



Министерство образования и науки Российской Федерации

**Федеральное бюджетное государственное образовательное
учреждение высшего профессионального образования**

**" САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ"**

Кафедра «Машиноведение и детали машин»

Е.В. Заборский, Е.А. Тарасенко

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Лабораторный практикум

Учебное пособие

Санкт-Петербург
2012

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипник качения - это часть опоры вала (или вращающейся оси), воспринимающая от него радиальные, осевые и радиально-осевые нагрузки, работающая в условиях преобладающего трения качения.

Подшипники качения имеют ряд преимуществ перед подшипниками скольжения. К основным их достоинствам относятся

- 1. Меньшие затраты энергии на трение (момент трения в шарикоподшипниках в 3-6 раз меньше, чем в подшипниках скольжения);**
- 2. Меньше габаритные размеры (по ширине);**
- 3. Меньший расход смазочных материалов;**
- 4. Подшипники качения обладают лучшими конструктивными и эксплуатационными характеристиками;**
- 5. Применение подшипников качения дает возможность повысить к.п.д. всей машины, уменьшить нагрузку на двигатель в период пуска машины;**
- 6. Эксплуатационные расходы на подшипники качения меньше на 20-30%, чем на подшипники скольжения;**

Основными недостатками подшипников качения являются:

- 1. Ограничение возможности работы при весьма больших нагрузках и частотах вращения;**
- 2. Большие габаритные размеры по диаметру, неразъемность конструкции, что затрудняет монтаж и демонтаж машины;**
- 3. Сравнительно высокая стоимость и возможность изготовления только на специализированных заводах с высоким техническим уровнем.**

В настоящее время в России выпускаются подшипники качения с внутренним диаметром от долей миллиметра до 2475 мм и массой от долей грамма до 4 тонн.

Подшипник качения (рис. 1.1) представляет собой готовую сборочную единицу (узел), основными деталями которой являются тела качения 3 - шарики или ролики различной формы, установленные между наружным 1 и внутренним 2 кольцами, и сепаратор «А», разделяющий тела качения. Внутреннее кольцо насаживается на вал, наружное устанавливается в корпусе

опорного узла машины. На наружной поверхности внутреннего кольца и внутренней поверхности наружного кольца выполняются дорожки качения, геометрическая форма которых определяется формой тел качения.

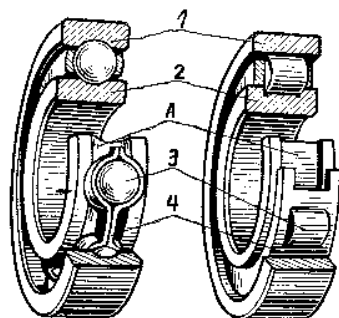
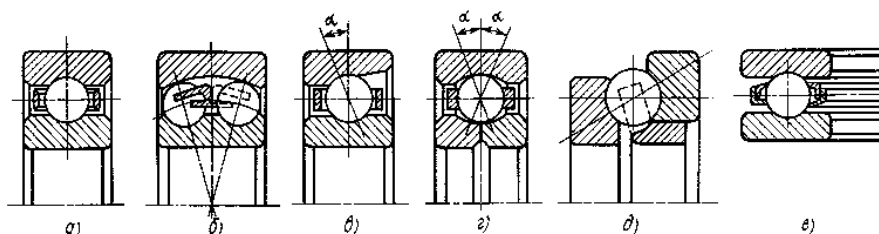
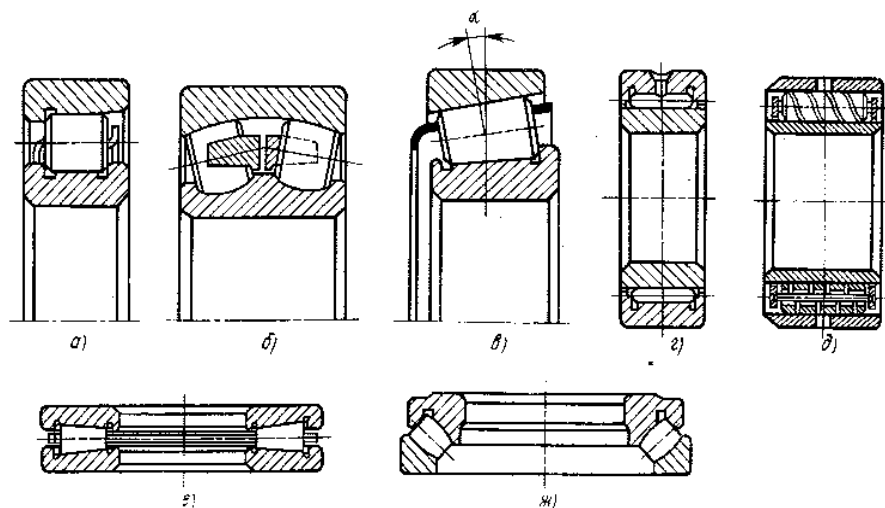


Рис.1.1 Конструкция подшипника качения

Основные типы шарикоподшипников и роликоподшипников представлены на рис. 1.2 и 1.3 соответственно.



