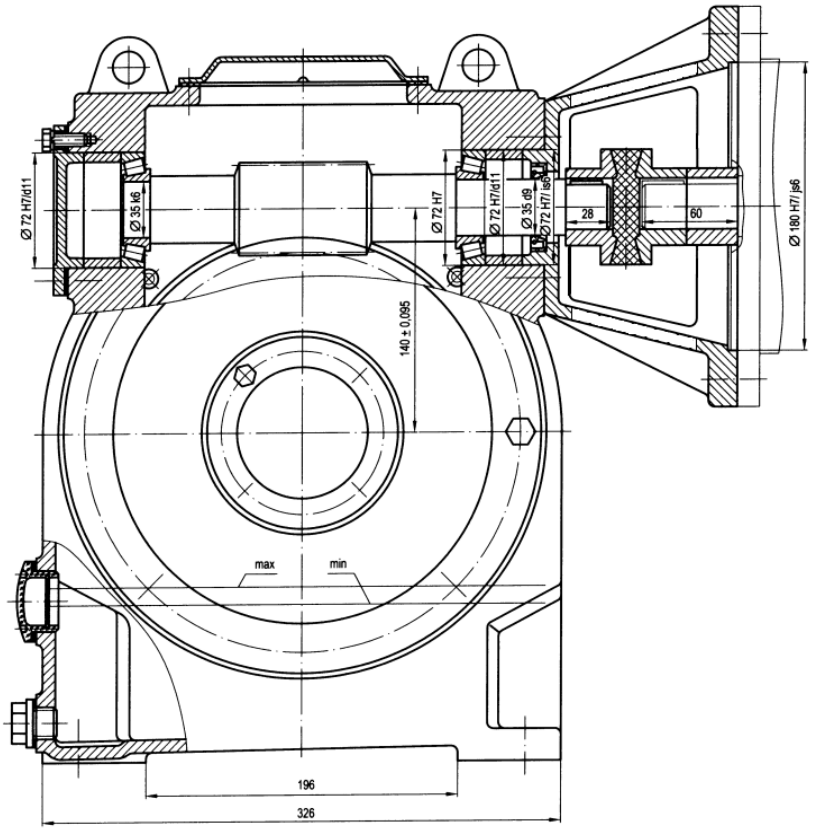


Рис. 44. Редуктор с верхним расположением червяка и конусом для крепления фланцевого двигателя

Конструкция узлов также зависит от расстояния между опор, при большом расстоянии используются следующая: одна фиксированная (сдвоенный конический), а другая – плавающая (рис. 45).

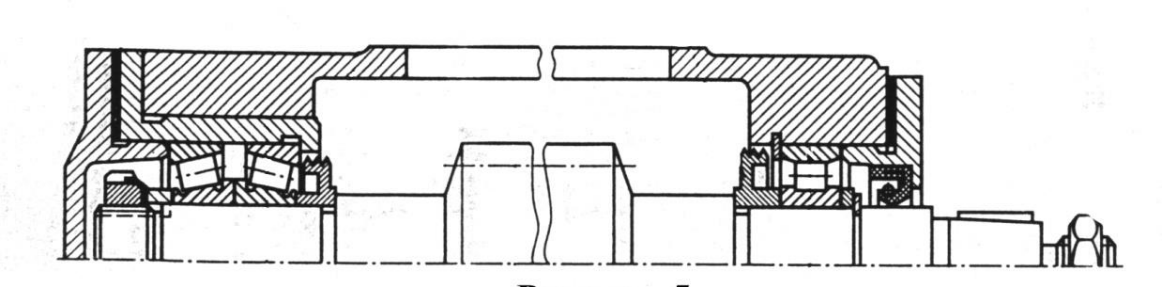


Рис. 45. Вал-червяк. Верхнее расположение

При верхнем расположении подшипники смазываются густой смазкой, и они защищены мазеудерживающими кольцами. (рис. 31). Аналогичная конструкция подшипниковых узлов применяется также при большом расстоянии между опор и при нижнем расположении вала-червяка.

Вал-червяк (рис. 46). Нижнее расположение червяка. Уровень жидкой смазки-до середины тел качения, подшипники защищены маслоотражательными кольцами.

В опорах тихоходного вала червячного колеса **обычно используются, конические подшипники, установленные «враспор», регулируются по осевой игре комплектом прокладок под крышками.**

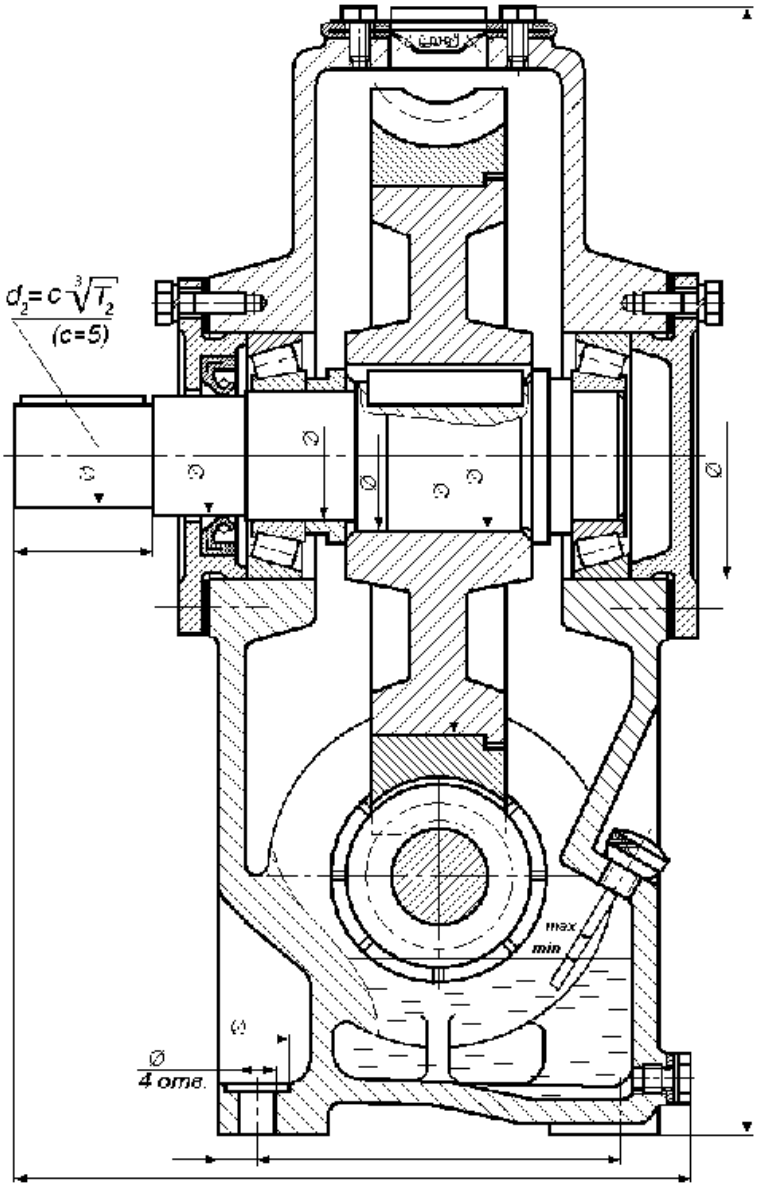


Рис. 46. Опоры вала червячного колеса и уровень масла

В случае, когда червячный редуктор выполняется с охлаждением вентилятором, вал червяка может иметь опоры комбинированные (рис. 47). Одна опора – правая фиксированная, два радиально-упорные подшипника тип 6 и левая – плавающая, радиальный шариковый подшипник тип 0 [6].

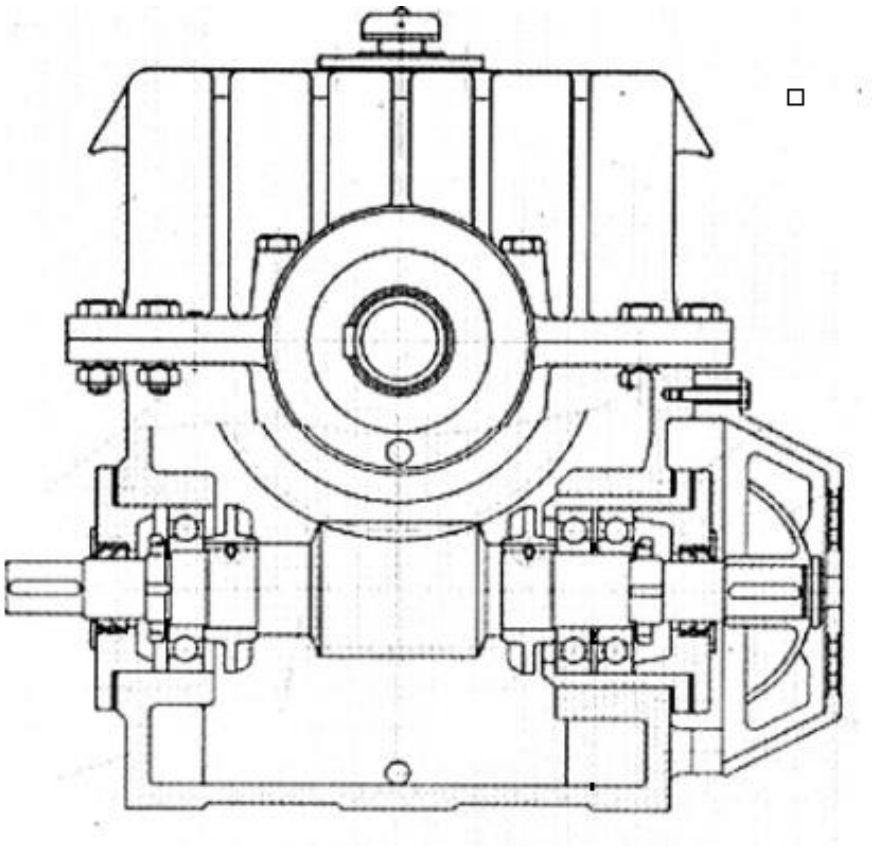


Рис. 47. Червячный редуктор с вентилятором

6.4. Приводной вал

Особенность таких тяжелонагруженных валов, следующая – опоры вала монтируются каждая в своем независимом корпусе, расположенном на значительном расстоянии друг от друга. Точность установки таких опор относительно друг друга очень невысока, т.е. заранее ожидаются погрешности монтажа, и поэтому требуется выполнять специальные конструктивные меры, обеспечивающие нормальную работу подшипников.

Применяются подшипники самоустанавливающиеся (допускающие угол перекоса до 3°), тип 1 или тип 3, для более нагруженных опор:

– одна опора выполняется «плавающей», обычно дальняя,

– вторая опора выполняется фиксированной, обычно расположенная ближе ко всему приводу (муфте, цепной передаче, открытой зубчатой и т. д.).

Корпуса таких опор стандартные, их типоразмеры приводятся в справочниках по подшипникам.

Показанные на примерах опоры приводных валов для ленточного (рис. 48) и цепного (рис. 49) транспортеров выполнены с **разъемными корпусами**, что предпочтительнее для монтажа и дальнейшего обслуживания таких тяжело нагруженных опор.

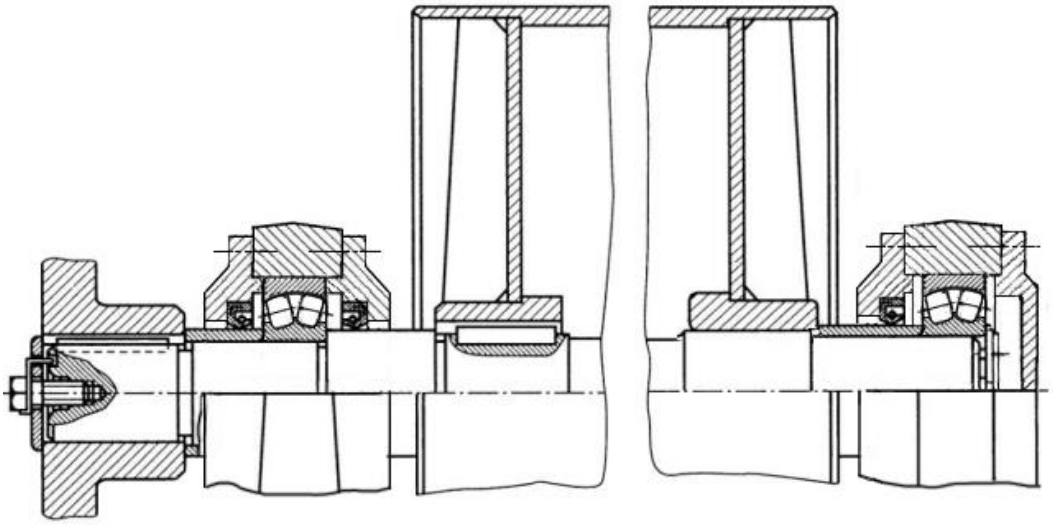


Рис. 48. Приводной вал ленточного конвейера

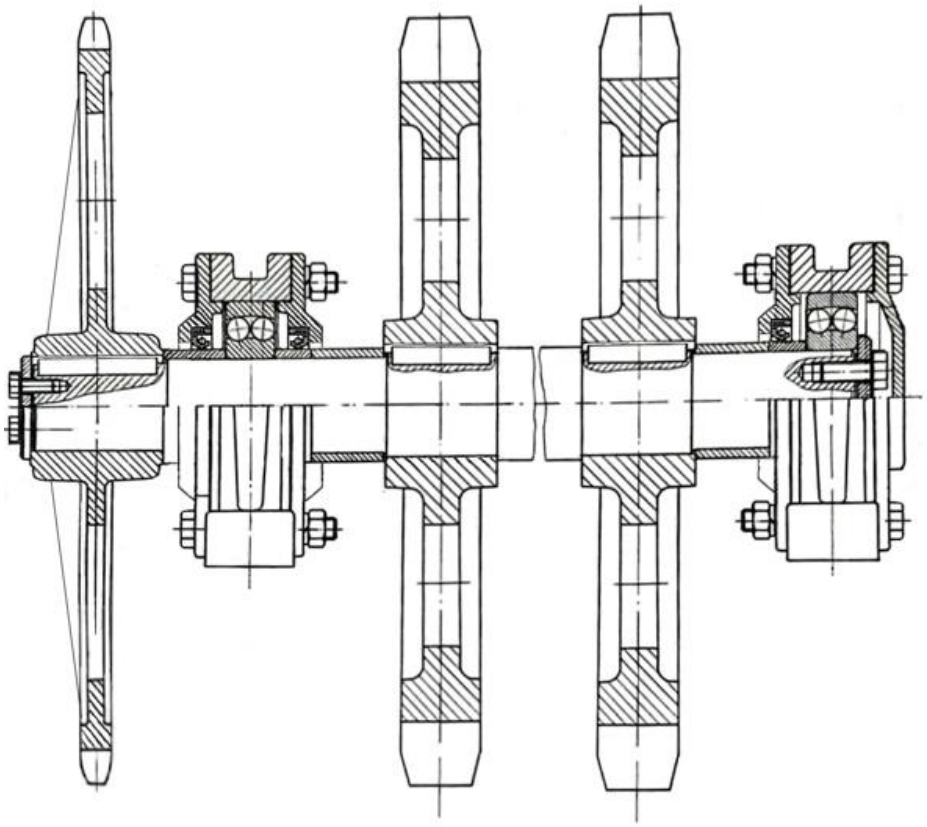


Рис. 49. Приводной вал цепного конвейера

В тяжело нагруженных опорах применяют подшипники двухрядные самоустанавливающиеся с бочкообразными роликами типа 3, обладающие значительно большей грузоподьемностью.

Одна опора выполняется фиксирующей в обе стороны, вторая, обычно дальняя, плавающей.

Корпуса независимых опор бывают разной конструкции, рекомендуются разъёмные, собирающиеся на шпильках. Это облегчает сборку и обслуживание всего привода транспортера [10].

Разъёмные корпуса для таких опор выполняются по ГОСТ 13218–80 (приложение, табл. П10).

6.5. Вертикальные валы. Опорный узел

Опорный узел вертикальных валов обычно бывает комбинированным так как должен воспринимать вертикальную и горизонтальную реакции опоры.

На рис. 50 для восприятия горизонтальной реакции X_1 установлен шариковый радиальный подшипник тип 0, а для вертикальной реакции Y_1 шариковый упорный подшипник тип 8 в комбинации со сферической самоустанавливающейся шайбой для компенсации возможных перекосов (рис. 51, 52).

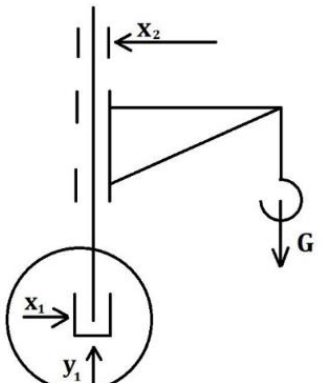


Рис. 50. Схема нагружения вертикального вала

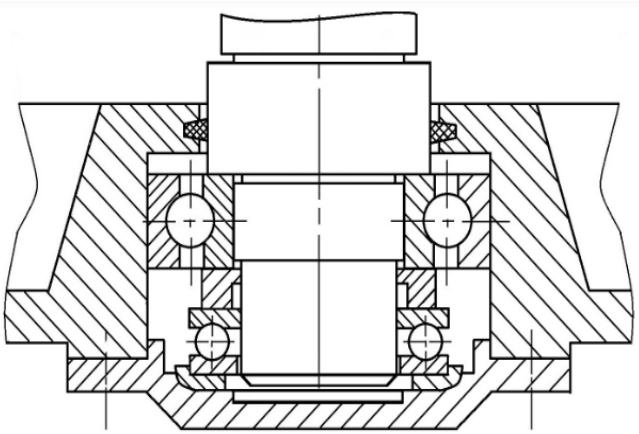


Рис. 51. Опорный узел вертикального вала

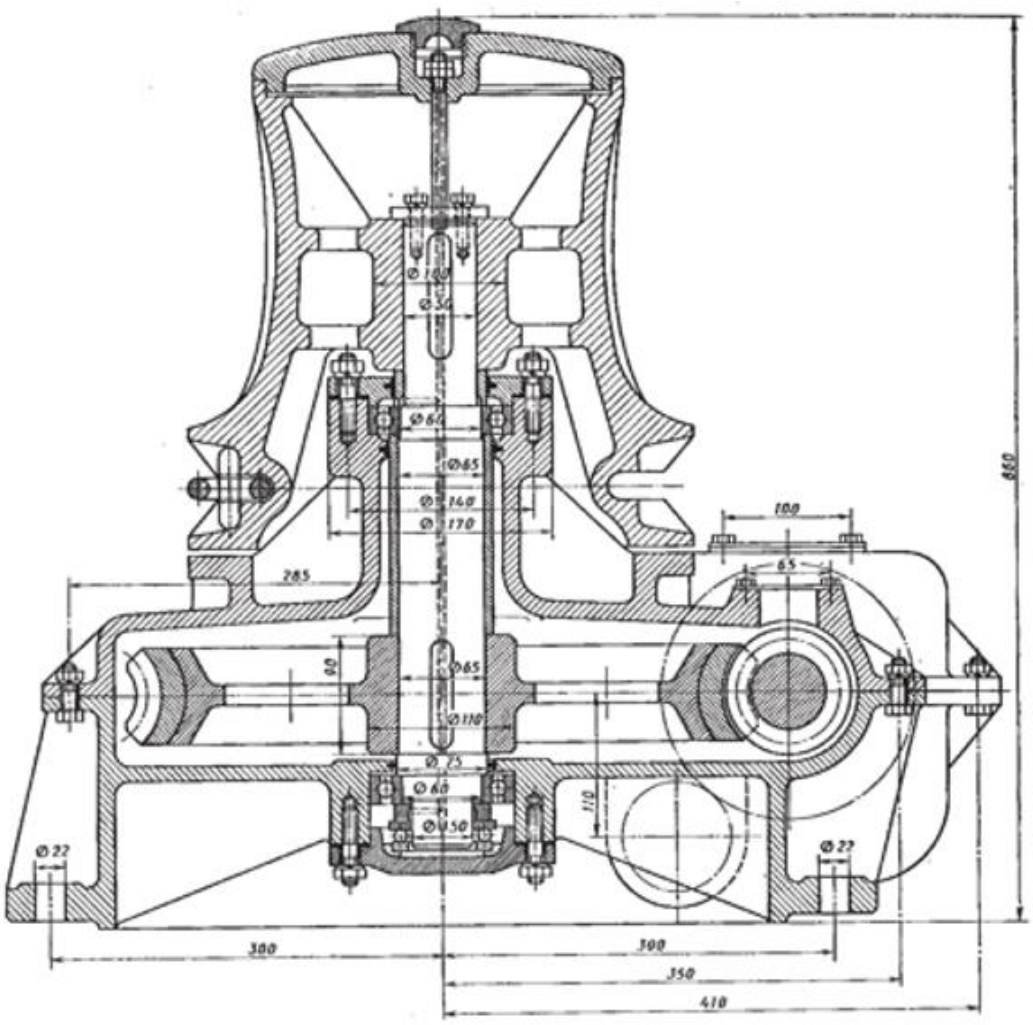


Рис. 52. Пример конструкции автомобильного шпиля с вертикальным валом

7. ШАРИКОВЫЕ ВТУЛКИ ДЛЯ ПРОДОЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

7.1. Конструкция шариковых направляющих

Подшипники качения предназначены для опор вращающихся валов и других деталей, но иногда по конструкции требуется создать опору для валов или других деталей, движущихся поступательно-продольное перемещение.

Направляющие качения обеспечивают высокую нагрузочную способность, имеют малый коэффициент трения (0,0015…0,004), плавное движение, допускают высокую скорость. Основной их недостаток – высокая стоимость. Значение имеют конструктивные особенности рециркуляции шариков, высокая точность перемещения при выборе типа линейных втулок различных фирм, т.к. необходимо обеспечить жесткость на всём пути подвижного звена.

Для таких конструкций используют шариковые втулки (рис. 53–55).

Для тяжело нагруженных опор кроме шариковых втулок выпускаются также рельсовые шариковые направляющие (рис. 56).

Рассмотрим параметры и особенности изготовления шариковых втулок и рельсовых направляющих зарубежными производителями. Фирмы выпускающие шариковые втулки и рельсовые направляющие:

SKF:

- диаметр до 30 мм,
- длина втулки до 50 мм,
- величина возможного хода при монтаже до 6 м,
- грузоподъёмность до 7000 Н,
- величину вылета руки $R_{\max}$,
- набор секций до 6 м.

ТНК (Япония) и ее филиал SHS (Япония) выпускают шариковые линейные втулки с направляющими меньших размеров и грузоподъёмности, но имеющих несколько вариантов исполнения корпуса для крепления дополнительного оборудования (фланец или площадка под каретку).