1.2. Основные типы шарикоподшипников: а – радиальные однорядные; б – двухрядные самоустанавливающиеся; в, г – радиально-упорные; д – упорно-радиальные; е – упорные



1.3. Основные типы роликоподшипников: а – радиальные с короткими (или с длинными) цилиндрическими роликами; б – радиальные с бочкообразными роликами двухрядные

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

1. По направлению действия воспринимаемой нагрузки:

- а) **радиальные** - воспринимают преимущественно радиальную нагрузку;
- б) **упорные** - воспринимают осевую нагрузку;
- в) **радиально-упорные** - воспринимают комбинированную нагрузку, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка;
- г) **упорно-радиальные** - воспринимают в основном осевую нагрузку и частично радиальную.

2. По форме тел качения:

- а) **шариковые**;
- б) **роликовые** (ролики могут быть цилиндрическими короткими и длинными, витыми, коническими, сферическими, сфероконическими и выполненными в виде игл).

3. По числу рядов тел качения делятся на **одно-, двух-, четырех- и многорядные**.

4. По основным конструктивным признакам:

- а) **самоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся**;
- б) **с цилиндрическим или конусным отверстием внутреннего кольца**;
- в) **одинарные или двойные**.

5. По габаритным (диаметральным) размерам:

- а) **сверхлегкая серия** (2 серии);
- б) **особо легкая серия** (2 серии);
- в) **легкая серия**;
- г) **средняя серия**;
- д) **тяжелая серия**.

6. По ширине:

- а) **узкая серия**;
- б) **нормальная серия**;
- в) **широкая серия**;
- г) **особо широкая серия**.

Условные обозначения

Условные обозначения подшипников состоят из цифр и букв. Две первые цифры, считая справа, указывает посадочный диаметр подшипника на вал, то есть внутренний диаметр подшипника. Для подшипника с внутренним диаметром от 20 до 495 мм ЭТИ цифры соответствуют внутреннему диаметру, делённому на 5. Для подшипников с внутренним диаметром от 10 до 17 мм цифры, обозначающие диаметр, соответствуют:

00 - диаметр посадки на вал 10 мм

01 - диаметр посадки на вал 12 мм

02 - диаметр посадки на вал 15 мм

03 - диаметр посадки на вал 17 мм

Третья цифра справа совместно с седьмой обозначают серию подшипников всех диаметров, кроме малых (до 9 мм) - см. табл.1.1.

Четвертая цифра справа указывает тип подшипника:

0 - радиальный шариковый однорядный, (рис.1.4);

1 - радиальный шариковый сферический двухрядный (рис.1.5);

2 - радиальный с короткими цилиндрическими роликами (рис.1.6);

3 - радиальный роликовый сферический (рис.1.7);

4 - радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами и иглами (игольчатый) (рис.1.8);

5 - радиальный роликовый с витыми роликами (рис.1.9);

6 - радиально-упорный шариковый (рис.1.10);

7 - радиально-упорный роликовый (конический) (рис.1.11);

8 - упорный шариковый (рис.1.12);

9 - упорный роликовый (рис.13).

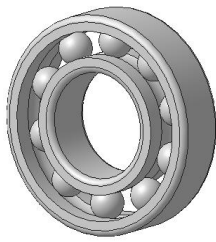


Рис. 1.4

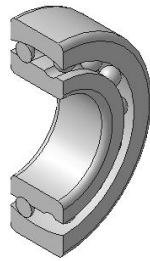


Рис.1.5



Рис.1.6

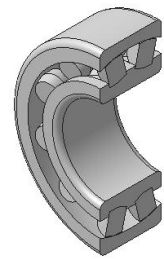


Рис.1.7

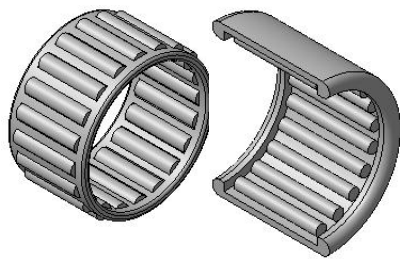


Рис.1.8



Рис.1.9



Рис.1.10

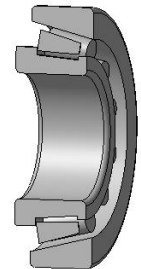


Рис.1.11

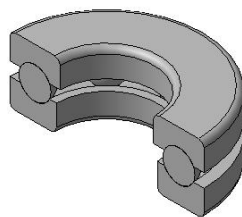


Рис.1.12

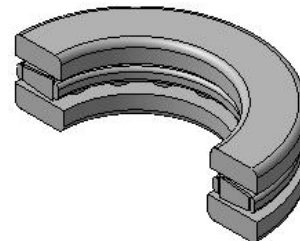


Рис.1.13

Пятая и шестая цифры справа указывают конструктивные особенности подшипника, такие как угол - контакта тел качения с обоймой, наличие встроенных уплотнений, стопорные канавки на наружном кольце и т.п.