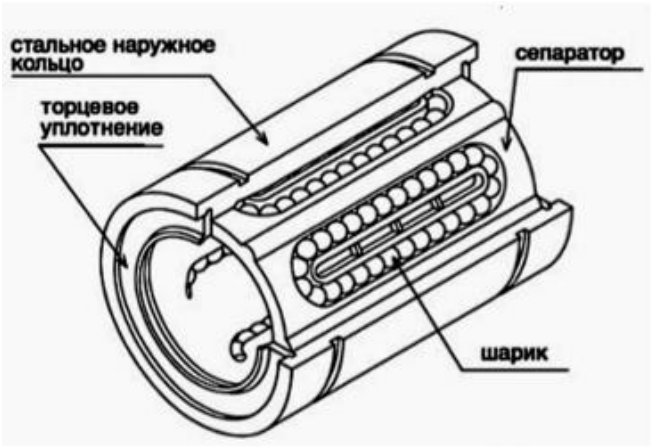


Рис. 53. Конструктивная схема шариковой втулки



Рис. 54. Шариковая втулка



Рис. 55. Шариковая втулка с фланцем крепления

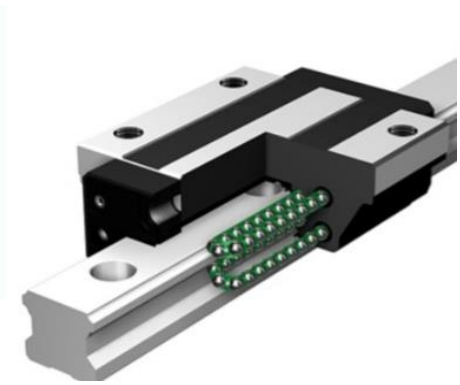


Рис. 56. Рельсовые шариковые направляющие

Nippon Bearing (Япония) выпускает продукцию трёх основных размерных рядов. Особенностью втулок данного производителя является возможность исполнения с разным количеством сепараторов, достигающим трёх.

- диаметрами d от 6 до 20 мм;
- диаметрами для тяжелонагруженных d до 100 мм исполнения с 4–6 рядами шариков;
- длина выпускаемых втулок достигает 30 мм, для d_r до 30 мм и до 50 мм для больших d_r.

Nippon Bearing (Япония) выпускает шариковые рельсовые направляющие качения (РНК) для работы при больших нагрузках и высоких требованиях по точности.

Rexroth Bosch Group (Германия) – диаметрами d до 80 мм [12].

7.2. Порядок расчета и подбора шариковых втулок и рельсовых направляющих

Расчет и подбор таких опор производится, как и обычных подшипников, по грузоподьемности C с учетом суммарной величины пробега – длины горизонтального пути за срок службы (аналог количества оборотов кольца подшипника).

Порядок расчёта можно представить в следующем виде.

Исходные данные:

G – грузоподьемность,

L_S – длина пролета (длина прямолинейного участка),

V – скорость перемещения,

L_h – срок службы,

– число и размер втулок.

При расчетах определяют величину полного пробега (км) и ресурс по времени в часах (табл. 12).

Номинальный ресурс рассчитывается с учетом режима работы [11, 12].

Таблица 12

Расчет номинального ресурса

$L = \left(\frac{f_H f_T f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{F} \right)^3 50$	$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{2 l_S \cdot n_i 60}$
где L – номинальный ресурс (пробег), км; f_C –коэффициент сопряжения; f_H – коэффициент твердости вала; f_T – температурный коэффициент; f_W – коэффициент нагружения; C –динамическая грузоподъемность; F – нагрузка.	где L_h – номинальный ресурс, выраженный через время, ч; L – номинальный ресурс (пробег), км; l_S – длина хода, м; n_i – число циклов в минуту.

В зависимости от режима работы коэффициенты f_H, f_T, f_C, f_W принимаются по графикам (рис. 57–59) (табл. 13). При постоянном режиме работы расчет можно упростить:

$$L_h = \frac{L}{2s \cdot n \cdot 60}$$

Допустимая динамическая нагрузка C (грузоподъемность) определяется:

$$C = \frac{F}{f_H f_T f_L},$$

где F – динамическая эквивалентная нагрузка подшипника (Н);

f_L – коэффициент срока службы, при этом зависит от срока службы – L (10^5) (рис. 57).

Таблица 13

Коэффициент контакта f_C (учитывает количество втулок)

Число близко расположенных втулок	Коэффициент контакта f_C
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61
Обычное использование	1

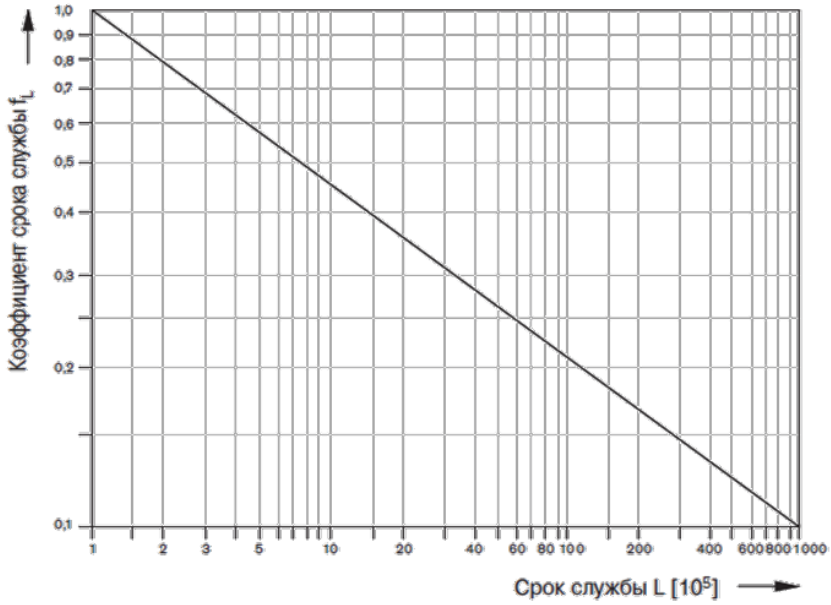


Рис. 57. Коэффициент срока службы f_L

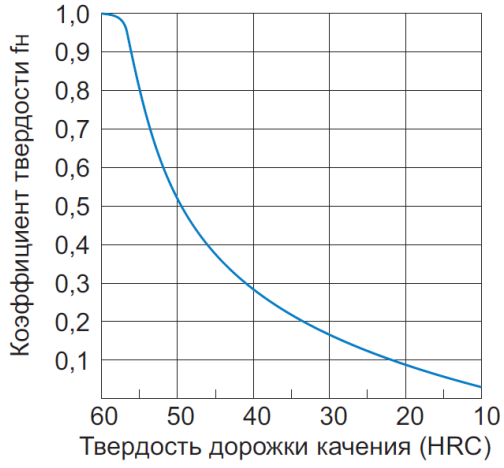


Рис. 58. Изменение коэффициента твердости f_H

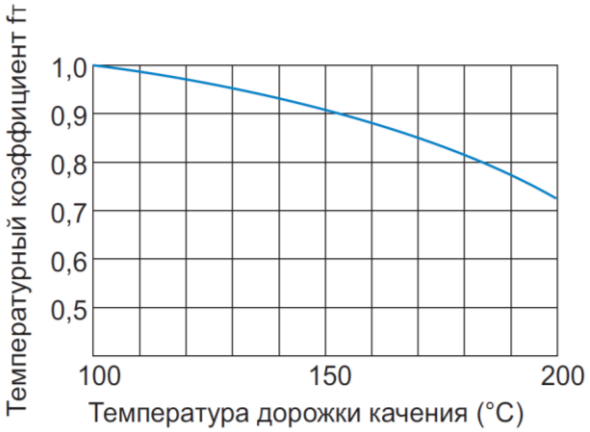


Рис. 59. Изменение температурного коэффициента f_T

Высокая точность перемещения и узла при выборе размера линейных шариковых втулок различных фирм необходимо обеспечить жесткость на всём пути подвижного звена и учитывать особенности конструкции, например, выпускаемых фирмами SKF (диаметр до 30 мм, длина втулки до 50 мм, величина возможного хода при монтаже до 6 м, грузоподъёмность до 7000 Н, обеспечивает любую величину горизонтального пролета . Фирма ТНК выпускает шариковые линейные втулки с направляющими меньших размеров и грузоподъёмности, но имеющих несколько вариантов исполнения корпуса для крепления дополнительного оборудования (фланец или площадка под каретку).

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Лабораторная работа № 1
Изучение подшипников качения

Цель работы: изучить классификацию подшипников (табл. Л1.1), основные характеристики, основы расчета и критерии работоспособности подшипников.

Порядок выполнения работы

1. Провести внешний осмотр представленных натурных образцов подшипников (если работа проводится дистанционно, то даны фотографии образцов подшипников);
2. Определить тип.
3. Установить и записать их номер (клеймо), расшифровать его.
4. Зарисовывать их упрощенное изображение на чертежах (эскиз).
5. Записать их полную характеристику, полное название, основные габаритные размеры в соответствии с ГОСТом на данный подшипник.
6. Перечислить какие нагрузки воспринимает, где применяется, тип редуктора, тип опоры.
7. Требования по регулировке. Изучить предложенные дополнительно в журнале фотографии других типов подшипников, дать их полное название, характеристику по номеру, выполнить эскиз [11].
8. Оформить журнал наблюдений (табл. Л1.2).

Таблица Л1.1

Конструкции подшипников

№№ п/п	Натурный образец или фотография	Клеймо	Характеристика	эскиз
1	*2*	*3*	*4*	*5*
2.		**8310**		
3.		**9438 (29438)**		
4.		**2215, 42215**		
5.		**1214**		
6.		**3615**		
7.		**6017**		

Продолжение табл. Л1.1

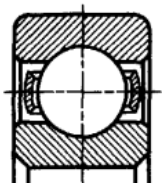
1	*2*	*3*	*4*	*5*
8.		**7207**		
9.		**8308**		
10.				
11.	 	**5212, 5110**		
12.		**3212, 3314**		

Окончание табл. Л1.1

1	*2*	*3*	*4*	*5*
13.		**3516**		

Таблица Л1.2

Пример оформления журнала изучения конструкций подшипников

№№ п/п	Натурный образец или фотография	Клеймо	Характеристика	Эскиз
1.		**309** Тип 0 – шариковый радиальный однорядный, средней серии, *d* =45 мм *D* =100 мм *B* =25 мм	Воспринимает нагрузку радиальную и осевую в размере 0,7 от неиспользованной радиальной, применяется в цилиндрических редукторах, регулировка не требуется.	

Лабораторная работа № 2
Анализ конструкций узлов

Цель работы: изучить и проанализировать предложенные схемы конструкций опор приведенных редукторов.

Порядок выполнения работы

1. Изучить натурные образцы редукторов, если лабораторная работа проводится дистанционно, то рассмотреть предложенные в журнале эскизы конструкций опор валов (табл. Л2.1).
2. Определить тип подшипников и тип опор – фиксированная в обе стороны, фиксированная в одну сторону или плавающая и т.д., на представленных эскизах различных валов редукторов.

3. Записать полное название подшипников с указанием номера типа.

4. Зарисовывать упрощенное изображение расчетной схемы валов.

5. Показать стрелками схему передачи осевой силы от зацепления на корпус.

6. Перечислить какие нагрузки воспринимает каждая опора.

7. Требования по регулировке:
   – перечислить типы подшипников, требующих специальной регулировки;
   – указать критерии регулировки;
   – перечислить способы регулировки.

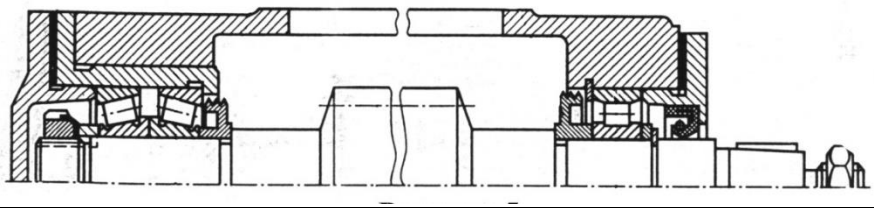
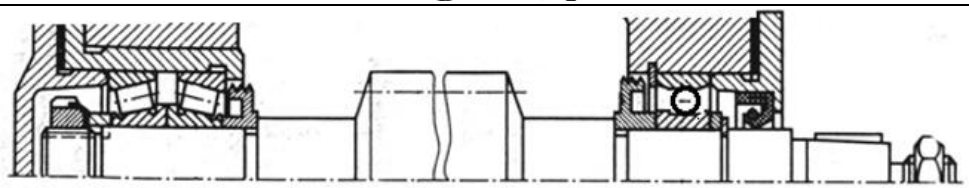
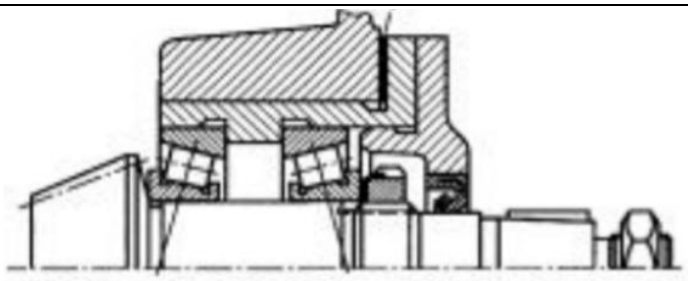
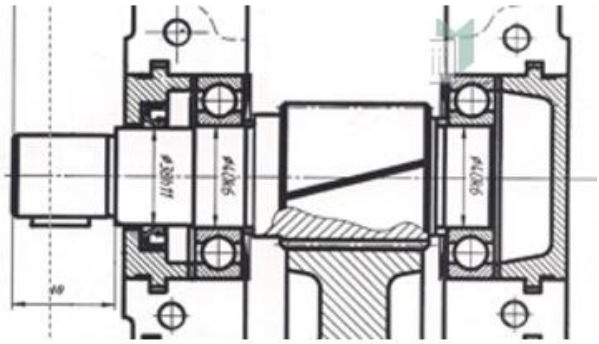
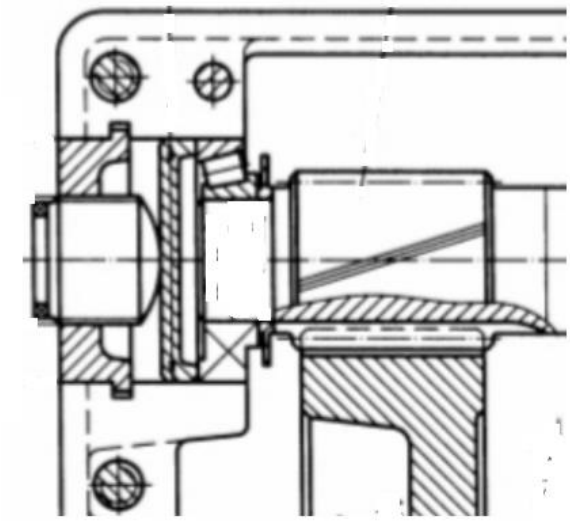
8. Обозначить посадки под подшипники на вал и в корпус.

9. Перечислить способы монтажа и демонтажа.

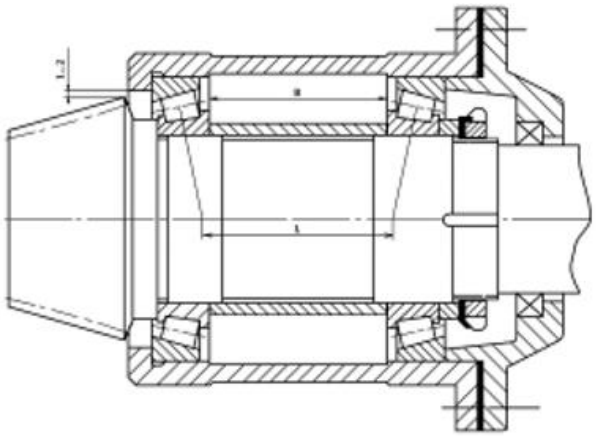
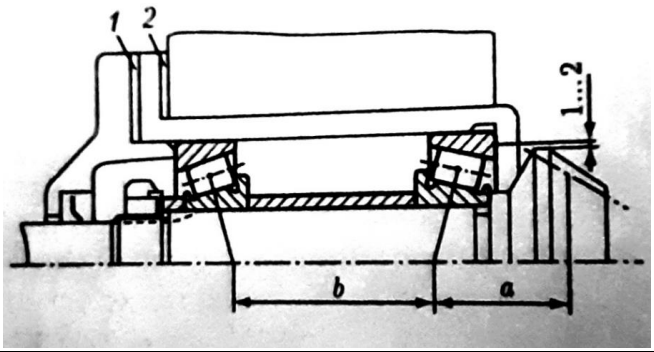
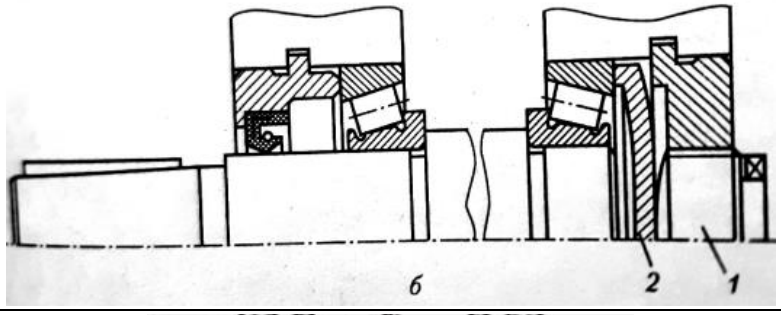
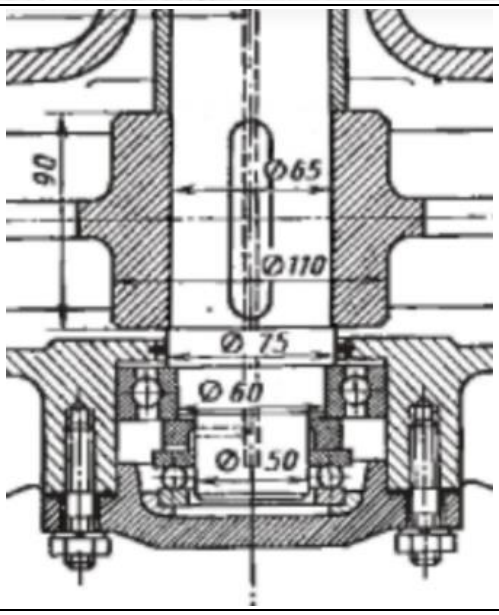
10. Оформить журнал анализа конструкций узлов (табл. Л2.2).

Таблица Л2.1

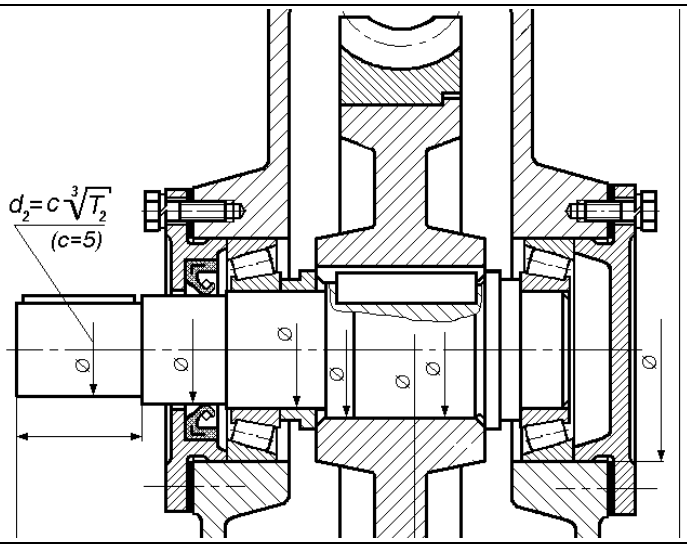
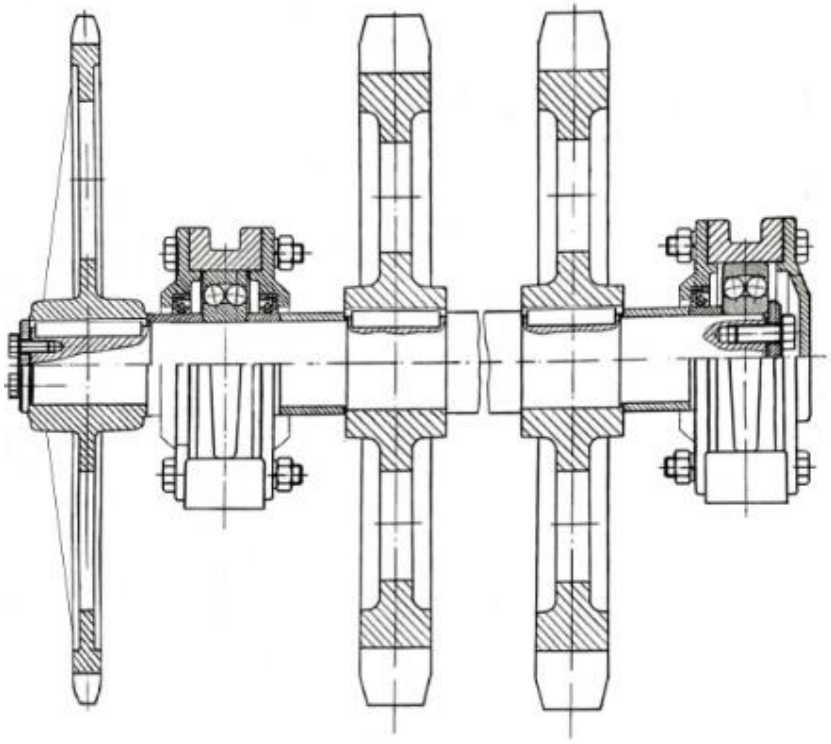
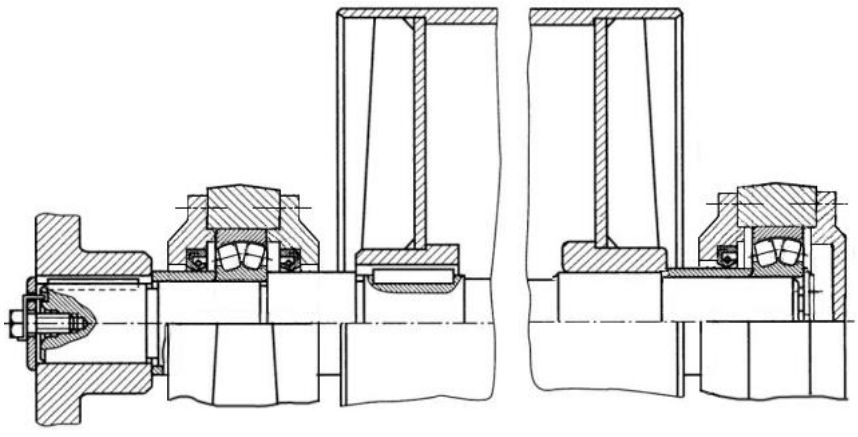
Эскизы конструкций опор валов

№№ варианта	Изображение узла конструкции опор валов
1	*2*
1.	
2.	
3.	
4.	
5.	