Цифры 6, 5, 4,5; 4,3 и 2, стоящие через тире перед условным обозначением подшипника, обозначают его класс точности. Нормальный класс точности обозначается цифрой 0, которая не указывается. Если нет особых обоснований следует применять нулевой класс точности, как самый дешевый.

Буквенные обозначения могут стоять перед и после цифрового обозначения. Они характеризуют материал сепаратора, материалы деталей подшипников, специальные требования по шуму и т.п.

Таблица 1.1.

Серия		Сверхлегкие								Особо легкие										Легкие		Средние			Тяжелые		Неопределенные		Неопределенные диаметры		Мелкогабаритные					
Характеристика по диаметру		8				9				1				7		2 или 5*		3 или 6*	4		7	8	9	0												
Характеристика по ширине		узкая	нормальная	широкая	Особо широкая	узкая	нормальная	широкая	Особо широкая	узкая	нормальная	широкая	Особо широкая	узкая	нормальная	широкая	Особо широкая	узкая	нормальная	широкая	Особо широкая	Узкая	Широкая	Неопределенные			Разные									
Обозначение серии	3-я цифра справа	8	8	8	8	8	9	9	9	9	9	9	9	1	1	1	1	1	7	7	7	7	2	2	5	2	3	3	6	3	4	4	7	8	9	0
	7-я цифра справа	7	1	2	3	4	7	1	2	3	4	5	6	7	0	2	3	4	5	6	7	1	2	3	0	1	0	3	0	0	2	0	0	0	0	0
Примеры обозначения серии		7000800	1000800	2000800	3000800	4000800	7000900	1000900	2000900	3000900	4000900	5000900	6000900	7000100	1000100	2007100	3003100	4854100	5000100	6000100	7002700	1007700	3003700	200	3500	3056200	300	3600	3056300	400	2086400	700	800	900	1000	

Подшипниковые кольца и тела качения изготавливают из высококачественных сталей марок **ШХ15**, **ШХ15СГ**, а также специальных сталей марок **9Х18Ш**, **ЭН347Ш**, **НЗ6ХТЮ**. Для уменьшения трения и износа тела качения и поверхность беговой дорожки колец должны обладать большой твердостью (**HRC 61-65**).

Грузоподъемность роликоподшипников при тех же габаритных размерах значительно выше, чем шарикоподшипников, однако потери на трение в роликоподшипниках больше, чем в шариковых: значение коэффициента трения для шарикоподшипников $f=0,001-0,004$, для роликоподшипников $f=0,0025-0,01$. Роликоподшипники более чувствительны к перекосу валов.

Подшипники с витыми роликами хорошо противостоят ударным радиальным нагрузкам и менее чувствительны к перекосам, чем подшипники с длинными цилиндрическими роликами.

Игольчатые подшипники предназначены для восприятия больших радиальных нагрузок в опорах, размеры которых ограничены по диаметру. Тела качения игольчатых подшипников представляют собой длинные ролики диаметром не свыше 5 мм и длиной от 4 до 12 диаметров. В подшипниках они укладываются без сепараторов, почти вплотную друг к другу. Могут работать как при малых, так и при больших оборотах.

Радиальные подшипники качения предназначены для восприятия главным образом радиальных нагрузок. **Однорядные радиальные шарикоподшипники** кроме радиальной нагрузки могут воспринимать осевую нагрузку в пределах до 35 % от недоиспользованной радиальной. Допускаемый угол перекоса $[\theta] \approx 8' \dots 10'$; Являются наиболее массовыми, наиболее быстроходными, наиболее массовыми. **Радиальные роликовые** (с короткими цилиндрическими роликами) **подшипники**: дороже шариковых, уступают им по скорости, но выше по нагрузочной способности. Осевую нагрузку - не воспринимают, требуют повышенной точности посадочных мест: $[\theta] \approx 2' \dots 3'$;

Радиальные шариковые сферические двухрядные: уступают шариковым радиальным ПК по быстроходности, хуже воспринимают осевую нагрузку (один ряд тел качения – нагружается, другой – разгружается; обладают наибольшим допускаемым углом перекоса: $[\theta] \approx 2^\circ \dots 3^\circ$; **Радиальные роликовые сферические**: обладают большей нагрузочной способностью; меньшей предельной частотой вращения n_{\max} , $[\theta] \approx 2^\circ \dots 3^\circ$;

Роликовые игольчатые ПК: обладают наибольшей нагрузочной способностью (по радиальной нагрузке), осевую силу – не воспринимают; из-за отсутствия сепаратора имеют повышенные потери на трения; предъявляют высокие требования к точности посадочных мест и практически не допускают перекосов; малые диаметральные габариты (+); для уменьшения габаритов иногда используются без колец;

Радиальные роликовые с витыми роликами: полые ролики в виде навитой ленты; обладают низкой нагрузочной способностью и повышенными упругими свойствами, что способствует улучшению динамических свойств системы; менее чувствительны к загрязнению (+); обладают ограниченной чистотой вращения и сложностью изготовления. В настоящее время имеют ограниченное применение.