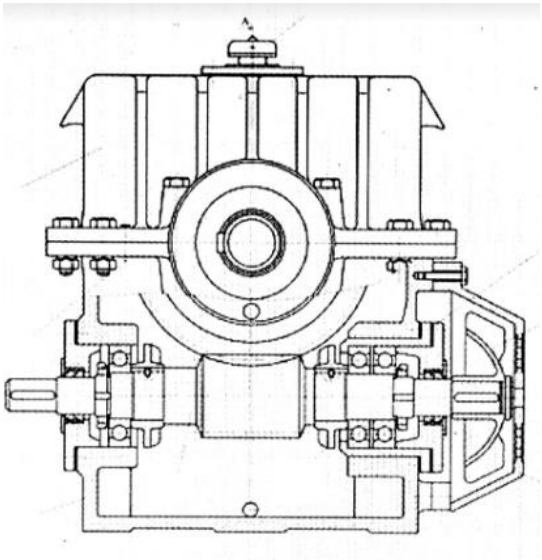
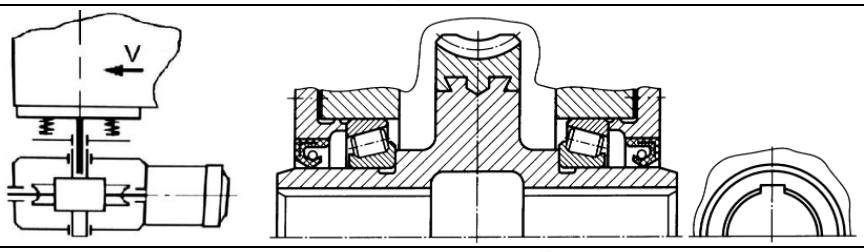
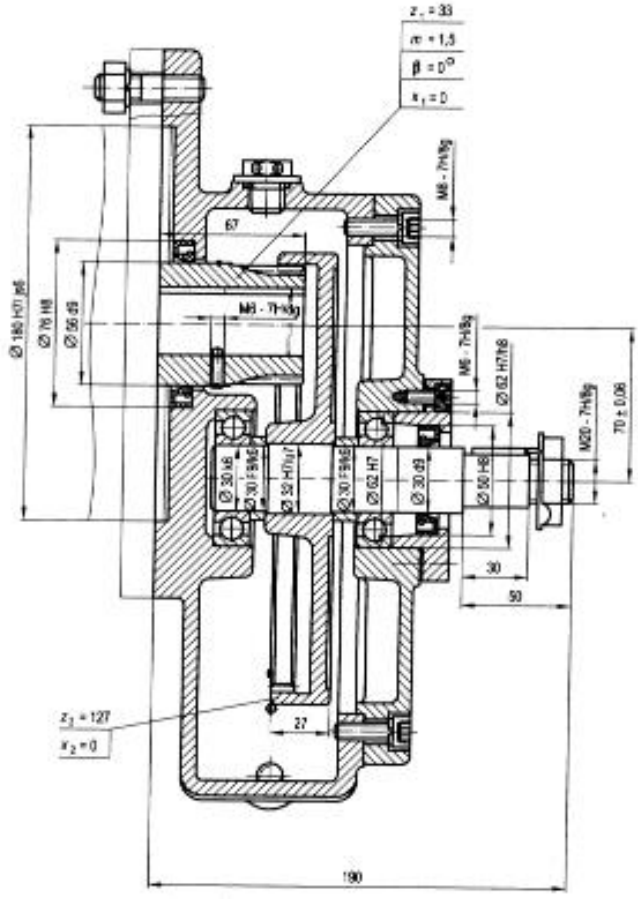
Продолжение табл. Л2.1

1	*2*
6.	
7.	
8.	
9.	

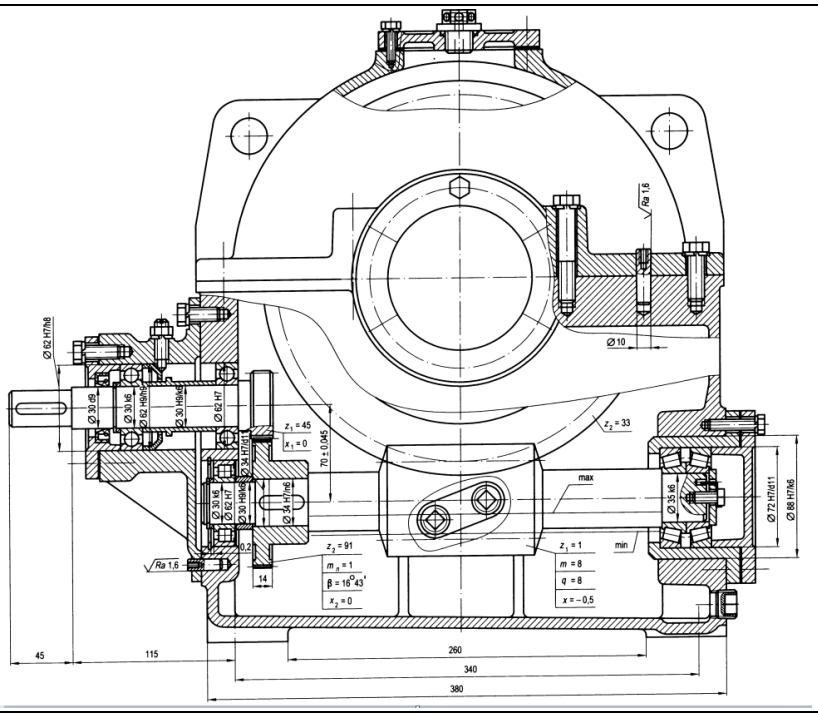
Продолжение табл. Л2.1

1	*2*
10.	
11.	
12.	

Продолжение табл. Л2.1

1	*2*
13.	
14.	
15.	

Окончание табл. Л2.1

1	*2*
16.	

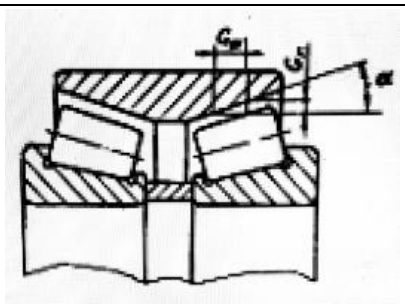
Журнал изучения и анализа конструкций следует оформлять письменно или в электронном виде отдельным файлом, соответственно, как в лабораторной работе № 1.

Журнал анализа конструкций

Для анализа представлены конструкции опор валов (табл. Л2.1). Пример оформления журнала анализа конструкций узлов приведен в таблице Л2.2.

Таблица Л2.2

Пример оформления журнала анализа конструкций узлов

№№ п/п	Эскиз вала	Тип подшипников	Характеристика	Расчетная схема
2.				

Согласно полученному заданию (п. 4) составить сначала расчетную схему опор вала (рис. Л2.1), а потом на ней обозначить расчетные силы по образцу, как показано на рис. Л2.2.

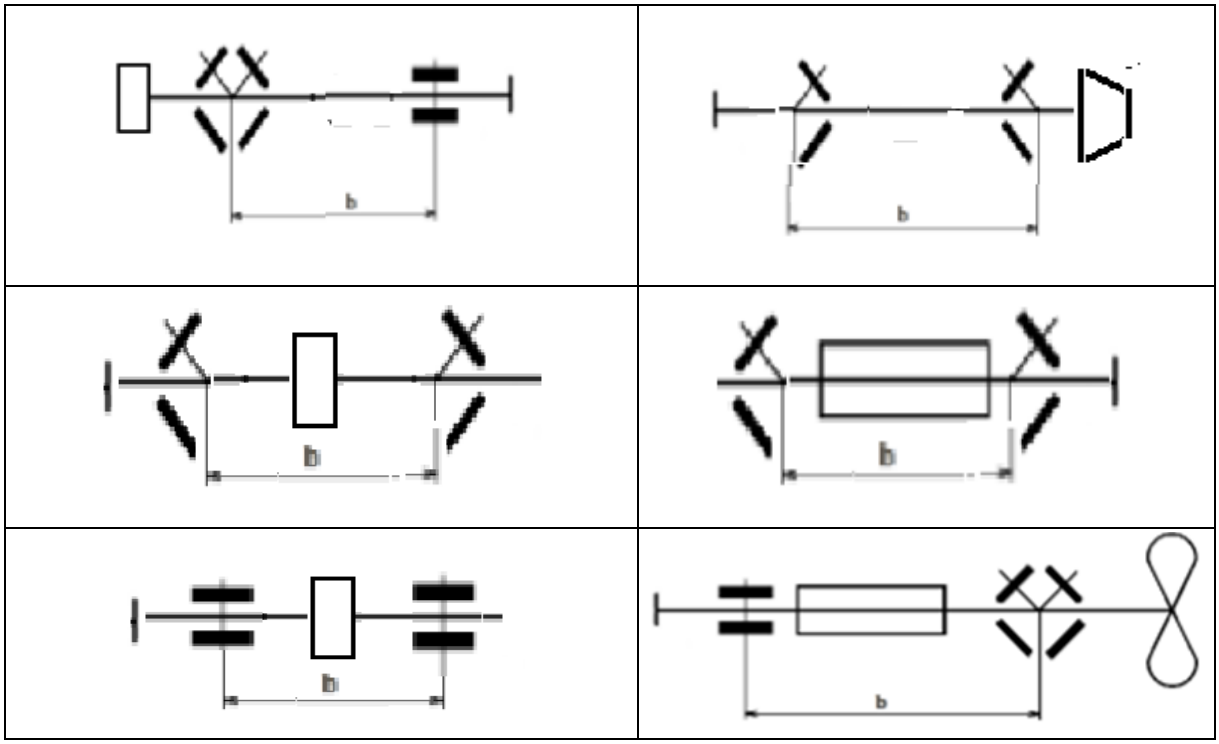
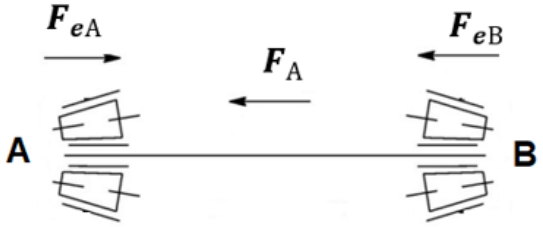
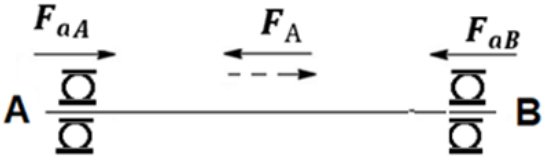


Рис. Л2.1. Расчетные схемы опор узла подшипника



а)



б)

Рис. Л2.2. Примеры выполнения расчетной схемы сил

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПОДГОТОВКИ

1. Что такое «плавающая» опора?
2. Какие типы подшипников применяют для «плавающих» опор?
3. Что такое «фиксированная опора»? В одну сторону? в обе стороны?
4. Какие типы подшипников применяют для «фиксированных» опор в одну сторону?
5. Какие типы подшипников применяют для «фиксированных» опор в обе стороны?
6. Какие типы опор применяют в червячных редукторах с большим расстоянием между опорами?
7. Сравнить характеристики подшипников типа 1 и типа 3. В каких случаях применяются подшипники данных типов?
8. Сравнить характеристики подшипников типа 4 и типа 5. В каких случаях применяются подшипники данных типов?
9. Сравнить характеристики подшипников типа 6 и типа 7. В каких случаях применяются подшипники данных типов?
10. В каких случаях применяются подшипники типов 8 и 9?
11. По какому основному параметру проверяют пригодность конструктивно подобранных подшипников?
12. Что такое «эквивалентная приведенная нагрузка» на подшипник?
13. Как в расчетах учитывается срок службы подшипника?
14. Что такое «базовая статическая грузоподьемность» подшипника?
15. Что такое «базовая динамическая грузоподьемность» подшипника?
16. Как расшифровывается номер подшипника? Например, № 307 или № 7208.
17. Что учитывает долговечность подшипника?
18. Как в расчетах учитывается заданная вероятность безотказной работы?
19. Как заданная вероятность безотказной работы влияет на ресурс работы?
20. Какие достоинства и недостатки имеют подшипники качения по сравнению с подшипниками скольжения?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебно-методическом пособии кратко отражено содержание теоретических и практических вопросов по подшипникам качения. Материал подобран, систематизирован и расположен так, что им удобно пользоваться при проектировании опор валов редукторов. Теоретический материал закрепляется выполнением лабораторных работ.

В процессе изучения студенты используют общепринятые технические термины, соответствующие ГОСТам и установившимся методикам по подбору и проектированию подшипников и подшипниковых узлов редукторов.

Изучение порядка монтажа и демонтажа подшипников, а также способы смазки зацепления и подшипников, прививает практические навыки работы с механизмами у студентов. Способствует более обдуманному подходу к выполнению курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Также может быть использовано при изучении соответствующих разделов дисциплин «Основы проектирования», «Техническая механика», «Основы триботехники», «Испытания на прочность и износостойкость», «Надежность механических систем».

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Атлас конструкций узлов и деталей машин : учеб. пособие/ [Б.А. Байков и др.] ; под ред. О.А. Ряховского, О.П. Леликова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 400 с. : ил.
2. Дмитриева Л.А. Детали машин и основы конструирования. Краткий курс. Примеры расчетов : учебное пособие для вузов / Л. А. Дмитриева. – М. : ИД «Спектр», 2013. – 276 с.: ил.
3. Дмитриева Л.А., Чихачева О.А., Лукьянов А.С. Компьютерное моделирование при изучении дисциплины «Детали машин и основы конструирования». В сборнике: SCIENCE, TECHNOLOGY AND LIFE – 2015 Proceedings of materials the international scientific conference. Editors L.I. Savva, A.I. Marasanov, A.V. Podoprigora, T.G. Gurnovich. Киров, 2016.
4. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Издательский центр «Академия», 2007 г. – 496 с.
5. Изучение червячных передач: учебно-методическое пособие для студентов всех машиностроительных специальностей и направлений подготовки всех форм обучения / О.А. Чихачева, А.С. Лукьянов, Л.А. Дмитриева; под ред. В.С. Бондаря. – Москва: Московский Политех, 2021. – 1 CD-R. – Загл. с титул. экрана. – Текст: электронный. ISBN 978-5-2760-2660-2
6. Каталог подшипники качения SKF [Электронный ресурс]/ Электрон. дан. – М.: Справочно-информационный Интернет-портал «Машдеталь», 2017. – режим доступа: https://mashdetal.ru/catalog/skf/, свободный. – загл. с экрана.
7. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение,2007. – 464 с.: ил.
8. Сравнительные характеристики направляющих качения для механизмов продольного перемещения промышленных роботов Чихачева О.А., Дмитриева Л.А., Щербаев П.А., Урусов С.К. В сборнике: СТАНОВЛЕНИЕ ОБЩЕСТВА ЗНАНИЯ: НОВЫЕ СТРАТЕГИИ НАУКИ. сборник научных трудов по материалам VII Международной научно-практической конференции. 2019. С. 54–61.

9. Тетрадь для лекционных и семинарских занятий по курсу «Детали машин и основы конструирования» Лукьянов А.С., Чихачева О.А., Баловнев Н.П. Москва, 2015
10. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог.-М.:Машиностроение,2003.-576 с;ил.
11. Чихачева О.А, Дмитриева Л.А., Фомин Д.Ю., Кузнецов Д.А. Смазка механических передач и подшипниковых узлов. Наука и практика: сборник статей международной научной конференции молодых ученых. Россия, Москва,15–16 апреля 2016 г. [Электронный ресурс] / под ред. проф. В.О. Бернацкого, О.А. Чихачевой, И.Б. Теблоевой. – Электрон. Текст. Дан. (1 файл 2,3 Мб). – М.: РусАльянс Сова, 2016. – 1 электрон. Опт. Диск (CD-ROM).
12. Чихачева О.А., Лукьянов А.С., Дмитриева Л.А. Определение основных параметров зубчатого цилиндрического редуктора: методические указания к выполнению лабораторной работы № 8 по дисциплине «Детали машин и основы конструирования», для студентов всех специальностей и направлений подготовки всех форм обучения / О.А. Чихачева, А.С. Лукьянов, Л.А. Дмитриева; под ред. В.С. Бондаря. – Москва: Московский политех,2020. – 32 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

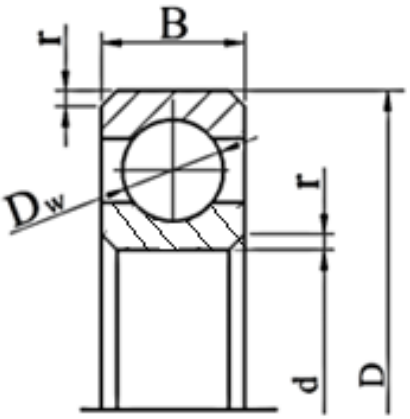
Таблица П1

Предварительный выбор подшипников

<table>
<tr><th>Передача</th><th>вал</th><th>Тип подшипников</th><th>Серия</th><th>Угол контакта</th><th>Схема установки</th></tr>
<tr><td rowspan="3">Цилиндрическая</td><td>Б</td><td>Радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 200$ мм</td><td>Средняя (легкая)</td><td>–</td><td>С одной фиксирующей опорой</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Т</td><td>При $F_a/F_r \geq 0,25$ -радиальные шариковые однорядные
При $F_a/F_r > 0,25$ -роликовые конические типа 7000</td><td>Легкая (средняя)
легкая</td><td>$\alpha = 11\ldots16^\circ$ Для типа 7000</td><td>Враспор</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Червячная</td><td rowspan="2">Б</td><td>Радиально-упорные шариковые типа 46000; роликовые конические типа 27000; радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 160$ мм</td><td rowspan="2">средняя</td><td rowspan="2">$\alpha = 11\ldots16^\circ$ Для типа 7000;
$\alpha = 25\ldots29^\circ$ Для типа 27000;
$\alpha = 12^\circ$ Для типа 36000
$\alpha = 26^\circ$ Для типа 46000</td><td>С одной фиксирующей опорой</td></tr>
<tr><td>Конические роликовые типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36000 при $a_w \geq 160$ мм</td><td>Враспор</td></tr>
<tr><td>Т</td><td>Роликовые конические типа 7000</td><td>Легкая</td><td></td><td></td></tr>
<tr><td colspan="6">Условные обозначения Б – быстроходный вал; Т – тихоходный вал</td></tr>
</table>

Таблица П2

Подшипники шариковые радиальные однорядные
(из ГОСТ 8338–75)



Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
	d	*D*	*B*	*r*	D_w	C_r	C_{or}		*d*	*D*	*B*	*r*	D_w	C_r	C_{or}
Серия диаметров 2								*Серия диаметров 3*							
204	20	47	14	1,5	7,938	12,7	6,2	304	20	*52*	15	2	9,525	15,9	7,8
205	25	52	15	1,5	7,938	14,0	6,95	305	25	*62*	17	2	11,509	22,5	11,4
206	30	62	16	1,5	9,525	19,5	10,0	306	30	72	19	2	12,303	28,1	14,6
207	35	72	17	2	11,112	25,5	13,7	307	35	80	21	2,5	14,288	33,2	18,0
208	40	80	18	2	12,700	32,0	17,8	308	40	90	23	2,5	15,081	41,0	22,4
209	45	85	19	2	12,700	33,2	18,6	309	45	100	25	2,5	17,462	52,7	30,0
210	50	90	20	2	12,700	35,1	19,8	310	50	110	27	3	19,050	61,8	36,0
211	55	100	21	2,5	14,288	43,6	25,0	311	55	120	29	3	20,638	71,5	41,5
212	60	110	22	2,5	15,875	52,0	31,0	312	60	130	31	3,5	22,225	81,9	48,0
213	65	120	23	2,5	16,669	56,0	34,0	313	65	140	33	3,5	23,812	92,3	56,0
214	70	125	24	2,5	17,462	61,8	37,5	314	70	150	35	3,5	25,400	104,0	63,0
215	75	130	25	2,5	17,462	66,3	41,0	315	75	160	37	3,5	26,988	112,0	72,5
216	80	140	26	3	19,050	70,2	45,0	316	80	170	39	3,5	28,575	124,0	80,0

Примечание. Пример обозначения подшипника 209: «Подшипник 209 ГОСТ 8338–75».

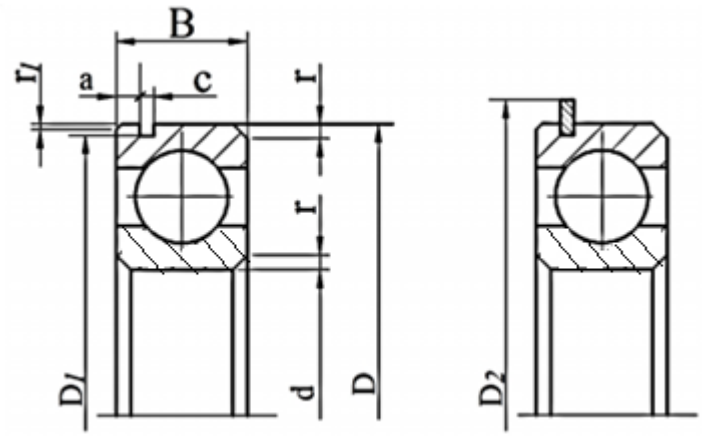
Таблица П2.1

Подшипники шариковые радиальные, тип 0, тяжелая серия 4

d	*D*	Размер *B* для серий ширин		r_{min}	*d*	*D*	Размер *B* для серий ширин		r_{min}
		0	2				0	2	
8	30	10	14	0,6	140	360	82	132	5
9	32	11	15	0,6	150	380	85	138	5
10	37	12	16	0,6	160	400	88	142	5
12	42	13	19	1	170	420	92	145	5
15	52	15	24	1,1	180	440	95	150	6
17	62	17	29	1,1	190	460	98	155	6
20	72	19	33	1,1	200	480	102	160	6
25	80	21	36	1,5	220	540	115	180	6
30	90	23	40	1,5	240	580	122	190	6
35	100	25	43	1,5	260	620	132	206	7,5
40	110	27	46	2	280	670	140	224	7,5
45	120	29	50	2	300	710	150	236	7,5
50	130	31	53	2,1	320	750	155	250	9,5
55	140	33	57	2,1	340	800	165	265	9,5
60	150	35	60	2,1	360	850	180	280	9,5
65	160	37	64	2,1	380	900	190	300	9,5
70	180	42	74	3	400	950	200	315	12
75	190	45	77	3	420	980	206	325	12
80	200	48	80	3	440	1030	212	335	12
85	210	52	86	4	460	1060	218	345	12
90	225	54	90	4	480	1120	230	365	15
95	240	55	95	4	500	1150	236	375	15
100	250	58	98	4	530	1220	250	400	15
105	260	60	100	4	560	1280	258	412	15
110	280	65	108	4	600	1360	272	438	15
120	310	72	118	5	630	1420	280	450	15
130	340	78	128	5	670	1500	290	475	