Радиально - упорные шариковые и роликовые подшипники предназначаются для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых нагрузок одного направления. Эти подшипники могут воспринимать кроме того только осевые нагрузки. **Радиально - упорные шариковые** ПК сложны в изготовлении, дороги, уступают по быстроходности шариковым радиальным ПК; сепараторы изготавливаются из латуни или текстолита. **Роликовые конические ПК** обладают высокой нагрузочной способностью; съемное наружное кольцо (для удобства монтажа и регулировки зазоров); быстроходность – меньше, чем у шариковых; $[\theta] \approx 2' \dots 3'$;

Упорные шариковые и роликовые подшипники служат для восприятия только осевой нагрузки: однорядные - одностороннего действия, двухрядные - двухстороннего действия. Упорные шарикоподшипники при больших частотах вращения работают неудовлетворительно вследствие неблагоприятного влияния центробежных сил, действующих на тела качения. Они весьма чувствительны к несоосности и относительному перекосу осей вращающегося и неподвижного колец.

Основными причинами потери работоспособности подшипников качения являются:

- 1) Усталостное выкрашивание тел качения и беговых дорожек колец;
- 2) Абразивный износ вследствие плохой защиты подшипника от попадания пыли и грязи;
- 3) Пластические деформации на дорожках качения из-за ударных нагрузок;

4) Разрушение сепараторов от действия центробежных сил инерции и истирания;

5) Раскалывание колец и тел качения из-за перекосов при монтаже или при больших динамических нагрузках.

В связи с тем, что перечисленные факторы не поддаются точному учету, расчет подшипников качения производится на долговечность по динамической (при $n > 10$ об/мин) и статической нагрузке (при $n \leq 1$ об/мин).

Динамическая грузоподъемность подшипников устанавливается из условия контактной выносливости таким образом, чтобы 90% испытуемых подшипников выдержали при этой нагрузке не менее миллиона оборотов. Критерием для выбора подшипника служит неравенство:

$$C_{тр} \leq C, \text{ где}$$

$C_{тр}$ - требуемая величина динамической грузоподъемности подшипника;

C - табличное значение динамической грузоподъемности.

Требуемая величина динамической грузоподъемности подшипника определяется по одной из формул:

$$C_{тр} = P(L)^{1/p}; \text{ или } C_{тр} = P(60nL_h/10^6)^{1/p}, \text{ где}$$

P – эквивалентная динамическая нагрузка подшипника;

L – долговечность подшипника в миллионах оборотов;

L_h – долговечность подшипника в часах;

p – коэффициент, зависящий от формы кривой контактной усталости:

для шарикоподшипников $p=3$;

для роликоподшипников $p=10/3$;

n – частота вращения кольца вала.

При постоянной частоте вращения между L и L_h существует простая зависимость:

$$L = (C/P)^p; \text{ или } L_h = 10^6/60n * (C/P)^p = 10^6 L/60n;$$

$$L = 60n/10^6 * L_h \text{ или } L_h = 10^6/60n * (C/P)^p.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка P для радиальных и радиально-упорных подшипников (кроме роликовых радиальных) определяется по формуле:

$$P=(x*V*F_r+Y*F_a)*K_0*K_t, \text{ где}$$

F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузка на подшипнике;

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

V – кинематический коэффициент (коэффициент вращения) (Если вращается внутреннее кольцо $V=1,0$, если вращается наружное кольцо, $V=1,2$);
[По новому ГОСТ, в соответствии с ISO, коэффициент вращения принимается равным $V=1,0$ для всех случаев]

K_0 – коэффициент безопасности (динамичности);

K_t – температурный коэффициент.

Значение коэффициента безопасности K_0 выбирается по таблице в зависимости от характера нагрузки на подшипник. Для зубчатых передач 7^{ой} и 8^{ой} степеней точности для всех редукторов:

$$K_0= 1,3 \div 1,5.$$

Температурный коэффициент выбирается в зависимости от рабочей температуры подшипника:

$t, ^\circ\text{C}$	100	125	150	175	200	250
K_t	1.0	1.05	1.10	1.15	1.25	1.4

Значения коэффициентов X и Y определяются в зависимости от отношения осевой нагрузки F_a к статической грузоподъемности подшипника C_0 с учетом угла контакта α^0 параметра e , который берется из таблицы, либо определяется по графику $e=f(R/C_0)$ при углах контакта от 12^0 до 18^0 , где

C_0 – статическая грузоподъемность, статическая радиальная нагрузка, от действия которой возникает общая остаточная деформация тел качения и колец, не превышающая **0,0001** диаметр тела качения. C_0 выбирается по таблицам для каждого типа размера подшипника.