Таблица П3

Подшипники шариковые радиальные однорядные канавкой под упорное пружинное кольцо (из ГОСТ 2893–82)



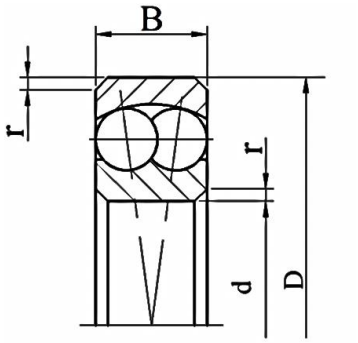
Серия диаметров 2						Серия диаметров 3					
Обозначение	Размеры, мм					Обозначение	Размеры, мм				
	d	D_1	D_2	*a*	c		*d*	D_1	D_2	*a*	c
50204	20	44,6	52,7	2,46	1,4	50304	20	49,7	57,9	2,46	1,4
50205	25	49,7	57,9	2,46	1,4	50305	25	59,6	67,7	3,28	1,9
50206	30	59,6	67,7	3,28	1,9	50306	30	68,8	78,6	3,28	1,9
50207	35	68,8	78,6	3,28	1,9	50307	35	76,8	86,6	3,28	1,9
50208	40	76,8	86,6	3,28	1,9	50308	40	86,8	96,5	3,28	2,7
50209	45	81,8	91,6	3,28	1,9	50309	45	96,8	106,5	3,28	2,7
50210	50	86,8	96,5	3,28	2,7	50310	50	106,8	116,6	3,28	2,7
50211	55	96,8	106,5	3,28	2,7	50311	55	115,2	129,7	4,06	3,1
50212	60	106,8	116,6	3,28	2,7	50312	60	125,2	139,7	4,06	3,1
50213	65	115,2	129,7	4,06	3,1	50313	65	135,2	149,7	4,9	3,1
50214	70	120,2	134,7	4,06	3,1	50314	70	145,2	159,7	4,9	3,1
50215	75	125,2	139,7	4,06	3,1	50315	75	155,2	169,7	4,9	3,1
50216	80	135,2	148,7	4,90	3,1	50316	80	163,6	182,9	5,7	3,5

Примечания: 1. r_1=0,5–0,8 мм.

2. Значения *D, B, r,* D_w, C_r, C_{0r} следует принимать по табл. 24.10 для соответствующего размера подшипников.

Таблица П4

Подшипники шариковые радиальные сферические двурядные (из ГОСТ 28428–90)

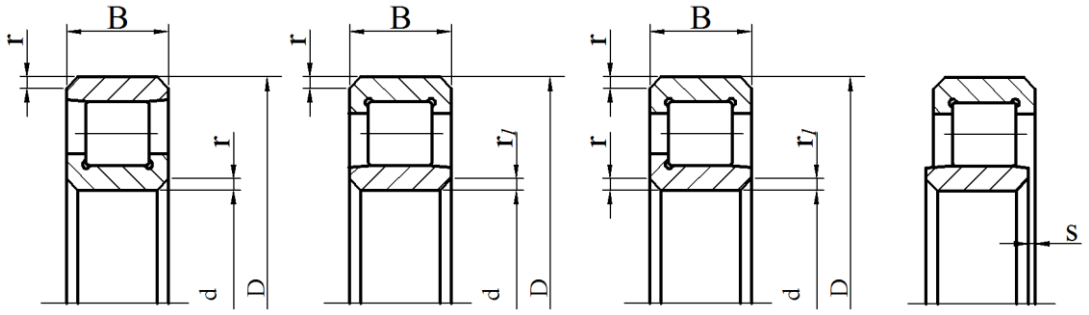


Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры					
								$F_a / F_r \le e$		$F_a / F_r > e$		
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}	e	X	Y	X	Y	Y_0
Серия диаметров 2												
1204	20	47	14	1,5	10,0	3,45	0,27		2,31		3,57	2,42
1205	25	52	15	1,5	12,2	4,4	0,27	1	2,32	0,65	3,6	2,44
1206	30	62	16	1,5	15,6	6,2	0,24		2,58		3,99	2,7
1207	35	72	17	2	16,0	6,95	0,23		2,74		4,24	2,87
1208	40	80	18	2	19,3	8,8	0,22		2,87		4,44	3,01
1209	45	85	19	2	22,0	10,0	0,21	1	2,97	0,65	4,6	3,11
1210	50	90	20	2	22,8	11,0	0,21		3,13		4,85	3,28
1211	55	100	21	2,5	27,0	13,7	0,2		3,2		5,0	3,39
1212	60	110	22	2,5	30,0	16,0	0,19		3,4		5,27	3,57
1213	65	120	23	2,5	31,0	17,3	0,17		3,7		5,73	3,88
1214	70	125	24	2,5	34,5	19,0	0,18		3,5		5,43	3,68
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,6	0,18		3,6		5,57	3,77
1216	80	140	26	3,0	40,0	23,6	0,16		3,9		6,10	4,13
Серия диаметров 3												
1304	20	52	15	2	12,5	4,4	0,29		2,17		3,35	2,27
1305	25	62	17	2	18,0	6,7	0,28		2,26		3,49	2,36
1306	30	72	19	2	21,2	8,5	0,26		2,46		3,80	2,58
1307	35	80	21	2,5	25,0	10,6	0,25		2,57		3,98	2,69
1308	40	90	23	2,5	29,0	12,9	0,23		2,61		4,05	2,74
1309	45	100	25	2,5	38,0	17,0	0,25.	1	2,54	0,65	3,93	2,66
1310	50	110	27	3	41,5	19,3	0,24		2,68		4,14	2,80
1311	55	120	29	3	51,0	24,0	0,23		2,70		4,17	2,82
1312	60	130	31	3,5	57,0	28,0	0,23		2,80		4,33	2,93
1313	65	140	33	3,5	62,0	31,0	0,23		2,79		4,31	2,92
1314	70	150	35	3,5	75,0	37,5	0,22		2,81		4,35	2,95
1315	75	160	37	3,5	80,0	40,5	0,22		2,84		4,39	2,97
1316	80	170	39	3,5	88,0	45,0	0,22		2,92		4,52	3,06

Примечания: 1. Коэффициент статической радиальной нагрузки $X_0 = 1$.
2. Пример обозначения подшипника 1210: «Подшипник 1210 ГОСТ 28428–90».

Таблица П5

Подшипники роликовые с короткими цилиндрическими роликами (из ГОСТ 8328–75)



Тип 2000 Тип 32000 Тип 42000

Обозначение			Размеры, мм						Грузоподъем-ность, кН	
			d	*D*	*B*	*r*	r_1	*s**	C_r	C_{0r}
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
Серия диаметров 2										
2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1	1,0	14,7	7,35
2205	32205	42205	25	52	15	1,5	1	1,1	16,8	8,8
2206	32206	42206	30	62	16	1,5	1	1,0	22,4	12,0
2207	32207	42207	35	72	17	2	1	1,1	31,9	17,6
2208	32208	42208	40	80	18	2	2	1,3	41,8	24,0
2209	32209	42209	45	85	19	2	2	1,2	44,0	25,5
2210	32210	42210	50	90	20	2	2	1,2	45,7	27,5
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,5	1,6	56,1	34,0
2212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	1,4	64,4	43,0
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	1,3	76,5	51,0
2214	32214	42214	70	125	24	2,5	2,5	1,2	79,2	51,0
2215	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	1,2	91,3	63,0
2216	32216	42216	80	140	26	3,0	3,0	0,8	106,0	68,0
Серия диаметров 3										
2304	32304	42304	20	52	15	2	1	1,0	20,5	10,4
2305	32305	42305	25	62	17	2	2	1,3	28,6	15,0
2306	32306	42306	30	72	19	2	2	1,3	36,9	20,0
2307	32307	42307	35	80	21	2,5	2	1,3	44,6	27,0
2308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	1,1	56,1	32,5
2309	32309	42309	45	100	25	2,5	2,5	1,1	72,1	41,5

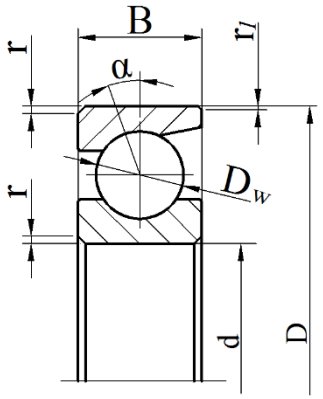
Окончание табл. П5

1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
2310	32310	42310	50	110	27	3	3	1,6	88,0	52,0
2311	32311	42311	55	120	29	3	3	1,7	102,0	67,0
2312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	2,4	123,0	76,5
2313	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	2,5	138,0	85,0
2314	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	2,3	151,0	102,0
2315	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	2,4	183,0	125,0
2316	32316	42316	80	170	39	3,5	3,5	2,3	190,0	125,0

Примечания: 1. s* – допустимое осевое смещение колец из среднего положения.
2. Пример обозначения подшипника 2207: «Подшипник 2207 ГОСТ 8328–75».

Таблица П6

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные
(из ГОСТ 831–75)



Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							α = 12°		α = 26°	
α = 12°	α = 26°	*d*	*D*	*B*	*r*	D_ω	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
Серия диаметров 2										
36204	46204	20	47	14	1	7,938	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1	7,938	16,7	9,1	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1	9,525	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	1,1	11,112	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	1,1	12,700	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	1,1	12,700	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	1,1	12,700	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	1,5	14,288	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	1,5	15,875	61,5	39,3	60,8	38,8
–	46213	65	120	23	1,5	16,669	–	–	69,4	45,9
36214	–	70	125	24	1,5	17,462	80,2	54,8	–	–
–	46215	75	130	25	1,5	17,462	–	–	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	2,0	19,050	93,6	65,0	87,9	60,0
Серия диаметров 3										
–	46304	20	52	15	1,1	9,525	–	–	17,8	9,0
–	46305	25	62	17	1,1	11,509	–	–	26,9	14,6
–	46306	30	72	19	1,1	12,303	–	–	32,6	18,3
–	46307	35	80	21	1,5	14,288	–	–	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	1,5	15,081	53,9	32,8	50,8	30,1

Окончание табл. П6

1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
–	46309	45	100	25	1,5	17,462	–	–	61,4	37,0
–	46310	50	110	27	2,0	19,050	–	–	71,8	44,0
–	46311	55	120	29	2,0	20,638	–	–	82,8	51,6
–	46312	60	130	31	2,1	22,225	–	–	100,0	65,3
–	46313	65	140	33	2,1	23,812	–	–	113,0	75,0
–	46314	70	150	35	2,1	25,400	–	–	127,0	85,3
–	46316	80	170	39	2,1	28,575	–	–	136,0	99,0

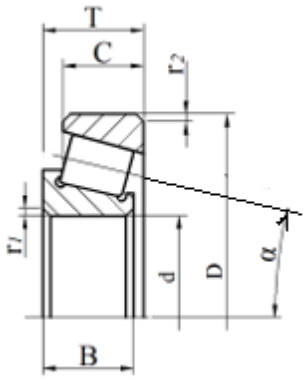
Примечания: 1. r_1=0,5r.

2. Параметры подшипника с углом контакта α = 15° (Тип 36200К6) см. [11] ГОСТ 831–75.

3. Пример обозначения подшипника 36209: «Подшипник 36209 ГОСТ 831–75».

Таблица П7

Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности, α = 12…16° (из ГОСТ 27365–87)



Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	*D*	$T_{наиб}$	*B*	*C*	r_1	r_2	C_r	C_{or}	*e*	*У*	$У_o$
Серия диаметров 2												
7204А	20	47	15,5	14	12	1	1	26,0	16,6	0,35	1,7	1,0
7205А	25	52	16,5	15	13	1	1	29,2	21,0	0,37	1,6	0,9
7206А	30	62	17,5	16	14	1	1	38,0	25,5	0,37	1,6	0,9
7207А	35	72	18,5	17	15	1,5	1,5	48,4	32,5	0,37	1,6	0,9
7208А	40	80	20	18	16	1,5	1,5	58,3	40,0	0,37	1,6	0,9
7209А	45	85	21	19	16	1,5	1,5	62,7	50,0	0,40	1,5	0,8
7210А	50	90	22	20	17	1,5	1,5	70,4	55,0	0,42	1,4	0,8
7211А	55	100	23	21	18	2	1,5	84,2	61,0	0,40	1,5	0,8
7212А	60	110	24	22	19	2	1,5	91,3	70,0	0,40	1,5	0,8
7213А	65	120	25	23	20	2	1,5	108,0	78,0	0,40	1,5	0,8
7214А	70	125	26,5	24	21	2	1,5	119,0	89,0	0,42	1,4	0,8
7215А	75	130	27,5	25	22	2	1,5	130,0	100,0	0,44	1,4	0,8
7216А	80	140	28,5	26	22	2,5	2	140,0	114,0	0,42	1,4	0,8
Серия диаметров 3												
7304А	20	52	16,5	15	13	1,5	1,5	31,9	20,0	0,3	2,0	1,1
7305А	25	62	18,5	17	15	1,5	1,5	41,8	28,0	0,3	2,0	1,1
7306А	30	72	21	19	16	1,5	1,5	52,8	39,0	0,31	1,9	1,1
7307А	35	80	23	21	18	2	1,5	68,2	50,0	0,31	1,9	1,1
7308А	40	90	25,5	23	20	2	1,5	80,9	56,0	0,35	1,7	1,0
7309А	45	100	27,5	25	22	2	1,5	101,0	72,0	0,35	1,7	1,0
7310А	50	110	29,5	27	23	2,5	2	117,0	90,0	0,35	1,7	1,0
7311А	55	120	32	29	25	2,5	2	134,0	110,0	0,35	1,7	1,0
7312А	60	130	34	31	26	3	2,5	161,0	120,0	0,35	1,7	1,0
7313А	65	140	36,5	33	28	3	2,5	183,0	150,0	0,35	1,7	1,0
7314А	70	150	38,5	35	30	3	2,5	209,0	170,0	0,35	1,7	1,0
7315А	75	160	40,5	37	31	3	2,5	229,0	185,0	0,35	1,7	1,0
7316А	80	170	43	39	33	3	2,5	255,0	190,0	0,35	1,7	1,0

Примечания: 1. Коэффициент статической радиальной нагрузки $X_0 = 0,5$.

2. Пример обозначения подшипника 7206А: «Подшипник 7206А ГОСТ 27365–87»

Таблица П8

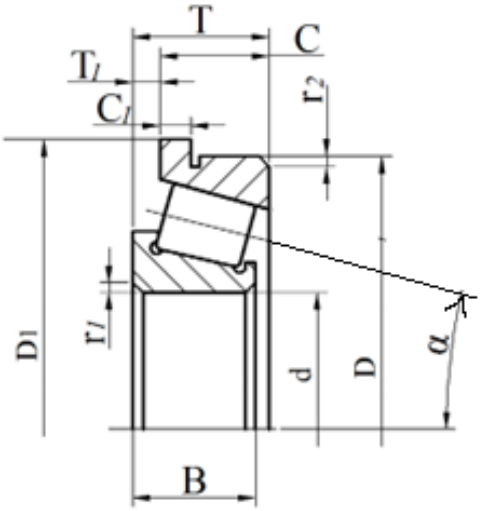
Подшипники роликовые конические однорядные с углом конуса α = 29° (из ГОСТ 27365–87)

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	$T_{наиб}$	B	C	r_1	r_2	C_r	C_{or}	e	Y	Y_0
1027305А	25	62	18,5	17	13	1,5	1,5	35,8	23,2			
1027306А	30	72	21	19	14	1,5	1,5	44,6	29,0			
1027307А	35	80	23	21	15	2	1,5	57,2	39,0			
1027308А	40	90	25,5	23	17	2	1,5	69,3	54,0	0,83	0,72	0,4
1027309А	45	100	27,5	25	18	2	1,5	85,8	60,0			
1027310А	50	110	29,5	27	19	2,5	2	99,0	72,5			
1027311А	55	120	32	29	21	2,5	2	114,0	80,0			
1027312А	60	130	34	31	22	3	2,5	134,0	96,5			
1027313А	65	140	36,5	33	23	3	2,5	154,0	112,0			
1027314А	70	150	38,5	35	25	3	2,5	176,0	127,0			
1027315А	75	160	40,5	37	26	3	2,5	194,0	143,0			
1027316А	80	170	42,5	39	27	3	2,5	212,0	153,0			

Примечания: 1. Коэффициент статической радиальной нагрузки $X_0 = 0,5$.
2. Пример обозначения подшипника 1027315А: «Подшипник 1027315А ГОСТ 27365–87».

Таблица П9

Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце. Размеры борта, мм (из ГОСТ 27365–87)



D	D_1	C_1 для конструктивной разновидности подшипников		
		7200А	7300А	1027300А
47	51	3,0	3,0	–
52	57	3,5	3,5	–
62	67	3,5	4,0	4,0
72	77	4,0	4,0	4,0
80	85	4,0	4,5	4,5
85	90	4,0	–	–
90	95	4,0	4,5	4,5
100	106	4,5	5,0	5,0
110	116	4,5	5,0	5,0
120	127	4,5	5,5	5,5
125	132	5,0	–	–
130	137	5,0	5,5	5,5
140	147	5,0	6,0	6,0
150	158	5,0	7,0	7,0
160	168	6,0	7,0	7,0

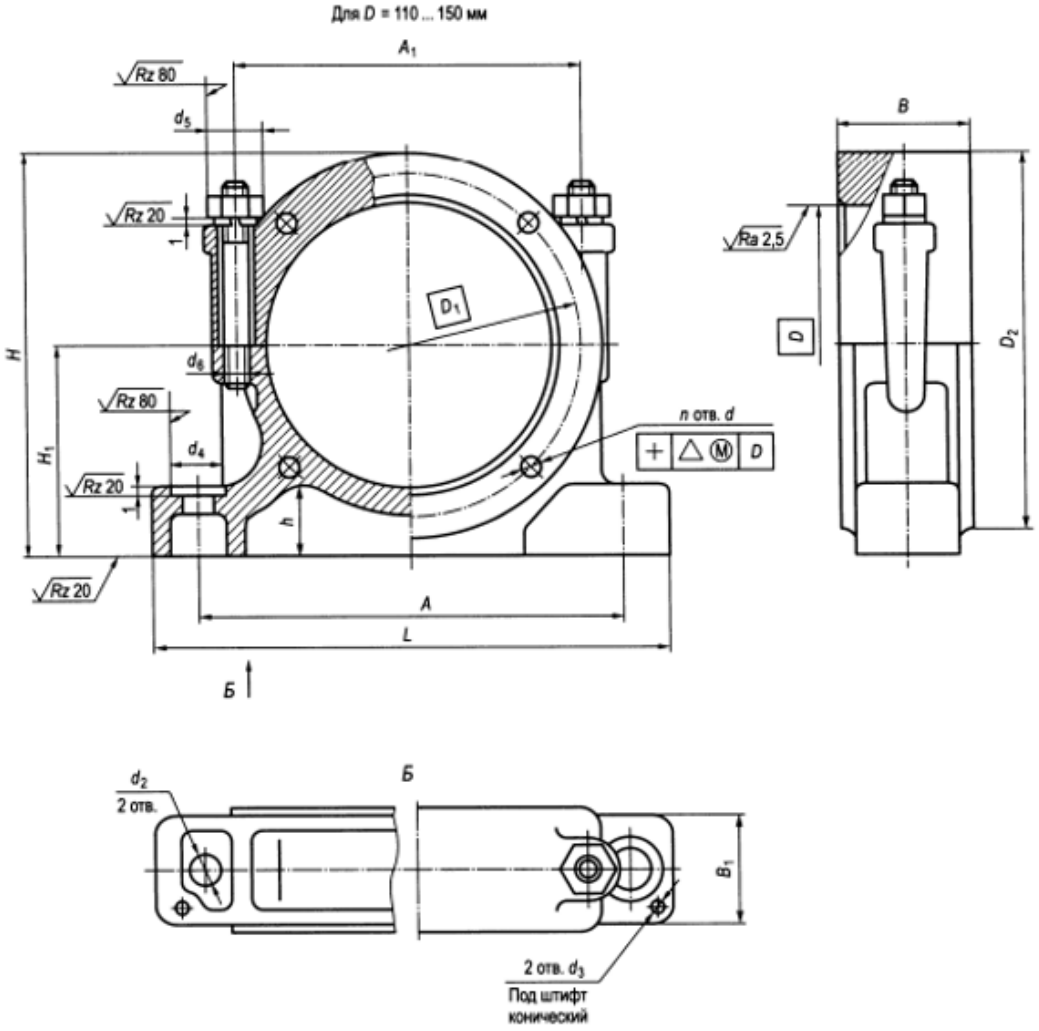
Примечание. Пример обозначения подшипника 7206А: «Подшипник 7206А ГОСТ 27365–87».

Таблица П10

Корпуса серии ШМ подшипников качения диаметром 47…150 мм (ГОСТ 13218–80)

Обозначение корпуса	D	D_1	D_2	d	A_1	n	d_2	d_3	d_4	d_5	A	B	B_1	L	H	H_1 +0,05	h
РШ 110	110	130	155	11	130	4	17	8	32	30	180 ± 0,2	55	45	235	157,5	80	80
РШ 120	120	145	175	13	145	4	17	8	32	30	195 ± 0,2	58	48	245	179,5	92	92
РШ 130	130	155	185	13	155	4	17	110	32	30	210 ± 0,2	65	62	260	190,5	98	34
РШ 140	140	165	195	13	165	4	22	110	40	30	235 ± 0,2	68	62	290	199,5	102	34
РШ 150	150	180	210	13	180	4	22	110	40	30	250 ± 0,2	70	62	330	215,0	110	40

Размеры корпуса для подшипников



Учебное электронное издание

Чихачева Ольга Анатольевна, **Лукьянов** Александр Сергеевич,
Дмитриева Людмила Александровна

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Учебно-методическое пособие
для студентов всех машиностроительных специальностей
и направлений подготовки всех форм обучения

Разработано с помощью программного обеспечения
Microsoft Office Word, Adobe Acrobat Pro

Издается в авторской редакции

Ответственный за выпуск *А.В. Куркова*
Компьютерная верстка: *Н.Р. Гуськова*

Подписано к использованию 03.05.2023
Объем издания 5,39 Мб. Тираж 50. Заказ № 34

Издательство Московского Политеха
115280, Москва, Автозаводская, 16
www.mospolytech.ru; e-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru;
тел. (495) 276-33-67