При отношении $F_a/VF_r < e$ для радиальных и радиально-упорных подшипников $X=1$, а Y выбирается в зависимости от e .

При $F_a/VF_r > e$, величина X зависит от угла контакта α , а Y от F_a/C_0

Контрольные вопросы

1. Преимущества и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения.
2. Основные элементы конструкции подшипников качения.
3. Классификация подшипников качения.
4. Преимущества шариковых подшипников перед роликовыми.
5. Преимущества роликовых подшипников перед шариковыми.
6. Конструктивные особенности игольчатых подшипников. Их преимущества и области применения.
7. Конструкция подшипников с витыми роликами. Их преимущества и области применения.
8. Основные причины выхода из строя подшипников качения.
9. Условные обозначения и маркировка подшипников качения.
10. Основные табличные параметры подшипников качения.
11. Определение статической C_0 и динамической C грузоподъемности подшипников качения.
12. Может ли шариковый радиальный подшипник воспринимать осевую нагрузку?
13. Перечислите типы подшипников, которые способны воспринимать осевую нагрузку.
14. Перечислите типы подшипников, которые совсем не могут воспринимать осевую нагрузку.
15. Есть ли подшипники качения, которые не способны воспринимать радиальную нагрузку?
16. В чем заключаются основные эксплуатационные недостатки подшипников с коническими роликами?
17. Как осуществляется подбор подшипников качения?
18. Как проводятся расчеты на долговечность подшипников качения?
19. Класс точности подшипника. Его обозначение и маркировка.

Лабораторная работа №1

КОНСТРУКЦИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: ознакомление с конструкцией, областью применения, системой условных обозначений и маркировкой подшипников качения.

Оборудование и инструменты: набор подшипников, измерительный инструмент (штангенциркуль, металлическая линейка).

Порядок выполнения работы

1. Осмотреть изучаемые подшипники. По конструктивным признакам определить тип подшипника, направление воспринимаемой нагрузки.
2. Сделать эскизы (или фотографии, с последующим включением в отчет) изучаемых подшипников, с расшифровкой их обозначения.
3. Провести измерение основных габаритов подшипника. Значения занести в таблицу 1.2.
4. По маркировке на кольце подшипника, с использованием справочников [1,2], установить тип подшипника, уточнить размеры, определить статические и динамические грузоподъемности.
6. Оформить отчет.

ЛИТЕРАТУРА

1. Подшипники качения: Справочник-каталог/Под ред.В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского .- М.: Машиностроение, 1984.-280с.
2. Подшипники качения: Справочник/ Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель - М.: Машиностроение, 1975.-576с.



Министерство образования и науки Российской Федерации

**Федеральное бюджетное государственное образовательное
учреждение высшего профессионального образования**

**" САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ"**

**Кафедра «Машиноведение и детали машин»
О Т Ч Е Т**

к лабораторной работе №1

КОНСТРУКЦИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Группа №

Студент

Преподаватель

1. Цель выполняемой работы
2. Краткие теоретические сведения о подшипниках качения

ЭСКИЗЫ (фото) ИЗУЧАЕМЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипник

Тип

Эскиз

Лабораторная работа №2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

Цель работы: определение зависимости приведенного коэффициента трения подшипника качения от нагрузки, частоты вращения и уровня масла.

Оборудование и инструменты: испытательная установка ДМ-28ММ, динамометр, электронный тахометр.

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Вопросы, связанные с определением потерь на трение в подшипниках качения, представляют интерес для многих отраслей современного машиностроения. Однако к настоящему времени отсутствуют расчетные методики, используя которые можно было бы оценить сопротивление вращению в зависимости от величины нагрузки, частоты вращения, типа подшипника и целого ряда других факторов. Это объясняется сложностью процессов трения в подшипниках качения и значительным влиянием на энергетические потери точности изготовления и сборки подшипниковых узлов. Наиболее достоверно эти потери можно оценить экспериментальным путем при различных сочетаниях вышеперечисленных факторов.

В подшипниках качения наблюдаются следующие виды потерь:

1. Потери упругого гистерезиса в зонах контакта тел качения с беговыми дорожками колец;
2. Потери на трение скольжения:
 - а) между телами качения и сепаратором;
 - б) между сепаратором и кольцами подшипников (для некоторых типов подшипников);
 - в) между торцами роликов и упорной поверхностью внутреннего кольца (для роликовых радиально-упорных подшипников);
 - г) на площадках контакта, обусловленных разностью мгновенных скоростей колец и тел качения (т.н. "дифференциальное трение"), а также трением верчения шариков;
3. Потери на трение в смазочном материале:
 - а) заполняющем гнезда сепараторов;
 - б) на площадках контакта;

в) в окружающей рабочей элементы ПК жидкостной или иной среде, включая преодоление гидродинамического сопротивления;

Перечисленные потери зависят от многих факторов. Так, гистерезисные потери определяются величиной нагрузки и свойствами материала. Потери на трение скольжении во многом зависят от точности изготовления, в частности, от разности диаметров тел качения. Гидродинамические потери связаны с перемешиванием смазочного материала и зависят о скорости вращения и способа смазывания: при смазывании разбрызгиванием, а также при малых и средних скоростях эти потери незначительны. При смазывании окунанием гидравлические потери кроме скорости зависят от глубины погружения в масло и вязкости.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Лабораторная работа проводится на лабораторной установке ДМ-28ММ. Установка смонтирована на литом корпусе 1 (см рис.2.1) и состоит из следующих конструктивных элементов: электродвигателя 2, ременной передачи 3, вала 4, испытательной головки с испытуемыми подшипниками и устройством для создания нагрузки на них, резервуара для масла 5, демпфера колебаний 24, 25 и пульта управления.

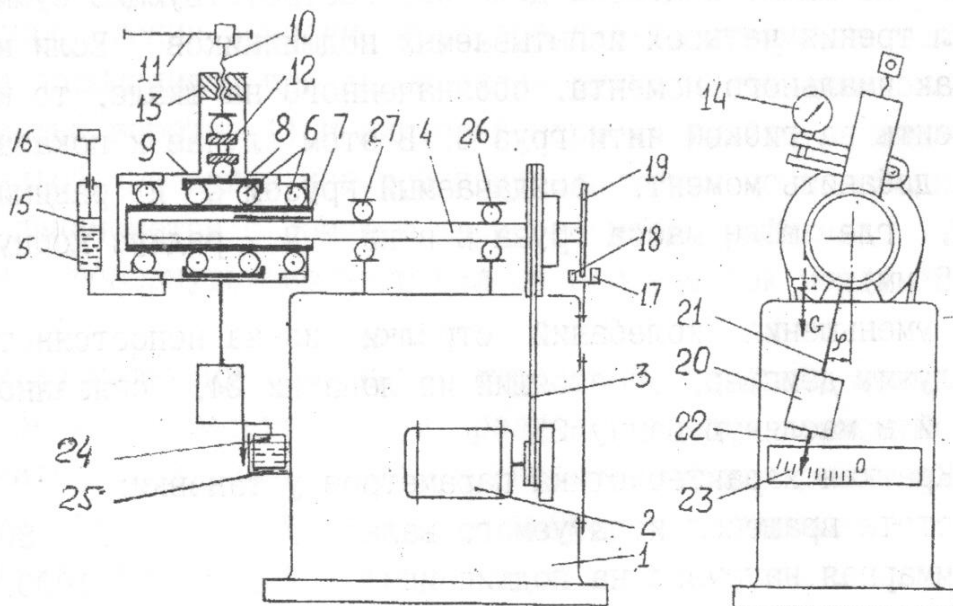


Рис.2.1 Лабораторная установка ДМ-28ММ.

Испытуемые ПК 6 установлены на общей втулке 7. Одновременно испытываются четыре одинаковых подшипника, два из которых (внутренние) помещены в стакане 8, а два (наружные) – в корпусе 9. Нагружение подшипников радиальной силой осуществляется винтом 10 с помощью воротка 11. Сила от винта через динамометр 12 передается на стакан 8 и через него на внутреннюю пару ПК. С другой стороны такая же сила через гайку 13 действует через корпус 9 на наружную пару подшипников. Деталью, замыкающей силовой поток, служит втулка 7, на которой установлены подшипники. Поскольку ПК расположены симметрично относительно плоскости приложения силы, то без учета веса деталей можно считать, что каждый из них нагружен силой $F_n = 0,5F$, где F – осевая сила на винте.

Величина силы F контролируется по индикатору 14 динамометра при помощи тарировочного графика (рис.2.1)

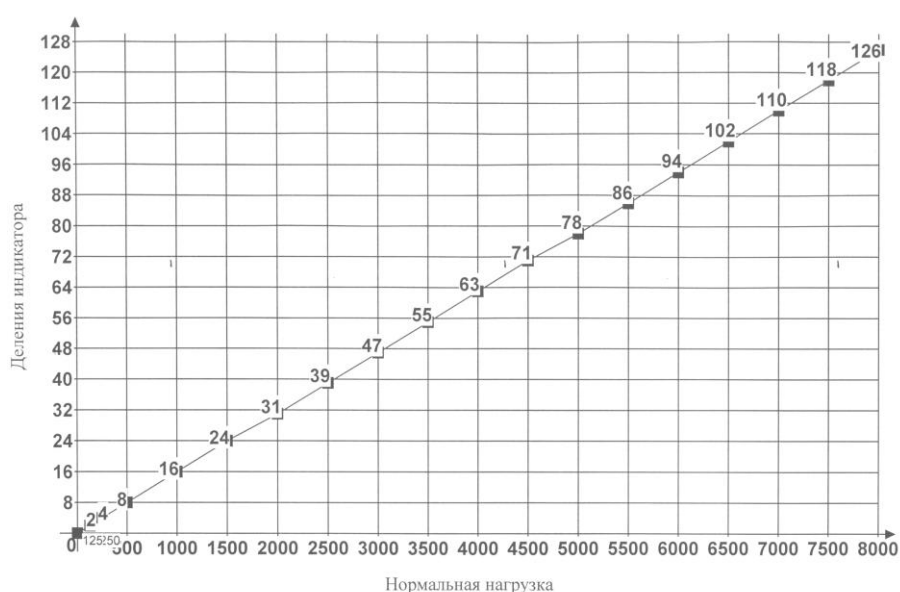


Рис.2.1 Тарировочный график

Смазывание ПК осуществляется минеральным маслом, уровень которого может изменяться с помощью поршня 15, перемещаемого винтом 16.

При проведении испытаний вал 4 и соединенная с ним при помощи шпонки втулка 7 получают вращение от электродвигателя через ременную передачу. Требуемая частота устанавливается посредством реостата (на рисунке - не показан). Частота вращения регистрируется при помощи электронного тахометра.

Момент сил трения, возникающий в испытываемых подшипниках, стремится повернуть корпус испытательной 9 головки в направлении вращения вала 4. От поворота корпус удерживается грузом 20, установленным в штанге 21. Момент сил трения пропорционален углу поворота штанги. Величина момента сил трения определяется по стрелке 22 шкалы 23, на которой нанесены деления, соответствующие суммарному моменту сил трения (в Нмм) четырех испытываемых ПК. Если момент окажется больше максимального момента, к обойме следует подвесить на гибкой нити дополнительный груз G. В этом случае к показаниям шкалы необходимо добавить момент, создаваемый грузом G, и равный произведению "10·m·62,5 мм". При радиусе корпуса обоймы R=62,5 мм и массе груза, равной m = 1 кг, дополнительный момент составит 625 Нмм.

Для уменьшения колебаний стрелки из-за непостоянства момента сил трения служит масляный демпфер, состоящий из лопатки 24, помещенной в масляной ванне 25.

КРАТКАЯ ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА УСТАНОВКИ ДМ-28ММ

Частота вращения испытываемого вала, об/мин	80...800
Суммарная нагрузка на подшипники, Н	1000...8000
Испытываемые подшипники	

Тип подшипника	Обозначение	C, Н	C ₀ , Н
Радиальный шариковый	208	32000	17800
Роликовый конический	7208	46500	32500

где C – динамическая грузоподъемность; C₀ – статическая грузоподъемность;

Экспериментальные данные занести в таблицы 1 и 2 (с.23)

Расчетные параметры определить по формулам в табл. 1 и 2

По данным эксперимента построить (с.24):

1. Зависимость коэффициента трения от частоты вращения (при постоянной нагрузке)

2. Зависимость коэффициента трения от нагрузки (при постоянной частоте вращения)

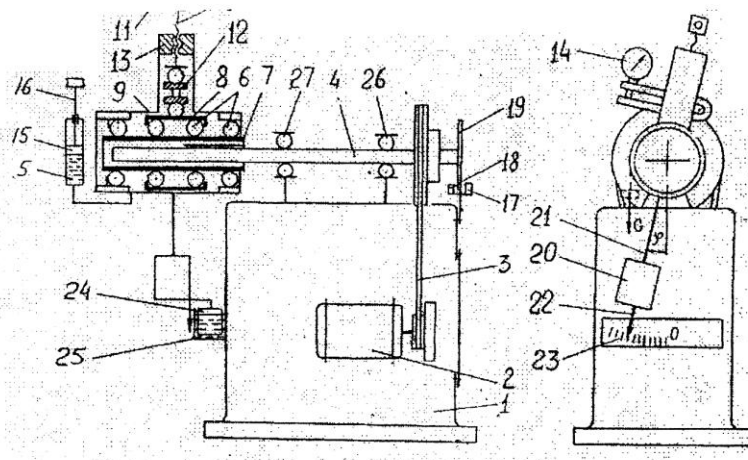


Таблица 1 Зависимость коэффициента трения от частоты вращения

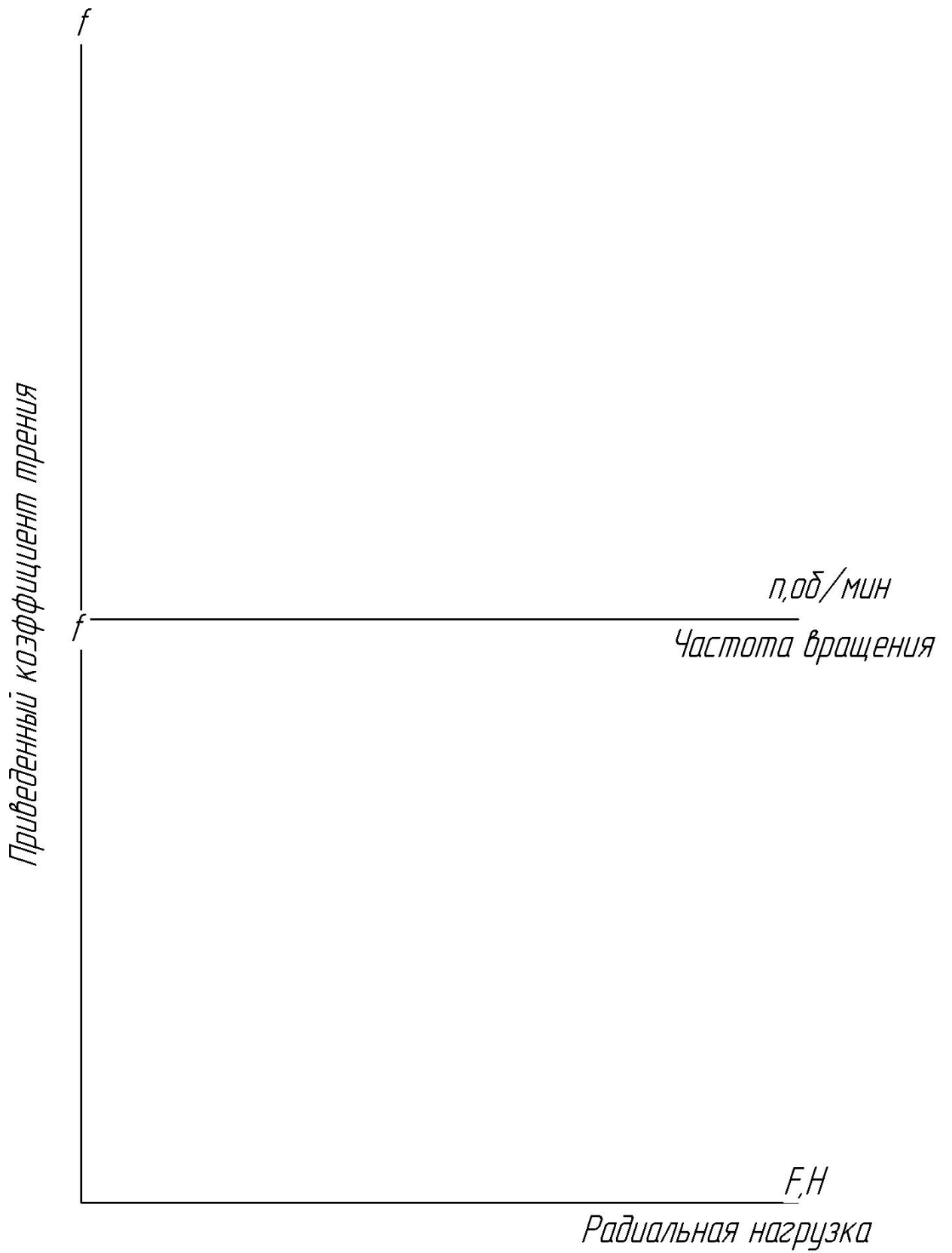
Частота вращения, об/мин									
Подшипник	Сила F =	Н,	Уровень масла нормальный						
Момент сил трения T, Нмм									
Коэффициент трения $f = T/(Fd)$									
Подшипник	Сила F =	Н,	Уровень масла нормальный						
Момент сил трения T, Нмм									
Коэффициент трения $f = T/(Fd)$									
Подшипник	Сила F =	Н,	Уровень масла нормальный						
Момент сил трения T, Нмм									
Коэффициент трения $f = T/(Fd)$									

Таблица 2 Зависимость коэффициента трения от нагрузки

Подшипник	Частота вращения n =	об/мин,	Уровень масла норм.						
Сила F, Н									
Момент сил трения T, Нмм									
Коэффициент трения $f = T/(Fd)$									

Таблица 3 Зависимость коэффициента трения от уровня масла

Подшипник	Сила F =	Н.	Частота вращения n =	об/мин					
Ход поршня h, мм									
Момент сил трения T, Нмм									
Коэффициент трения $f = T/(Fd)$									



Выводы: