

Министерство сельского хозяйства РФ

ФГБОУ ВПО «КУБАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

# ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторный практикум

Краснодар  
КубГАУ  
2015

**УДК 631.3.02 (076.5)**  
**ББК 40.72**  
**Д38**

**Р е ц е н з е н т :**

**Е. И. Винеvский** – заведующий лабораторией машинных агропромышленных технологий Всероссийского научно-исследовательского института табака, махорки и табачных изделий, д-р техн. наук, профессор

**Д38 Детали машин** : лаб. практикум / В. С. Курасов, С. Г. Руднев, В. В. Куцеев, В. М. Погосян. – Краснодар : КубГАУ, 2015. – 93 с.

Практикум содержит рекомендации по выполнению лабораторных работ: основной теоретический материал, описание лабораторных установок, порядок выполнения работы и методику обработки экспериментальных данных. Включает работы по исследованию соединений, конструкций различных узлов и деталей, а также проверке работоспособности передач.

Предназначен для студентов очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия» (квалификация «бакалавр»), 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» (квалификация «специалист»). Может быть полезен студентам других инженерных факультетов.

**УДК 631.3.02 (076.5)**  
**ББК 40.72**

© Курасов В.С., 2015  
© ФГБОУ ВПО «Кубанский  
государственный аграрный  
университет», 2015

# Лабораторная работа № 1

## **ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СДВИГ**

### **1 Цель работы**

1.1 Научиться теоретически рассчитывать силу затяжки болта в зависимости от момента, приложенного к ключу, а затем силу сдвига в болтовом соединении в зависимости от силы затяжки.

1.2 Научиться экспериментальным путем на установках ДМ-23 и ДМ-30 определять силу сдвига в болтовом соединении по расчетным параметрам.

1.3 Научиться самостоятельно обрабатывать результаты эксперимента.

1.4 Научиться сопоставлять результаты расчета и эксперимента, а также сделать технически грамотный инженерный вывод о проделанной работе.

### **2 Теоретическая часть**

По назначению резьбы делятся на три типа: крепёжные, крепёжно-уплотняющие и ходовые.

Метрическая и дюймовая резьбы относятся к крепёжным.

Трубная цилиндрическая, трубная коническая, коническая дюймовая и круглая резьба относятся к крепёжно-уплотняющим.

Ходовые резьбы (винтовой домкрат, ходовые винты токарного станка) бывают прямоугольные, трапецеидальные и упорные.

Разрушение крепёжных резьб – срез витков, а ходовых – износ витков.

Необходимая равнопрочность резьбы и стержня – основные условия назначения высоты стандартных гаек.

При действии на болт поперечной силы, сдвигающей детали по стыку, различают два вида расчета:

- болт поставлен в отверстие без зазора. В этом случае диаметр болта определяется по напряжениям среза, а толщина скрепленных деталей – по напряжениям смятия.

- болт поставлен в отверстие с зазором. В этом случае затяжка болта должна обеспечить отсутствие сдвига деталей и вся поперечная сила компенсируется силой трения деталей в стыке, т.е. при нагружении соединения деталей (рисунок 1.1) силой  $Q$  болт должен быть предварительно затянут усилием  $P_{зат}$ .

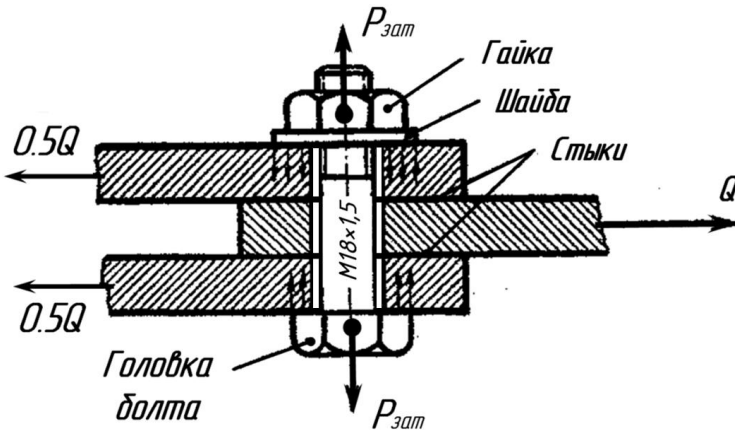


Рисунок 1.1 – Схема болтового соединения

Реакция от этого усилия сжимает соединяемые детали и вызывает появление силы трения  $F_{тр}$  на поверхностях их стыков (рисунок 1.1).

Условие работоспособности болтового соединения в общем случае имеет вид

$$KQ = iF_{тр} \quad (1)$$

где  $K$  – коэффициент запаса сцепления, учитывающий неточность изготовления деталей болтового соединения и разброса значений коэффициентов трения;

$Q$  – теоретическая предельная сдвигающая сила, приложенная к болтовому соединению, Н;

$i$  – количество стыков в болтовом соединении. В рассматриваемом случае  $i = 2$ ;

$F_{тр}$  – сила трения на поверхности стыка соединяемых деталей, Н.

Выразив  $F_{тр}$  через силу затяжки болта, уравнение (1) можно представить как

$$KQ = i \cdot P_{зам} \cdot f_c \quad (2)$$

где  $f_c$  – коэффициент трения на поверхностях стыков соединяемых деталей.

Сила затяжки болта не должна превышать допустимой величины из условия прочности на разрыв

$$[P_{зам}] = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_p] \cdot 10^6}{1,3} \quad (3)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы, м;

$[\sigma_p]$  – допустимое напряжение разрыва для материала болта, МПа.

Рекомендуется принимать для сталей:

$$\text{Ст3 } [\sigma_p] = 130 \text{ МПа.}$$

$$\text{Ст4 } [\sigma_p] = 140 \text{ МПа.}$$

Момент завинчивания на гайке

$$T_{зав} = P_{кл} \cdot l = P_{зам} \cdot R_{нр} \quad (4)$$

где  $T_{зав}$  – момент завинчивания, приложенный к гайке, Нм;

$P_{кл}$  – сила, приложенная к рукоятке ключа, Н;

$l$  – длина рукоятки ключа, м;  
 $R_{np}$  – величина, определяемая геометрическими параметрами болтового соединения, мм.

$$R_{np} = \frac{d_2}{2} \cdot tg(\beta + \rho^l) + f_T \frac{D_1 + d_0}{4} \quad (5)$$

где  $d_2$  – средний диаметр резьбы, мм;  
 $\beta$  – угол подъема витка резьбы, град.;  
 $\rho^l$  – приведенный угол трения в резьбе, град.;  
 $f_T$  – коэффициент трения на торце гайки;  
 $D_1$  – наружный диаметр опорной поверхности гайки (равный размеру «под ключ»), мм;  
 $d_0$  – внутренний диаметр опорной поверхности гайки (равный диаметру отверстия под болт), мм.

Приведенный угол трения в крепёжной метрической резьбе подсчитывают по приближенной зависимости

$$\rho^l = \frac{\rho}{0,87} \quad (6)$$

где  $\rho$  – угол трения для материалов резьбовой пары, град.

$$\rho = arctg(f) \quad (7)$$

где  $f$  – коэффициент трения для материалов резьбовой пары.

### 3 Описание лабораторной установки

#### 3.1 Винтовой пресс ДМ-30

Винтовой пресс имеет две цилиндрические стойки 8 (рисунок 1.2), жестко закреплённые в основании 1 и в двух траверсах 11 и 14. Винт жестко скреплён с маховиком 16 и зафиксирован от осевых перемещений в верх-

ней траверсе 14 упорным подшипником 15. При вращении маховика 16 винт 12 ввинчивается (или вывинчивается) в ползун 13. Ползун от поворота зафиксирован шпонкой 10 и может перемещаться в нижней траверсе 11 только вдоль оси отверстия. Ползун через динамометрическое кольцо 9 соединен с колодкой 3 исследуемого болтового соединения. Пластины 4, прижимаемые к колодке болтом 6, скреплены осью с основанием и не перемещаются.

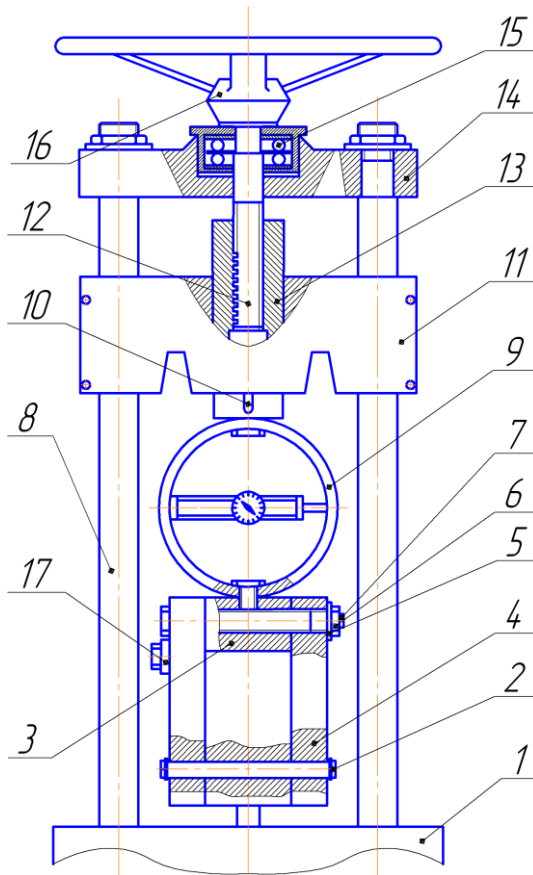


Рисунок 1.2 – Схема винтового пресса

Колодка выполняет функцию средней пластины. Расстояние между рисками на колодке и на левой пластине соответствуют зазору между болтом и колодкой. При совмещении рисок зазор с одной стороны полностью выбирается.

### 3.2 Динамометрический ключ

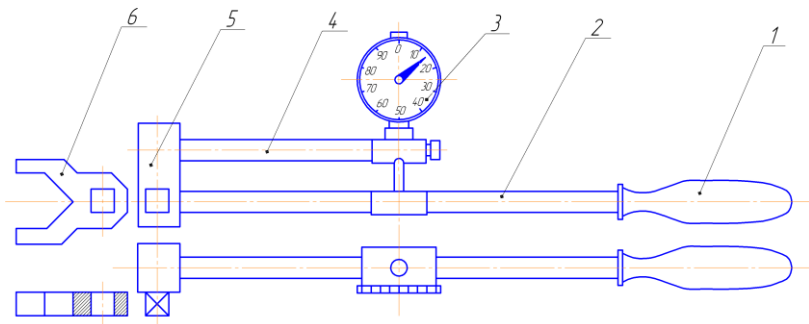


Рисунок 1.3 – Схема динамометрического ключа

Динамометрическим ключом определяют момент завинчивания гайки. В динамометрическом ключе (рисунок 1.3) упругий стержень 2 с рукояткой 1 и державка индикатора 4 закреплены в колодке 5. На квадратный выступ колодки надевается сменная головка 6, соответствующая завинчиваемой гайке. При завинчивании гайки к рукоятке прикладывают силу, которая изгибает упругий стержень (как консольную балку). Величина деформации стержня, которая фиксируется индикатором 3, пропорциональна моменту завинчивания.

Динамометрический ключ тарируется при закрепленной сменной головке в горизонтальном положении подвешиванием грузов к центру рукоятки. Поэтому при завинчивании гайки индикатор покажет действительный момент только в случае приложения силы к центру руко-



ятки. Для обеспечения этого предпочтительно соединить рукоятку с упругим стержнем шарниром.

#### 4 Порядок выполнения работы

4.1 Ознакомиться с методическими указаниями, изучить конструкцию лабораторной установки, приспособления и ключа.

4.2 По заданию преподавателя подобрать приспособление (рисунок 1.1).

4.3 Путем обмера деталей и используя справочные данные (таблицы 1.1 и 1.2), заполнить таблицу параметров болтового соединения в отчёте, вычислить значение  $R_{np}$  по уравнению (5). Результаты вписать в отчет.

4.4 Смонтировать приспособление на столе прессы, при этом к динамометрическому кольцу привернуть входящий в комплект пуансон, через который осуществляется давление на ползун.

4.5 Ползун приспособления в начальном положении установить так, чтобы его риска совпала с верхней риской пластины.

4.6 Проверить правильность установки нулевого отсчета на индикаторе динамометрического кольца.

4.7 Подобрать динамометрический ключ с соответствующей головкой.

4.8 Вычислить допустимую силу затяжки  $[P_{зам}]$  выбранного болта по уравнению (3).

4.9 Принять величину максимального усилия на ключе  $P_{кл}$  (рисунок 1.4) и согласовать её с преподавателем.

4.10 Вычислить максимальную величину значения  $P_{зам}$  по уравнению (4) и сравнить её с допустимой величиной. Должно быть выдержано условие  $P_{зам} \leq [P_{зам}]$ .

4.11 Вычислить максимальный момент завинчивания по уравнению (4) и записать его в последнюю строку таблицы отчета.

Таблица 1.1 – Резьбы метрические по ГОСТ

Наружный диаметр резьбы, мм		10	12	14	16	18	20	22
Нормальные резьбы	Шаг резьбы $t$ , мм	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5
	Средний диаметр $d_2$ , мм	9,026	10,863	12,701	14,701	16,376	18,376	20,376
	Внутренний диаметр $d_1$ , мм	8,376	10,106	11,835	13,835	15,294	17,294	19,294
	Угол подъёма резьбы $\beta$	$3^{\circ}02'$	$2^{\circ}55'$	$2^{\circ}52'$	$2^{\circ}28'$	$2^{\circ}47'$	$2^{\circ}49'$	$2^{\circ}14'$
	Площадь $0,25\pi d_1^2$ , мм <sup>2</sup>	52,3	76,2	104,7	144,2	175,1	225,2	281,5
Мелкие резьбы	Средний диаметр $d_2$ , мм	9,675	11,075	13,675	15,675	17,675	19,675	21,675
	Внутренний диаметр $d_1$ , мм	9,459	11,459	13,459	15,459	17,459	19,459	21,459
	Угол подъёма резьбы $\beta$	$0^{\circ}57'$	$0^{\circ}47'$	$0^{\circ}40'$	$0^{\circ}35'$	$0^{\circ}34'$	$0^{\circ}32'$	$0^{\circ}30'$
	Площадь $0,25\pi d_1^2$ , мм <sup>2</sup>	69,2	101,7	140,7	185,8	237,6	296,2	359,2
Мелкие резьбы	Средний диаметр $d_2$ , мм	9,513	11,513	13,513	16,513	17,513	19,513	21,513
	Внутренний диаметр $d_1$ , мм	9,188	11,188	13,188	15,188	17,188	19,188	21,188
	Угол подъёма резьбы $\beta$	$1^{\circ}26'$	$1^{\circ}11'$	$1^{\circ}01'$	$0^{\circ}53'$	$0^{\circ}47'$	$0^{\circ}43'$	$0^{\circ}38'$
	Площадь $0,25\pi d_1^2$ , мм <sup>2</sup>	64,7	96,4	134,5	178,6	229,2	286	349
Мелкие резьбы	Средний диаметр $d_2$ , мм	9,350	11,350	13,350	15,350	17,350	19,350	24,350
	Внутренний диаметр $d_1$ , мм	8,918	10,918	12,918	14,918	16,918	18,918	20,918
	Угол подъёма резьбы $\beta$	$1^{\circ}57'$	$1^{\circ}36'$	$1^{\circ}22'$	$1^{\circ}11'$	$1^{\circ}03'$	$0^{\circ}57'$	$0^{\circ}51'$
	Площадь $0,25\pi d_1^2$ , мм <sup>2</sup>	50,4	91,1	128,1	171,4	220,9	276,5	339
Мелкие резьбы	Средний диаметр $d_2$ , мм	X	11,026	13,026	15,026	17,026	19,026	21,026
	Внутренний диаметр $d_1$ , мм	X	10,376	12,376	14,376	16,376	18,376	20,376
	Угол подъёма резьбы $\beta$	X	$2^{\circ}28'$	$2^{\circ}06'$	$1^{\circ}49'$	$1^{\circ}36'$	$1^{\circ}26'$	$1^{\circ}18'$
	Площадь $0,25\pi d_1^2$ , мм <sup>2</sup>	X	81,1	116,2	157,4	205,1	259	319

Таблица 1.2 – Коэффициенты трения стальных деталей

Состояние контактных поверхностей	Коэффициент трения
Чисто обработанные поверхности без смазки	0,15...0,2
Чисто обработанные поверхности со смазкой	0,085...0,2
Грубо обработанные поверхности без смазки	0,25...0,3
Грубо обработанные поверхности со смазкой	0,2...0,25

4.12 В первую и вторую строчки таблицы отчета записать значения, соответствующие  $0,5T_{зав}$  и  $0,75T_{зав}$ .

4.13 Вычислить величины силы затяжки болта ( $P_{зат}$ ) и усилия на ключе ( $P_{кл}$ ), соответствующие записанным в таблице отчета моментам завинчивания ( $T_{зав}$ ), используя уравнение (4). Полученные результаты записать в таблицу отчета.

4.14 По графику (рисунок 1.4) величины усилий на ключе –  $P_{кл}$  перевести показания индикатора и записать в таблицу отчета.

4.15 Вычислить значения теоретической величины силы сдвига  $Q_T$  по уравнению (2), приняв значение  $K = 1$ . Результаты записать в таблицу отчета.

4.16 Гайку болтового соединения затянуть динамометрическим ключом до наименьшего момента  $T_{зав}$ , ориентируясь на соответствующие показания индикатора ключа.

4.17 Нагрузить затянутое болтовое соединение сдвигающей силой  $Q_{Э}$  до момента сдвига ползуна (скачок стрелки индикатора динамометрического кольца, прекращение прироста нагрузки) относительно пластин. Наибольшее показание индикатора записать.

4.18 Аналогично определить силу сдвига при затяжке болта остальными моментами. При этом гайку затягивать большим моментом без снятия предыдущей нагрузки. Необходимо следить, чтобы риска ползуна не вышла за пределы нижней риски на пластине. Эксперимент по-

вторить три раза. Вычислить среднее значение для каждой степени нагружения и результат записать в таблицу отчета.

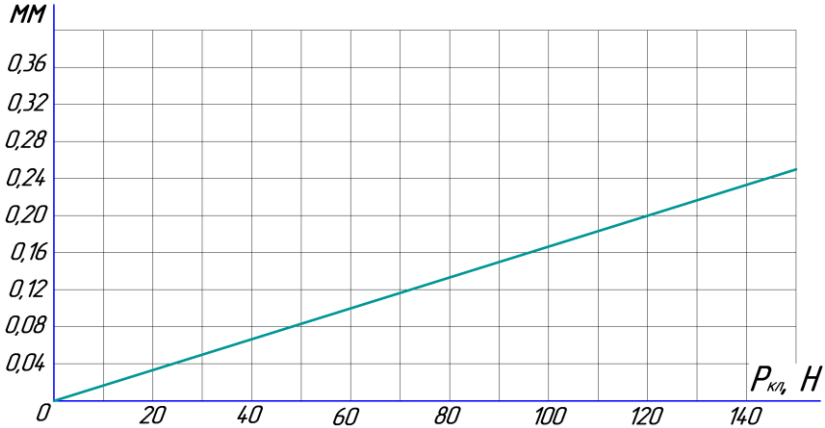


Рисунок 1.4 – Тарировочная характеристика динамометрического ключа

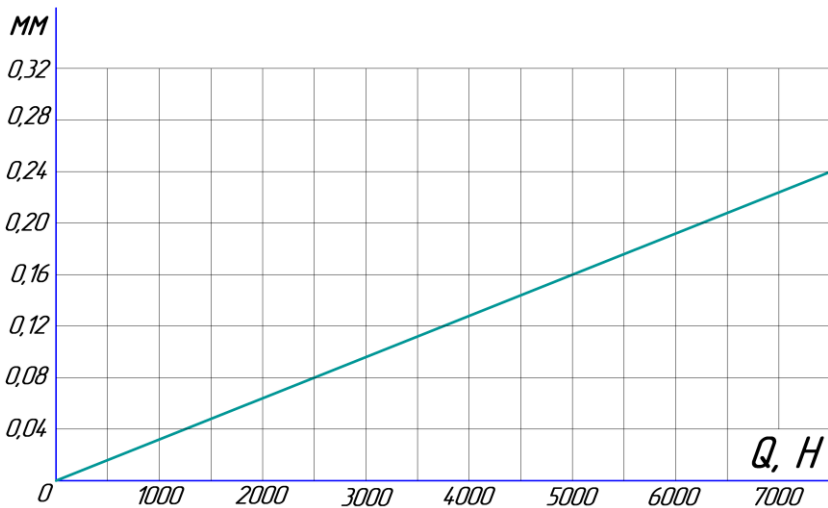


Рисунок 1.5 – Тарировочная характеристика динамометрического кольца

4.19 Используя тарировочную характеристику динамометрического кольца (рисунок 1.5), определить силу сдвига, соответствующую средним значениям показаний индикатора на каждой ступени нагружения. Результаты занести в таблицу отчета.

4.20 В отчете построить графики функций  $Q_{\text{Э}} = f(T_{\text{заб}})$  и  $Q_{\text{Т}} = f(T_{\text{заб}})$ , используя экспериментальные и теоретические данные в таблице отчета.

4.21 Сопоставить результаты проведённого эксперимента с теоретическим расчетом и сделать выводы.

## 5 Обработка экспериментальных данных и их анализ

5.1 Используя тарировочную характеристику динамометрического кольца (рисунок 1.5), определить силу сдвига, соответствующую средним значениям показаний индикатора на каждой ступени нагружения. Результаты занести в таблицу отчёта.

5.2 Используя данные таблицы 1.2, вычислить по уравнению (2) значения коэффициента трения на поверхностях стыков деталей для всех степеней нагружения. Результаты вычислений записать в соответствующую графу таблицы.

5.3 Вычислить среднее значение коэффициента трения всех степеней нагружения, сравнить с табличным и дать анализ.

5.4 Вычислить значения коэффициента запаса сцепления по соотношению  $KQ_{\text{Т}} = Q_{\text{Э}}$  для каждой ступени нагружения. Найти его среднее значение и записать в соответствующую графу таблицы. Дать рекомендации по его выбору.

5.5 Построить графики функций  $Q_{\text{Э}} = f_1(T_{\text{заб}})$  и  $Q_{\text{Т}} = f_2(T_{\text{заб}})$ , используя данные в таблице отчета. Сделать выводы.

## **Лабораторная работа № 2** **СИЛОВЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТЫ** **ТРЕНИЯ В ЗАТЯНУТОМ БОЛТОВОМ СОЕДИНЕНИИ**

### **1 Цель работы**

1.1 Научиться теоретически рассчитывать момент трения в резьбе при различных величинах затяжки болта.

1.2 Научиться теоретически рассчитывать момент трения на торце гадки при различных величинах затяжки болта.

1.3 Научиться экспериментальным путем на установке ДМ-27М определять суммарный момент трения в резьбе и на торце гайки в зависимости от силы затяжки и момент трения только в резьбе путем исключения трения на торце гайки за счет упорного подшипника качения.

1.4 Научиться обрабатывать результаты эксперимента.

1.5 Научиться сопоставлять результаты расчета и эксперимента и сделать технически грамотный инженерный вывод о проделанной работе.

### **2 Теоретическая часть**

Болтовые соединения деталей основаны на использовании сил трения, которые в данном случае играют положительную роль. Силы трения в инженерных расчетах определяются произведением нормального давления на коэффициент трения в соединениях. Коэффициенты трения в соединениях зависят от многих факторов: сочетания материалов, шероховатости поверхностей, удельного давления, наличия смазки. Поэтому точное значение их может быть определено только экспериментально.

При завинчивании гайки возникает момент сопротивления от трения непосредственно в резьбе и от трения торца гайки об опорную поверхность шайбы или детали.

Теоретически оба эти момента могут быть определены расчетным путём, а экспериментально можно определить только суммарный момент и момент трения в резьбе путем исключения момента трения на торце гайки при помощи упорного шарикового подшипника, моментом трения качения которого можно пренебречь.

Таким образом, момент завинчивания, создаваемый ключом, идет на преодоление моментов трения в резьбе и на торце гайки

$$T_{\text{зав}} = T_{\text{Р}} + T_{\text{Т}} \quad (1)$$

где  $T_{\text{зав}}$  – момент завинчивания, создаваемый на гайке ключом, Нм;

$T_{\text{Р}}$  – момент на гайке от сил трения в резьбе, Нм;

$T_{\text{Т}}$  – момент на торце гайки от сил трения её опорной поверхности, Нм.

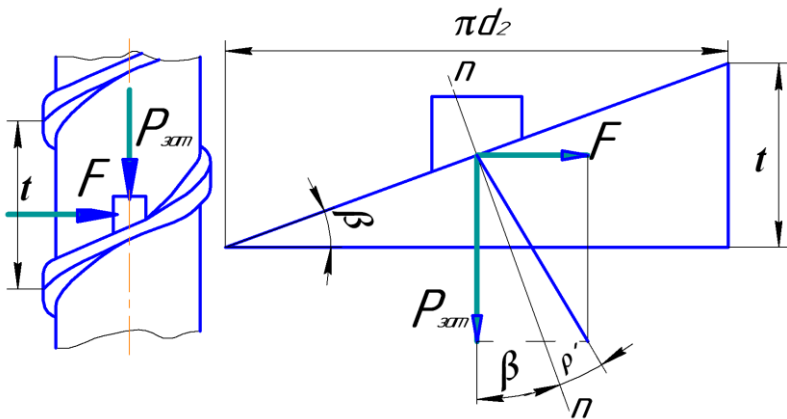


Рисунок 2.1 – Силовые зависимости в болте

При завинчивании гайки в болте возникает осевое усилие  $P_{зат}$ , которое создается окружной силой  $F$  (рисунок 2.1), приложенной к среднему диаметру резьбы болта. Рассматривая виток резьбы на длине одного шага, как наклонную плоскость (рисунок 2.1), можно записать

$$F = P_{зат} \cdot tg(\beta + \rho') \quad (2)$$

где  $F$  – окружная сила на среднем диаметре резьбы, приложенная к гайке, Н;

$P_{зат}$  – сила затяжки болтового соединения, Н;

$\beta$  – угол подъема витка резьбы, град;

$\rho'$  – приведенный угол трения в резьбе, град.

Приведенный угол трения в крепежной метрической резьбе

$$\rho' = \frac{\rho}{0,87} \quad (3)$$

где  $\rho$  – угол трения для материала резьбовой пары, град;

$$\rho = arctg(f) \quad (4)$$

где  $f$  – коэффициент трения для материала резьбовой пары.

Момент, приведенный к среднему диаметру резьбы

$$T_p = 0,5F \cdot d_2 = 0,5d_2 \cdot P_{зат} \cdot tg(\beta + \rho') \quad (5)$$

где  $d_2$  – средний диаметр резьбы, м.

Момент на гайке от сил трения, приведенный к среднему диаметру её опорной поверхности

$$T_T = P_{зат} \cdot f_T \frac{D_1 \pm d_0}{4} \quad (6)$$



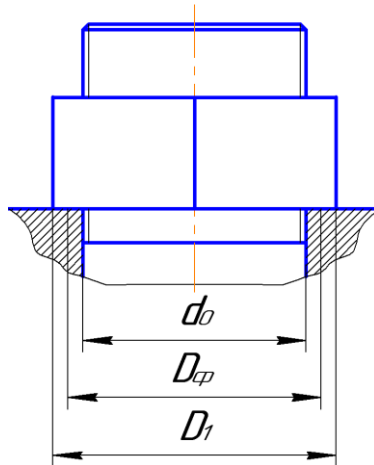


Рисунок 2.2 – Размеры болтового соединения

где  $f_T$  – коэффициент трения на опорной поверхности гайки (торце);

$D_1$  – наружный диаметр опорной поверхности гайки (рисунок 2.2), равный размеру «под ключ», м;

$d_0$  – внутренний диаметр опорной поверхности гайки (равный диаметру отверстия под болт), м.

Сила затяжки болта не должна превышать допустимой величины из условия прочности на разрыв

$$[P_{зам}] = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_p] \cdot 10^6}{1,3} \quad (7)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы, м;

$[\sigma_p]$  – допустимое напряжение разрыва для материала болта, МПа.

Рекомендуется принимать для сталей:

Ст3  $[\sigma_p] = 130$  МПа;

Ст4  $[\sigma_p] = 140$  МПа.

### 3 Описание лабораторной установки

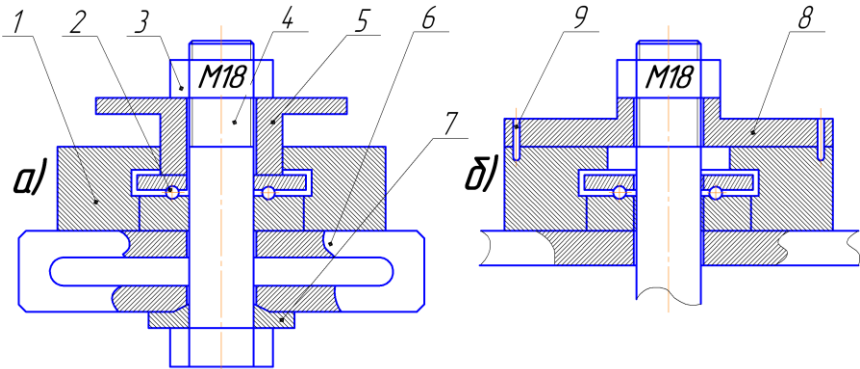


Рисунок 2.3 – Схема лабораторной установки

Работу выполняют на специальной установке, которая состоит из двух частей (рис. 2.3).

а) болтовое соединение с динамометрической пружиной;

б) динамометрический ключ с индикатором и сменными головками (под гайки различного размера), (см. 3.2 в лабораторной работе № 1).

В стенках пружины 6 выполнено сквозное отверстие, в которое вставляется испытываемый болт 4. Затяжка гайки 3 осуществляется динамометрическим ключом. Принцип действия установки основан на одновременном измерении величины крутящего момента при завинчивании гайки и возникающей при этом осевой силы.

Величину момента завинчивания гайки 3 (момент затяжки), пропорциональную величине упругой деформации изгиба стержня динамометрического ключа, определяют с помощью индикатора 10.

Величину осевой силы, пропорциональную величине упругой деформации сжатия динамометрической пружины 6, измеряют с помощью индикатора (на рисунке не показан). Численные значения момента завинчивания и осевой силы определяют с помощью тарировочных графиков на ключ и пружину (рисунки 1.5 и 2.5).

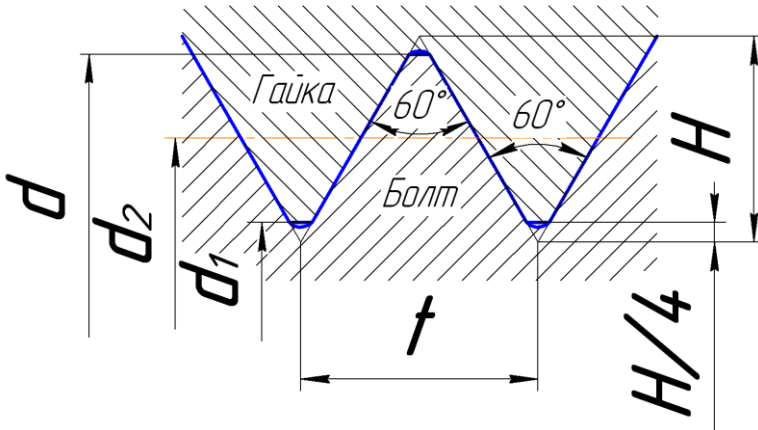


Рисунок 2.4 – Резьба метрическая крепежная

При определении момента трения  $T_P$  в резьбе необходимо устранить трение между торцом гайки и опорной поверхностью. Для этого на болт под гайку устанавливается сменная втулка 5 (рисунок 2.3, а), которая опирается на упорный шарикоподшипник 2. В этом случае измеряют момент трения в резьбе  $T_P$ . При определении момента трения  $T_T$  на торце гайки втулка 5 в установке заменяется накладкой 8 (рисунок 2.3, б), которая фиксируется непосредственно на кронштейне 1 штифтом 9. Тогда упорный шарикоподшипник не вращается, и при затяжке соединения преодолевается одновременно как момент трения на торце гайки, так и момент трения в резьбе. Поэтому индикатор 10 ключа фиксирует величину  $T_{зав}$  (1).

Вычитая из  $T_{зав}$  величину момента трений в резьбе  $T_P$ , полученную при замере со втулкой 5, находят момент трения на торце гайки. Для предохранения установки и болта от поломки предварительно определяют максимально допустимую величину силы затяжки по уравнению (7) и принимают  $P_{зат} \leq [P_{зат}]$ .

#### 4 Порядок выполнения работы

4.1 Ознакомиться с методическими указаниями. Изучить конструкцию лабораторной установки и ключа (рисунки 2.3 и 1.3)

4.2 По заданию преподавателя подобрать болт и комплект сопряженных с ним деталей (рисунок 2.3).

4.3 Путем обмера деталей и, используя справочные данные (табл. 1.1 и табл. 1.2) заполнить таблицу параметров болтового соединения в отчете.

4.4 Собрать лабораторную установку со втулкой 5 для замера момента от сил трения в резьбе  $T_P$ . Стрелки индикатора установить на ноль.

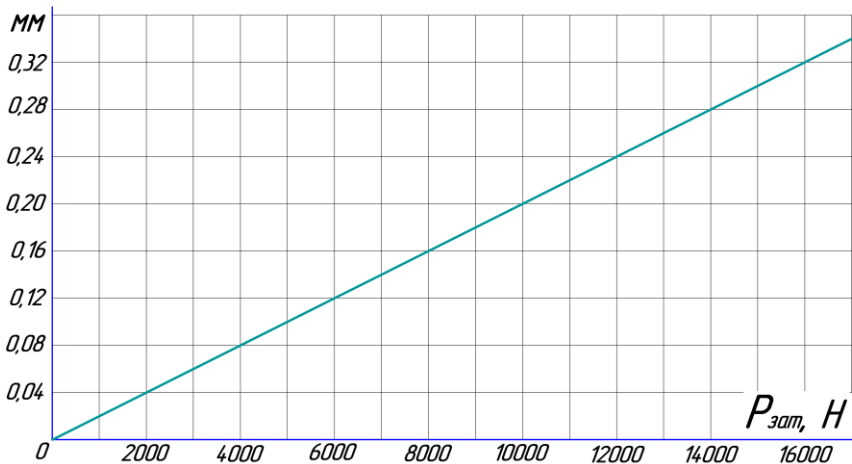


Рисунок 2.5 – Тарировочная характеристика динамометрической пружины

4.5 Принять величину силы затяжки болта так, чтобы  $P_{\text{зат}} \leq [P_{\text{зат}}]$ , согласовать её с преподавателем и записать в последнюю строчку таблицы отчета. В первые три строчки таблицы отчета записать величины  $0,25P_{\text{зат}}$ ;  $0,5P_{\text{зат}}$ ;  $0,75 P_{\text{зат}}$ .

4.6 По тарировочному графику (рисунок 2.5) величину  $P_{\text{зат}}$  и ее доли перемести в показания индикатора и записать в соответствующие строчки таблицы отчета.

4.7 Динамометрическим ключом, равномерно, без перекосов, остановок и рывков затянуть гайку исследуемого болта до усилия  $0,25P_{\text{зат}}$ , фиксируя показания индикатора динамометрического ключа и записать результат в таблицу отчета.

4.8 Повторить замеры для остальных ступеней нагрузки и занести результаты в таблицу отчета.

4.9 Заменить втулку 5 (рисунок 2.3) на накладку 8 для замера момента завинчивания по уравнению (1), произвести все замеры аналогично пп. 4.7 и 4.8 и результаты записать в таблицу отчета.

## 5 Обработка экспериментальных данных и их анализ

5.1 По тарировочному графику показания индикатора ключа перевести в усилия и, умножив на плечо ключа, вычислить соответствующие моменты. Результаты вычислений занести в таблицу.

5.2 Построить графики функций  $T_{\text{зав}} = f(P_{\text{зам}})$  и  $T_{\text{Р}} = f_1(P_{\text{зам}})$  по результатам экспериментальных исследований.

5.3 По результатам экспериментальных данных вычислить отношение эквивалентных напряжений  $\sigma_3$  к напряжениям  $\sigma_p$  в зависимости от величины затяжки

болтового соединения. Результаты расчетов занести в таблицу отчета. Сделать выводы.

5.4 Используя уравнения (3), (4) и (5), вычислить действительный коэффициент трения в резьбе. Результаты вычислений представить в таблице отчета.

5.5 По уравнению (6) вычислить действительный коэффициент трения на опорной поверхности гайки. Результаты вычислений представить в таблице отчета.

5.6 Сравнить результаты вычислений и табл. 1.2 и сделать выводы о величинах коэффициентах трения.

5.7 По моменту завинчивания вычислить необходимое усилие для ключа нормальной длины ( $l_k = 14d$ ) и отношение  $P_{\text{зат}}/Q_{\text{кл}}$ . Результаты вычислений представить в таблице отчета. Сделать выводы.

## **Лабораторная работа № 3** **ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ** **ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ**

### **1 Цель работы**

1.1 Ознакомиться с назначением, конструкцией, типоразмерами и маркировкой подшипников качения.

1.2 Ознакомиться с методами подбора подшипников качения и расчетными формулами. Убедиться в правильности выбора подшипника для эксперимента.

1.3 Исследовать виды потерь в подшипниках качения в зависимости от нагрузки и условий смазки

1.4 Обработать результаты экспериментов графическим методом и сделать выводы.

### **2 Теоретическая часть**

Подшипники качения имеют ряд преимуществ перед подшипниками скольжения. Это значительно меньшие потери на трение, а, следовательно, более высокий КПД (0,99...0,995) и меньший нагрев. Момент трения у них при пусках в 10...20 раз меньше, чем в одинаковых подшипниках скольжения. Отсутствие дефицитных материалов, небольшие габаритные размеры в осевом направлении, простота обслуживания и замены вышедших из строя, меньший расход смазки, малая стоимость вследствие массового изготовления стандартных подшипников, малые эксплуатационные затраты и взаимозаменяемость делают их более широко применяемыми в машиностроении.

Однако ограничивается возможность их применения при очень больших нагрузках и высоких угловых скоро-

стях цапф. Не пригодны подшипники качения при значительных ударных и вибрационных нагрузках из-за высоких контактных напряжений и плохой способности демпфировать колебания.

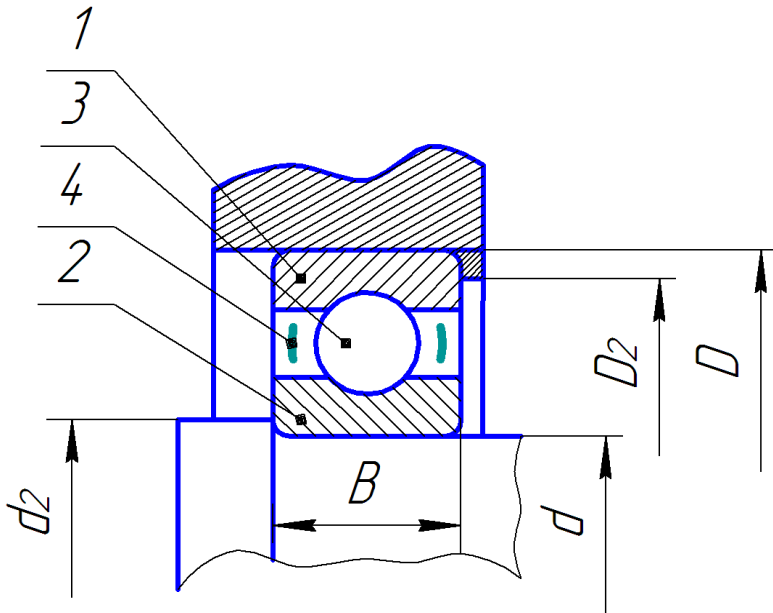


Рисунок 3.1 – Конструкция подшипника качения

Подшипники качения (рисунок 3.1) состоят из наружного и внутреннего колец 1,2 тел качения 3 и сепаратора 4. Кольца и тела качения воспринимают рабочие нагрузки, а сепаратор распределяет и направляет тела качения.

Кроме рабочих нагрузок на элементы подшипника при его вращении действуют центробежные силы и гироскопический момент. Под действием перечисленных нагрузок тела качения совершают сложное движение: перекачивание относительно колец и скольжение относительно сепаратора.



Подшипники качения смазываются жидкими или консистентными смазками. Вид смазки зависит от условий работы, нагрузки на подшипник, его температуры и окружной скорости. Смазка в подшипниках способствует отводу тепла, уменьшает шум, повышает амортизирующую способность подшипника при вибрационных и ударных нагрузках, обеспечивает антикоррозионную защиту его элементов и повышает надежность и долговечность в целом. Уровень жидкой смазки в подшипнике должен доходить до середины тел качения. Консистентная смазка должна составлять около 40...60% его свободного объема.

Потери в подшипниках качения вызываются сопротивлением перекачиванию тел качения под нагрузкой и затратами энергии на преодоление трения скольжения тел качения о сепаратор и вязкое трение в смазке, т.е.

$$M_c = M_R + M_O \quad (1)$$

где  $M_c$  – суммарный момент потерь в подшипнике, Нмм.

$M_R$  – переменный момент потерь, зависящий от величины внешней нагрузки, Нмм. Он обусловлен трением качения.

$M_O$  – постоянный момент потерь, зависящий от трения скольжения тел качения о сепаратор, конструкции подшипника, качества сборки, способа смазки, вязкости смазки и других факторов, Нмм. Принято считать, что он не зависит от величины нагрузки.

Из вышеизложенного следует, что при отсутствии внешней нагрузки на подшипник с достаточной степенью точности может быть справедливо, что

$$M_c = M_O \quad (2)$$

Считают, что  $M_0 = \text{const}$  и под нагрузкой при неизменных остальных параметрах.

Постоянный  $M_0$  и переменный  $M_R$  моменты потерь в подшипниках качения могут быть вычислены по эмпирическим формулам

$$M_0 = \frac{\mu_{np} d^2}{2} \quad (3)$$

$$M_R = F_r \cdot f'_{np} \cdot \frac{d}{2} \quad (4)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипниках, Н;

$d$  – внутренний посадочный диаметр подшипника (диаметр цапфы), мм.

$\mu_{np}$  и  $f'_{np}$  – приведенные коэффициенты трения, относящиеся к постоянному  $M_0$  и переменному  $M_R$  моментам потерь в подшипнике качения к его внутреннему посадочному диаметру (диаметру цапфы). Это условные безразмерные интегральные параметры (таблица 3.1) при окружных скоростях до 10 м/с и умеренной смазке.

Таблица 3.1 – Значения коэффициентов  $\mu_{np}$  и  $f'_{np}$

	Тип подшипников	$\mu_{np}$	$f'_{np}$
1	Радиальные однорядные шарикоподшипники	0,05	0,001
		...	...
		0,075	0,0015
2	Однорядные цилиндрические роликоподшипники и сферические двухрядные шарикоподшипники	0,05	0,0008
		...	...
		0,075	0,0012
3	Конические однорядные и сферические двухрядные роликоподшипники	0,15	0,002
		...	...
		0,2	0,003

Приведенные коэффициенты трения вводят для оценки сопротивления вращению подшипников качения и сравнения их с подшипниками скольжения.

При подборе подшипников конструктора интересуют общие потери в нем. В этом случае для упрощения и унификации расчетов суммарный момент потерь в подшипнике  $M_c$  выражают через условный приведенный коэффициент трения, относящийся к его посадочному диаметру (диаметру цапфы)

$$M_c = F_r \cdot f_{пр} \cdot \frac{d}{2} \quad (5)$$

где  $f_{пр}$  – приведенный коэффициент трения.

Это условная величина, учитывающая все потери в подшипниках, отнесенные к его посадочному диаметру (диаметру цапфы). Считается, что  $f_{пр} = 0,0015 \dots 0,006$ .

Приведенный коэффициент трения может быть выражен и через коэффициент трения качения

$$f_{пр} = 1,2 \cdot \frac{2 \cdot f_k}{d} \cdot \frac{D_0}{d_{ш}} \quad (6)$$

где  $f_k$  – коэффициент трения качения, мм. Для стального закаленного шарика, перекатывающегося по стальной поверхности,  $f_k = 0,01$  мм.

$D_0$  – диаметр расположения центров шариков, мм.

$d_{ш}$  – диаметр шарика, мм. Размеры  $d_{ш}$  и другие характеристики приведены в таблице 3.2.

Современный расчет подшипников качения базируется только на двух критериях:

- расчет на статическую грузоподъемность по остаточной деформации;

- расчет на долговечность по усталостному выкрашиванию.

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных по эмпирическим формулам.

Различают подбор подшипников по статической грузоподъемности для предупреждения остаточных деформаций при частотах вращения  $n < 1 \text{ мин}^{-1}$  и подбор по динамической грузоподъемности для предупреждения усталостного разрушения при  $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$  (при  $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$  в расчете принимают  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ ). Условия подбора:

$$\begin{aligned} P_0 &\leq C_0 \\ C &\leq C_H \end{aligned} \quad (7)$$

где  $P_0$  – эквивалентная статическая нагрузка, Н;

$C$  – расчетная динамическая грузоподъемность, Н;

$C_0$  и  $C_H$  – статическая и динамическая номинальная грузоподъемность, Н. Эти величины приведены в таблицах ГОСТ (таблица 3.2)

Номинальная динамическая грузоподъемность подшипника и его номинальный срок службы связаны эмпирической зависимостью

$$\begin{aligned} L &= \left( \frac{C_H}{P} \right)^m \\ &\text{или} \\ C_H &= P \sqrt[m]{L} \end{aligned} \quad (8)$$

где  $L$  – расчетная долговечность подшипника, млн. оборотов;

$P$  – эквивалентная нагрузка, Н.

$m$  – показатель степени. Принимают  $m = 3$  – для шарикоподшипников и  $m = 3,33$  – для роликоподшипников.

Расчетная долговечность в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (9)$$

где  $n$  – частота вращения кольца,  $\text{мин}^{-1}$ .

Эквивалентная нагрузка для радиальных шарико-подшипников, радиально-упорных шарикоподшипников и роликоподшипников определяется по зависимости

$$P = (XVF_r + YF_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (10)$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки (таблица 3.3);

$V$  – коэффициент, учитывающий какое кольцо вращается (внутреннее кольцо –  $V = 1$ ; наружное –  $V = 1,2$ ).

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки, (таблица 3.3);

$F_a$  – осевая нагрузка, Н;

$K_T$  – коэффициент температуры (таблица 3.4);

$K_\delta$  – коэффициент безопасности или динамический коэффициент (таблица 3.5).

Таблица 3.3 – Коэффициенты  $X$  и  $Y$

Тип подшипника	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		$e$
		$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Радиальный шарикоподшипник однорядный	0,014	1	0	0,56	2,3	0,19
	0,028				1,99	0,22
	0,056				1,71	0,26
	0,084				1,55	0,28
	0,11				1,45	1,30
	0,17				1,31	0,34
	0,28				1,15	0,38
	0,42				1,04	0,42
	0,56				1,00	0,44

Таблица 3.4 – Значения коэффициента температуры  $K_T$ 

Температура подшипника	100	125	150	175	200	225	250
$K_T$	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Таблица 3.5 – Значения коэффициента безопасности  $K_\delta$ 

Характер нагрузки на подшипник	$K_\delta$
Спокойная нагрузка, толчки отсутствуют	1
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от нормальной (расчетной) нагрузки	1...1,2
Умеренные толчки, вибрации, кратковременные перегрузки до 150% от нормальной (расчетной) нагрузки	1,3...1,8
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200% от нормальной (расчетной) нагрузки	1,8...2,5
Нагрузка с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300% от нормальной (расчетной) нагрузки	2,5...3,0

Таблица 3.6 – Рекомендуемые значения  $L_h$ 

Машины и оборудование	$L_h$ , час
Приборы и механизмы, периодически используемые (демонстрационные аппараты, бытовые приборы и т.д.)	500
Механизмы, используемые в течение коротких периодов (сельхозмашины, подъемные краны реммастерских и т.д.)	$\geq 4000$
Ответственные механизмы, работающие с перерывами (вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры производства, лифты)	$\geq 8000$
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой (редукторы общего назначения).	$\geq 12000$

Таблица 3.2 – Техническая характеристика

По ГОСТ 8338-75	Размеры, мм						Шарика		Грузоподъем- ность, Н		n, мин <sup>-1</sup> смазка*		G, кг
	Условное обозначение подшипника	d	D	B	r	d <sub>2</sub> min	D <sub>2</sub> max	d <sub>ш</sub> , мм	Z, шт	C <sub>н</sub>	C <sub>0</sub>	К	
208 (рисунок 3.1) легкая серия, диаметров 2, серия ширин 0	40	80	18	2	47	73	12,7	9	25600	18100	6300	8000	0,36
308 (рисунок 3.1) средняя серия диаметров 3, шириной 0	40	90	23	2,5	49	80	15,1	8	31900	22700	6300	8000	0,63

**Примечание.** \*К – консистентная; Ж – жидкостная

При подборе подшипников, диаметр цапфы уже известен, тип подшипника принимается конструктивно, долговечность в часах принимают по рекомендациям (таблица 3.6). В этом случае условие (8) выполняют за счет размера подшипника, реже варьируют типом подшипника, подбирая его по таблицам ГОСТ (таблица 3.2, являющаяся фрагментом ГОСТа). Задача выбора может быть решена и в обратном порядке.

### 3 Описание лабораторной установки

Привод консольного вала 1 лабораторной установки ДМ-28М (рисунок 3.2) смонтирован внутри чугунного корпуса и состоит из асинхронного электродвигателя и клиноременной передачи с трехступенчатыми шкивами, позволяющим получать частоты вращения 1000, 2000 и 3000 мин<sup>-1</sup>. На консольный конец вала устанавливают сменные головки 7 с испытуемыми подшипниками (рисунок 3.1).

Установка укомплектована головками с подшипниками:

- 208-радиальным однорядным шариковым легкой серии по ГОСТ 8338-75;
- 308-радиальным однорядным шариковым средней серии по ГОСТ 8338-75.

В корпусе головки смонтированы четыре однотипных подшипника – 2;3;5;6 на втулке (полем валу).

Наружные кольца двух средних подшипников 2 и 3 расположены в общей втулке 4, а наружные кольца двух крайних подшипников 5 и 6 в корпусе 7, внутри которого с зазором помещена втулка 4. Нагрузочное устройство состоит из скобы 8 и винта 9, причем скоба 8 установлена на наружной поверхности корпуса 7. Винтом 9 через шарики 10 и динамометрическую пружину 11 осуществляют нагрузку на средние подшипники 2 и 3, при этом реактивное усилие одновременно нагружает крайние подшипники 5, 6.



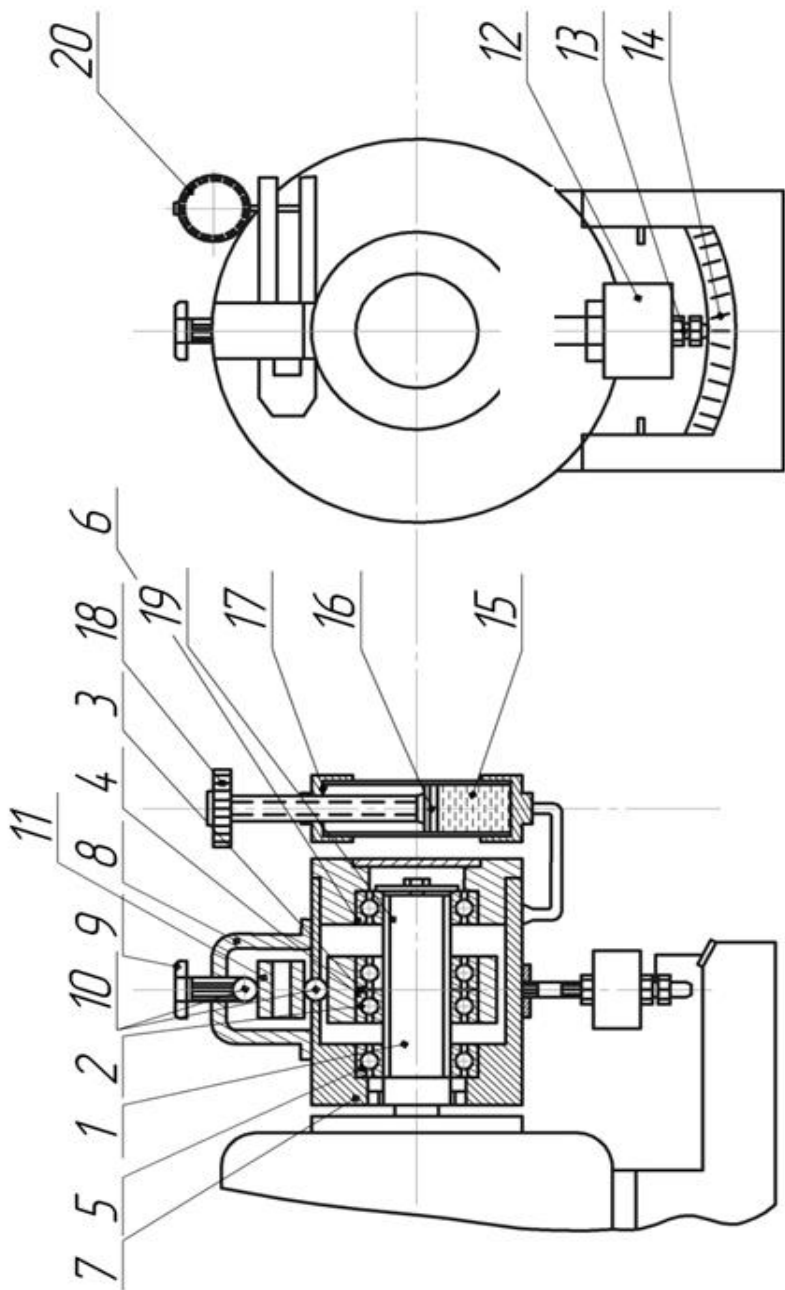


Рисунок 3.2 – Лабораторная установка ДМ-28М

Возникающий в четырех подшипниках момент трения передается на корпус 7, угол поворота которого определяется укрепленным внизу маятником (грузом) 12. В зависимости от изменения момента трения в подшипниках будет изменяться угол отклонения маятника, который указателем 13 отмечается на шкале 14, проградуированной в кГ·см.

Смазочное устройство, состоящее из цилиндра 15 и поршня 16, позволяет передвижением поршня изменять уровень масла в подшипниках. Шток поршня снабжен наружной резьбой и ввинчивается в резьбовое отверстие верхней крышки 17 цилиндра. Движение поршня 16 осуществляется вращением маховика 18 и штока 19.

Деформация динамометрической пружины 11 замечается индикатором 20. По величине деформации динамометрической пружины 11 определяется действующее на нее усилие, для чего используется тарировочный график зависимости деформации (показаний индикатора) от величины усилия  $Q$  (рисунок 3.3), создаваемого винтом 9 (рисунок 3.2).

В лабораторной установке одновременно работают четыре одинаковых подшипника качения, тогда общий момент сопротивления, зафиксированный в опыте

$$M'_c = 4M_c \quad \text{и} \quad M'_0 = 4M_0 \quad (11)$$

где  $M'_c$  и  $M'_0$  – моменты сопротивления, фиксируемые по отклонению маятника на шкале установки.

При этом радиальная нагрузка, приходящаяся на один подшипник, составляет

$$F_r = 0,5Q \quad (12)$$

Диаметр расположения центров шариков

$$D_0 = 0,5(D + d) \quad (13)$$

где  $D$  – посадочный диаметр наружного кольца подшипника, мм;

$d$  – посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника, мм.

#### 4 Порядок выполнения работы

4.1 Ознакомиться с методическими указаниями, изучив конструкции подшипников, их назначение, теорию, устройство установки ДМ-28М (рисунки 3.1 и 3.2). Уяснить цель работы.

4.2 По указанию преподавателя установить на вал сменную головку, отрегулировать нулевое положение маятника с помощью груза-противовеса, установить уровень масла по центру нижнего шарика.

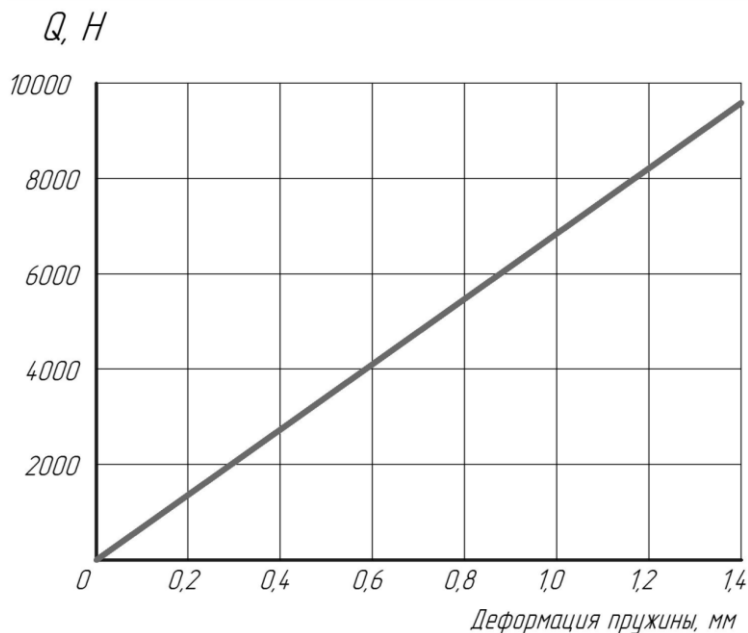


Рисунок 3.3 – Тарировочная характеристика динамометрической пружины

4.3 Заполнить «Цель работы» и таблицу 3.1 характеристики испытуемого подшипника журнала, используя таблицу 3.2 и выражение (13).

4.4 Принять величину  $F_r$  (по указанию преподавателя) и вычислить эквивалентную нагрузку  $P$  по формуле (10), используя таблицы 3.2; 3.3; 3.4, 3.5. По зависимости (8) вычислить расчетную долговечность подшипника в млн. об.

4.5 По соотношению (9) вычислить расчетную долговечность в часах. Результат расчетов свести в таблицу 3.2 журнала лабораторных работ и сделать выводы о возможности проведения опытов, ориентируясь на рекомендации таблицы 3.6.

4.6 Принятую максимальную нагрузку разделить на 5 экспериментальных точек и записать в таблицу 3.3 журнала лабораторных работ.

4.7 По уравнению (12) вычислить необходимое усилие  $Q$  на динамометрической пружине и записать в таблицу 3.3 журнала.

4.8 По тарифовочному графику (рисунок 3.3) перевести усилие  $Q$  в мм, а затем в количество делений индикатора и записать в соответствующие колонки таблицы 3.3 журнала.

4.9 Включить на 3...5 мин установку для прогрева и выключить. Уровень масла снизить до нижней кромки наружного кольца. Убедиться, что усилие  $Q$  на динамометрической пружине равно нулю и включить установку.

4.10 Снять показания и записать в соответствующую колонку таблицы 3.3 журнала. Выключить установку.

4.11 Установить винтом 9 нагрузку  $Q$  для первой строчки таблицы 3.3, включить установку, снять показания, выключить установку и записать результат в соответствующую колонку таблицы журнала.

4.12 Пункт 4.11 повторить для каждой степени нагрузки, записывая результаты в журнал.

4.13 Перейти ко второй серии опытов, установив уровень масла по центру нижнего шарика, и повторив пункты с 4.9 по 4.12 включительно.

4.14 Перейти к третьей серии опытов, установив уровень масла по нижней кромке внутреннего кольца подшипника, и повторить пункты с 4.9 по 4.12 включительно.

4.15 Заполнить последнюю колонку таблицы 3.3 журнала лабораторных работ, используя уравнение (1)

4.16 По экспериментальным данным таблицы 3.3 заполнить первую колонку таблицы 3.4 журнала лабораторных работ. При заполнении последующих 3-х колонок руководствоваться выражением (11). Значения моментов перевести в требуемую таблицей размерность.

4.17 По экспериментальным значениям моментов  $M_0$  и  $M_R$  (таблице 4.4) рассчитать значения коэффициентов  $f'_{пр}$  и  $\mu_{пр}$ , используя выражения (3) и (4). Занести результаты вычислений в соответствующие колонки таблицы 3.4 журнала и сопоставить их с данными таблицы 3.1 методических указаний. Сделать выводы и записать на свободном поле журнала под таблицей.

4.18 По экспериментальным значениям суммарного момента сопротивления вращению подшипника  $M_c$  вычислить приведенный коэффициент трения  $f_{пр}$ , используя выражение (5). Результат записать в соответствующую колонку таблицы 3.4 журнала лабораторных работ.

4.19 Используя таблицы 3.1 и выражения (3) и (4), рассчитать теоретические значения моментов  $M_0$  и  $M_R$ , и результат занести в соответствующие колонки таблицы 3.4 журнала лабораторных работ.

4.20 По уравнению (1) рассчитать теоретическое значения суммарного момента сопротивления вращения подшипника  $M_c$  и заполнить соответствующую колонку таблицы 3.4 журнала лабораторных работ.

4.21 По уравнению (6) вычислить приведенный коэффициент трения  $f_{пр}$ , сопоставить его с эксперимен-

тальными значениями и справочными данными. Сделать выводы.

4.22 На рисунках 3.1, 3.2 и 3.3 журнала построить экспериментальные и теоретические графики зависимостей вида  $M_c = \varphi(F_r)$ ;  $M_R = \varphi(F_r)$  и  $M_0 = \varphi(F_r)$  для 3-х серий опытов. Сделать выводы по результатам их сопоставления и анализа.

4.23 На рисунке 3.4 журнала построить графики приведенного коэффициента трения  $f_{пр} = \varphi(F_r)$  каждой серии опытов и график расчетного приведенного коэффициента трения вида  $f_{пр(p)} = \varphi(F_r)$  и сделать выводы.

4.24 На рисунке 3.5 журнала построить графики изменения приведенного коэффициента трения вида  $f'_{пр} = \varphi(F_r)$ , для каждой серии опытов (уровня смазки). Рассчитать долговечность подшипника для точки с минимальными значениями  $f'_{пр} = \varphi(F_r)$ . Сделать выводы.

4.25 На рисунке 3.6 журнала построить график изменения приведенного коэффициента трения  $\mu_{пр}$  в зависимости от уровня масла. Сделать выводы.

## Лабораторная работа № 4 **ИСПЫТАНИЕ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ**

### **1 Цель работы**

Экспериментальное определение момента трения и коэффициента трения в зависимости от частоты вращения и нагрузки подшипника скольжения.

### **2 Теоретическая часть**

Простота конструкции, малые размеры в радиальном направлении, бесшумность, возможность изготовления с любой точностью, способность демпфировать удары и вибрации и воспринимать значительные нагрузки, длительный службы способствуют широкому применению подшипников скольжения в машиностроении.

Для свободного вращения вала в подшипниках скольжения, диаметр его цапфы должен быть меньше внутреннего диаметра втулки подшипника. Диаметральный зазор задаётся конструктором и зависит от материалов и грузоподъёмности подшипника, точности изготовления и скорости вращения. Обычно диаметральный зазор составляет от 0,0008 до 0,006 диаметра вала.

При вращении вала смазывающая жидкость, заполняющая зазор, увлекается поверхностью вала в суживающееся пространство между валом и неподвижной втулкой подшипника. Здесь, в смазочном слое возникает давление, которое стремится сместить вал относительно втулки. Чем больше скорость, тем большую часть нагрузки принимает на себя смазочный слой. Соответственно уменьшается доля нагрузки, передаваемая непосредственно через контактные поверхности цапфы и втулки. Это приводит к резкому уменьшению коэффициента трения, так как сопротивление вращению вала со стороны смазывающей жидкости относительно мало, хотя и уве-

личивается с возрастанием скорости. Скорость, при которой коэффициент трения достигает минимальное значение и происходит "всплывание" вала под воздействием давления в смазочном слое, зависит от нагрузки, вида и температуры смазки, диаметрального зазора, качества поверхности и др.

Сила и коэффициент трения увеличиваются с увеличением скорости из-за роста сопротивления смазывающей жидкости.

Для подшипников, работающих с кольцевой смазкой без охлаждения должно выполняться условие:

$$\sqrt{PV^3} < 16 \cdot 10^3 \quad (1)$$

где  $P$  – среднее давление в подшипнике, МПа;

$V$  – окружная скорость цапфы, м/с.

$$P = \frac{10^{-6}R}{d \cdot l} \quad (2)$$

где  $R$  – радиальная нагрузка на подшипнике, Н;

$d$  – диаметр цапфы, м;

$l$  – длина цапфы, м.

Окружная скорость цапфы определяется по выражению

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (3)$$

где  $n$  – частота вращения цапфы, мин<sup>-1</sup>.

Момент трения в подшипнике

$$T_T = 0,5R \cdot d \cdot f \quad (4)$$

где  $f$  – коэффициент трения.



### 3 Описание лабораторной установки

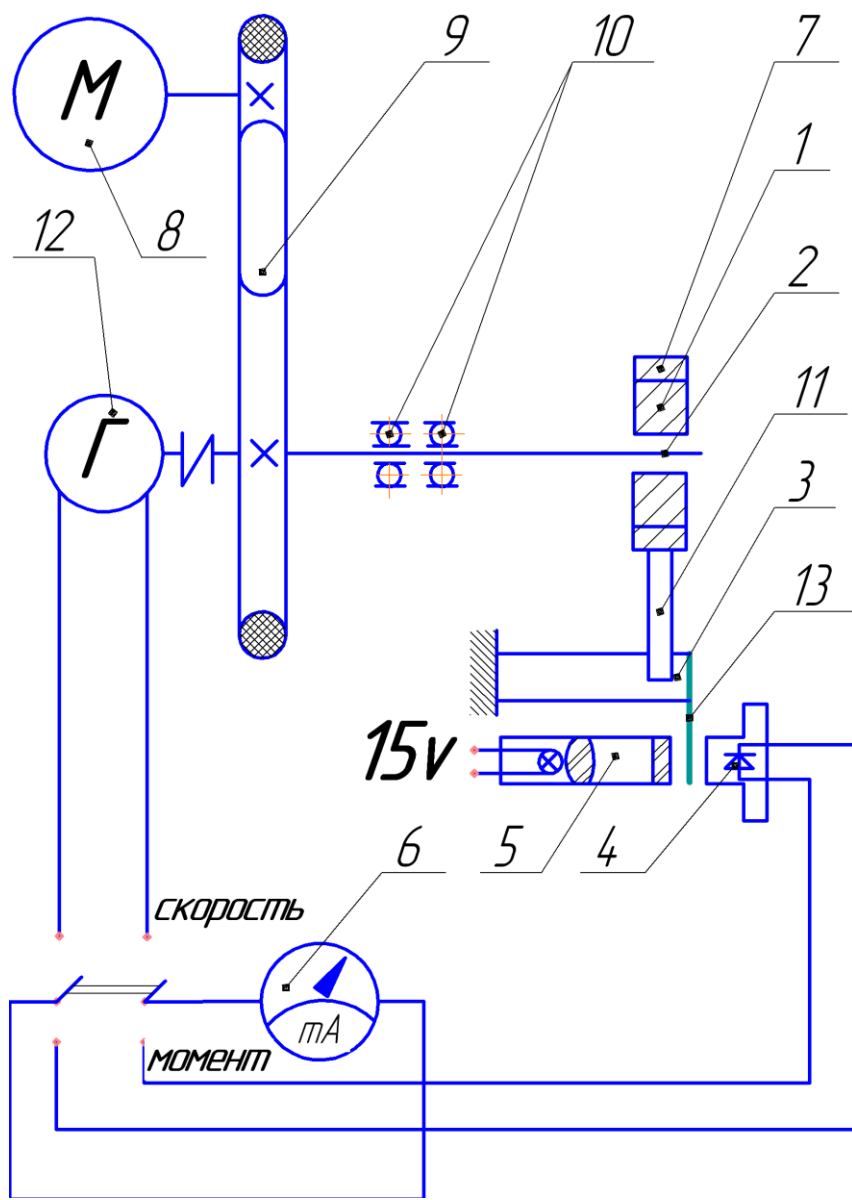


Рисунок 4.1 – Схема прибора ДП-16А

Работа прибора ДП-16А основана на возникновении момента сил трения в подшипнике скольжения 1 (рисунок 4.1) при вращении вала 2. Момент сил трения через поводок 11, воздействуя на плоскую измерительную пружину 3, вызывает определённый её прогиб. Величина прогиба, пропорциональная моменту, перемещая шторку 13, изменяет световой поток на светодиоде 4 от осветителя 5. От освещенности фотодиода зависит величина тока, проходящего через него и измеряемая микроамперметром 6.

На приборе ДП-16А можно определять зависимости момента трения в подшипнике от скорости вращения вала и величины и направления действующей нагрузки, которая создаётся сменными грузами 7 и зависит от наклона вала в вертикальной плоскости.

От электродвигателя 8 вращение передается рабочему валу 2 ремённой передачей 9 с регулируемым натяжением ремня. Рабочий вал прибора вращается в двух шариковых подшипниках 10. На торце вала имеется резьбовое отверстие, в которое вворачивается оправка с испытуемым подшипником 2. На оправку устанавливаются грузы 7, создающие нагрузки 10Н и 20Н. На грузе имеется поводок 11, который входит в седловину плоской измерительной пружины 3. Тахогенератор 12 соединён с рабочим валом и служит для измерения его частоты вращения. Ток в цепи тахогенератора измеряется микроамперметром. Тарировочный график микроамперметра по частоте вращения приведён на рисунке 4.2 (кривая 1). Тарировочный график микроамперметра при измерении момента – кривая 2. Для изменения жесткости измерительной пружины 3 предусмотрен хомут с зажимным винтом.

Конструкция прибора обеспечивает поворот плиты с установленными на ней устройствами на  $90^{\circ}$  в вертикальной плоскости с фиксацией через каждые 15 градусов, чем достигается соотношение радиальной и осевой

нагрузок на испытуемый подшипник. На передней панели прибора расположены органы управления. Тумблер "СЕТЬ" предназначен для включения прибора (сеть 220 В). Тумблер "1"–"2" предназначен для изменения чувствительности микроамперметра. Тумблер "ДВИГАТЕЛЬ" служит для включения электродвигателя. Тумблер "СКОРОСТЬ" – "МОМЕНТ" переключает микроамперметр с измерения частоты вращения рабочего вала на измерение момента трения. Ручка регулятора скорости предназначена для изменения частоты вращения электродвигателя.

#### **4 Порядок выполнения работы**

4.1 Ознакомиться с методическими указаниями, изучить конструкцию прибора ДП-16А, используя схему (рисунок 4.1).

4.2 Произвести замеры подшипника и выполнить необходимые вычисления, используя формулы (1);(2);(3).

4.3 Заполнить таблицу характеристики испытуемого подшипника (см. бланк отчёта)

4.4 На рабочем валу прибора ДП-16А закрепить выбранную оправку, установить на неё груз и зафиксировать его стопорным винтом. Поводок груза ввести в седловину измерительной пружины.

4.5 Тумблер чувствительности микроамперметра установить в положение "2". Переключатель "СКОРОСТЬ" – "МОМЕНТ" перевести в положение "СКОРОСТЬ". Регулятор частоты вращения установить в крайнее левое положение.

4.6 В таблице результатов испытаний подшипника (см. бланк отчёта) в графе «Частота вращения рабочего вала – мА» заполнить оцифрованные значения шкалы микроамперметра, мА (10; 20;...50). С помощью тарифовочного графика (рисунок 4.2, кривая 1) присвоить этим

оцифрованным значениям микроамперметра соответствующие величины частот вращений,  $\text{мин}^{-1}$ .

4.7 Включить установку тумблером "СЕТЬ", при этом должна засветиться лампа индикатора. Включить электродвигатель тумблером "ДВИГАТЕЛЬ". Регулятором частоты вращения установить показание микроамперметра – 10 мА.

4.8 Переключить тумблер "СКОРОСТЬ" – "МОМЕНТ" в положение "МОМЕНТ" и снять показания микроамперметра. Записать их в графу "Момент трения – мА" таблицы результатов испытаний подшипника.

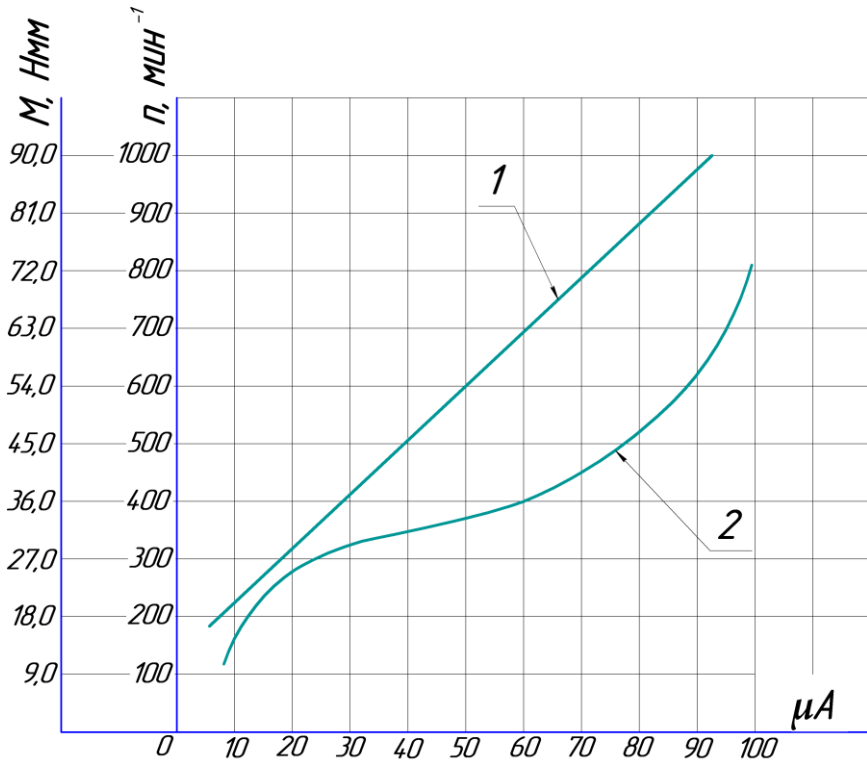


Рисунок 4.2 – График тарировки микроамперметра:  
1 – по частоте вращения вала; 2 – по моменту трения

4.9 Увеличивая частоту вращения рабочего вала для каждого оцифрованного показания микроамперметра, переключая тумблер "СКОРОСТЬ" – "МОМЕНТ", снять соответствующие показания микроамперметра при измерении момента и занести их в таблицу.

4.10 С помощью тарировочного графика (кривая 2) показаниям микроамперметра при измерении моментов трения присвоить значения моментов трения (Нм), соответствующие заданным частотам вращений. По формуле (4) вычислить значения коэффициентов трения для соответствующих величин  $T_T$  и занести их в таблицу результатов испытаний.

4.11 Построить графики зависимостей  $T_T$  момента трения и коэффициента трения  $f$  от частоты вращения рабочего вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>.

4.12 При необходимости повторить измерения и вычисления, сменив груз на оправке.

4.13 По результатам испытаний подшипника скольжения сделать выводы.

## Лабораторная работа № 5 ИСПЫТАНИЕ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

### 1 Цель работы

Экспериментальное определение приведённого момента трения и коэффициента трения в зависимости от частоты вращения и нагрузки подшипника качения

### 2 Теоретическая часть

Подшипники качения имеют ряд преимуществ перед подшипниками скольжения. Это значительно меньшие потери на трение, а, следовательно, более высокий КПД (до 0,995) и меньший нагрев. Момент трения в 10...20 раз меньше, чем в подшипниках скольжения. Отсутствие дефицитных материалов, небольшие габаритные размеры в осевом направлении, простота обслуживания и замены вышедших из строя, меньший расход смазки, малая стоимость вследствие массовости изготовления стандартных подшипников, малые эксплуатационные расходы и взаимозаменяемость делают их широко применяемыми в машиностроении.

Однако ограничивается возможность их применения при очень больших нагрузках и высоких угловых скоростях цапф. Непригодны подшипники качения при значительных ударных и вибрационных нагрузках из-за высоких контактных напряжений и плохой способности демпфировать колебания.

Момент трения в шариковом подшипнике качения, обусловленный трением качения шариков, равен

$$M_T = 1,2f_k \cdot R \cdot \frac{D_0}{d_{ш}} \quad (1)$$

где  $f_k$  – коэффициент трение качения, см;

$R$  – радиальная нагрузка на подшипнике, Н;

$D_0$  – диаметр расположения центров шариков, мм;

$d_w$  – диаметр шариков, мм.

Численный коэффициент 1,2 получен из зависимости

$$\frac{\sum P_i}{R} = 1,2 \quad (2)$$

где  $P$  – радиальная нагрузка на отдельных шариках подшипника, Н.

Помимо трения шариков в подшипнике имеет место трение шариков о сепаратор и вязкое трение в смазке, заполняющей подшипник. Суммарный момент трения выражается через условный коэффициент трения, приведенный к посадочному диаметру вала

$$M_T = R \cdot f_{пр} \cdot \frac{d}{2} \quad (3)$$

где  $f_{пр}$  – приведенный коэффициент трения;

$d$  – посадочный диаметр вала, мм.

Отсюда

$$f_{пр} = \frac{2M_T}{R \cdot d} \quad (4)$$

Допускаемая радиальная нагрузка на испытываемые подшипник определяется по зависимости

$$[R] = \frac{C}{L^{1/\alpha}} \quad (5)$$

где  $C$  – динамическая грузоподъемность подшипника (выбирается из справочных данных о подшипнике);

$\alpha$  – показатель степени:

$\alpha = 3$  – для шариковых подшипников;

$\alpha = 3,33$  – для роликовых подшипников;

$L$  – номинальная долговечность подшипника, млн. об

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \quad (6)$$

где  $n$  – частота вращения одного из колец,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$L_h$  – долговечность подшипника в часах работы (рекомендуется  $L = 5000 \dots 10000$  ч).

### 3 Описание лабораторной установки

Работа прибора ДП-11А основана на возникновении момента сил трения в подшипнике качения 1 (рисунок 5.1) при вращении вала 2. Момент сил трения через поводок 11, воздействуя на плоскую измерительную пружину 3, вызывает определённый её прогиб. Величина прогиба, пропорциональная моменту, перемещая шторку 13, изменяет световой поток на светодиоде 4 от осветителя 5. От освещённости фотодиода зависит величина тока, проходящего через него и измеряемая микроамперметром 6.

На приборе ДП-11А можно определять зависимости момента трения в подшипнике от скорости вращения вала и величины и направления действующей нагрузки, которая создаётся сменными грузами 7 и зависит от наклона вала в вертикальной плоскости.

От электродвигателя 8 вращение передается рабочему валу 2 ременной передачей 9 с регулируемым натяжением ремня. Рабочий вал прибора вращается в двух шариковых подшипниках 10. На торце вала имеется резьбовое отверстие, в которое вворачивается оправка с испытуемым подшипником 2. На оправку устанавливаются грузы 7, создающие нагрузки 10Н и 20Н.



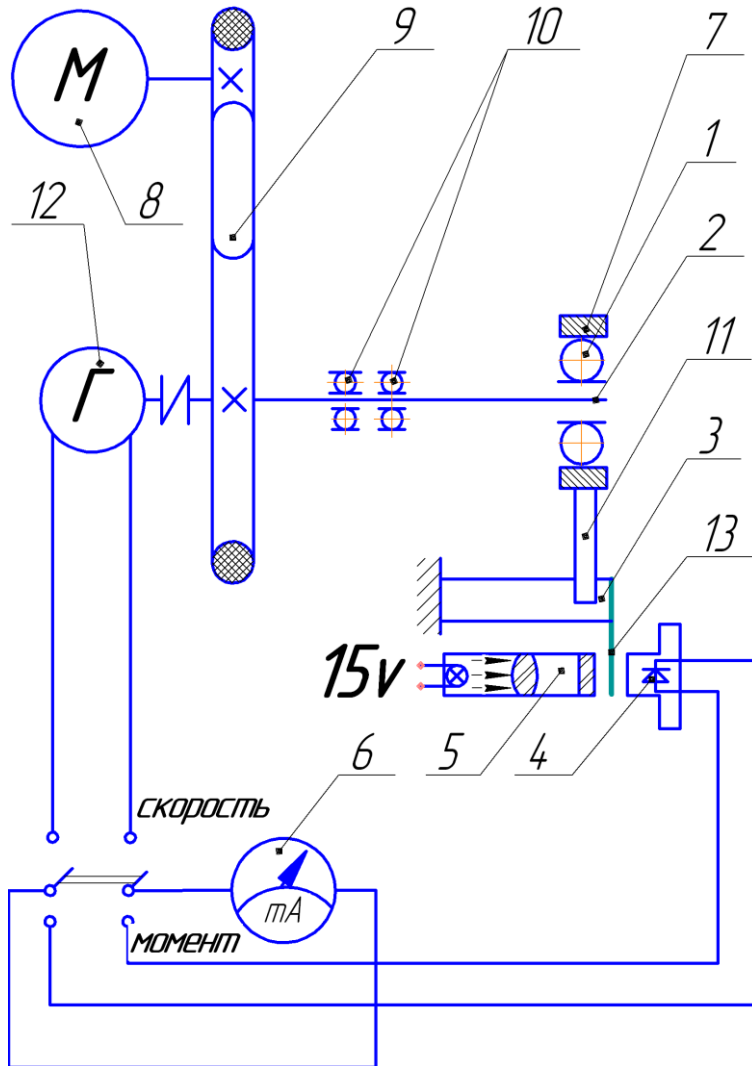


Рисунок 5.1 – Схема прибора ДП-11А

На грузе имеется поводок 11, который входит в седловину плоской измерительной пружины 3. Тахогенератор 12 соединён с рабочим валом и служит для измере-

ния его частоты вращения. Ток в цепи тахогенератора измеряется микроамперметром. Тарировочный график микроамперметра по частоте вращения приведен на рисунке 5.2 (кривая 1). Тарировочный график микроамперметра при измерении момента – кривая 2. Для изменения жесткости измерительной пружины 3 предусмотрен хомут с зажимным винтом.

Конструкция прибора обеспечивает поворот плиты с установленными на ней устройствами на  $90^{\circ}$  в вертикальной плоскости с фиксацией через каждые  $15^{\circ}$ , чем достигается соотношение радиальной и осевой нагрузок на испытуемый подшипник. На передней панели прибора расположены органы управления. Тумблер «СЕТЬ» предназначен для включения прибора (сеть 220 В). Тумблер «1» – «2» предназначен для изменения чувствительности микроамперметра. Тумблер «ДВИГАТЕЛЬ» служит для включения электродвигателя. Тумблер «СКОРОСТЬ» – «МОМЕНТ» переключает микроамперметр и измерения частоты вращения рабочего вала, на измерение момента трения. Ручка регулятора скорости предназначена для изменения частоты вращения электродвигателя.

## 4 Порядок выполнения работы

4.1 Ознакомится с методическими указаниями, изучить конструкцию прибора ДП-11А, используя схему (рисунки 5.1).

4.2 Произвести замеры подшипника и выполнить необходимые вычисления, используя формулы (1), (2), (3). Заполнить таблицу характеристики испытуемого подшипника (см. бланк отчета).

4.3 На рабочем валу прибора ДП-11А закрепить выбранную оправку, закрепить на неё груз и зафиксировать его стопорным винтом. Поводок груза ввести в седловину измерительной пружины.

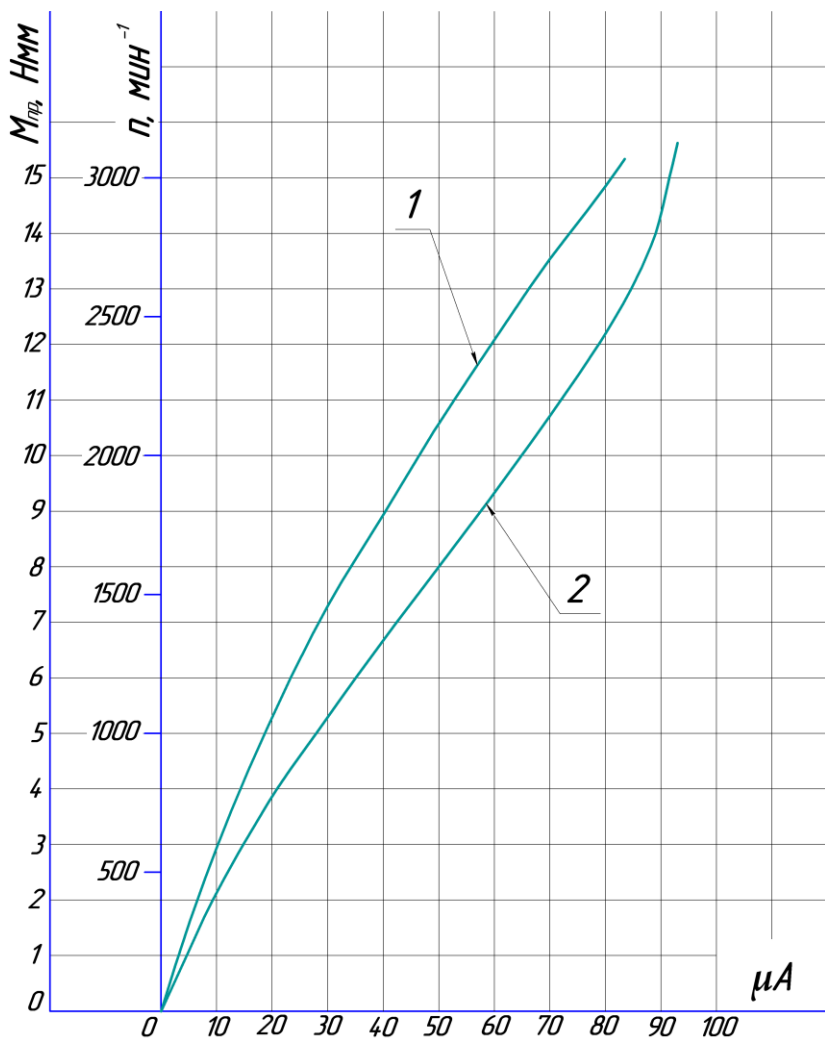


Рисунок 5.2 – График тарировки микроамперметра:  
1 – по частоте вращения вала; 2 – по приведенному моменту

4.4 Тумблер чувствительности микроамперметра установить в положение «2». Переключатель «СКОРОСТЬ» – «МОМЕНТ» перевести в положение

«СКОРОСТЬ». Регулятор частоты вращения установить в крайнее левое положение.

4.5 В таблице результатов испытаний подшипника (см. бланк отчета) в графе «Частота вращения рабочего вала – мА» заполнить оцифрованные значения шкалы микроамперметра (10; 20;...50). С помощью тарировочного графика (кривая 1) присвоить этим оцифрованным значениям микроамперметра величины частот вращений, мин<sup>-1</sup>.

4.6 Включить установку тумблером «СЕТЬ», при этом должна засветиться лампа индикатора. Включить электродвигатель тумблером «ДВИГАТЕЛЬ». Регулятором частоты вращения установить показание микроамперметра – 10 мА.

4.7 Переключить тумблер «СКОРОСТЬ» – «МОМЕНТ» в положение «МОМЕНТ» и снять показания микроамперметра. Записать их в графу «МОМЕНТ ТРЕНИЯ – мА» таблицы результатов испытаний подшипника.

4.8 Увеличивая частоту вращения рабочего вала для каждого оцифрованного показания микроамперметра, переключая тумблер «СКОРОСТЬ» – «МОМЕНТ», снять соответствующие показания микроамперметра при измерении момента и занести их в таблицу.

4.9 С помощью тарировочного графика (кривая 2) показаниям микроамперметра при измерении моментов трения присвоить значения моментов трения (Нм), соответствующие заданным частотам вращений. По формуле (4) вычислить значения коэффициентов трения для соответствующих величин  $T_T$  и занести их в таблицу результатов испытаний.

4.10 Построить графики зависимостей  $T_T$  момента трения и коэффициента трения  $f$  от частоты вращения рабочего вала, н мин<sup>-1</sup>.

4.11 По результатам испытаний подшипника скольжения сделать выводы.

## Лабораторная работа № 6 **РАЗБОРКА, СБОРКА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА**

### **1 Цель работы**

1.1 Ознакомление с конструкцией различных цилиндрических редукторов в лаборатории. Знакомство с каталогами редукторов.

1.2 Ознакомление с требованиями, предъявляемыми к сборке и разборке цилиндрических редукторов.

1.3 Определение основных геометрических и кинематических параметров двухступенчатого цилиндрического редуктора.

1.4 Оценка передаваемой мощности изучаемым редуктором.

### **2 Общие сведения и основные параметры редукторов**

Редукторы – это механизмы, состоящие из ряда последовательно соединенных зубчатых или червячных передач, собранных в одном жестком корпусе. Редукторы служат для уменьшения числа оборотов и увеличения крутящих моментов. Корпус редукторов обеспечивает надежное уплотнение выходных и входных валов и расположение их со строго выдержанной соосностью и точным межосевым расстоянием, а так же обеспечивает защиту передачи от попадания грязи и условия для эффективной смазки. Передачи, которые служат для увеличения числа оборотов и уменьшения крутящих моментов, называются *мультипликаторами*.

Кроме зубчатых колес, зубчатые редукторы содержат многие другие детали, типовые для многих современных машин, например, валы, подшипники, шпонки, болты,

шпильки, штифты, смазочные устройства, уплотнения, корпусные детали и др. Поэтому изучение конструкции редуктора имеет большое познавательное значение и позволяет более глубоко уяснить основные принципы конструирования.

Конструкции применяемых редукторов весьма разнообразны. По типу используемых зубчатых передач они делятся на цилиндрические, конические, червячные, планетарные и комбинированные. В зависимости от кинематической схемы – на простые и планетарные, одно- и многоступенчатые.

Наибольшее распространение имеют простые цилиндрические редукторы, начиная от самых миниатюрных, используемых в часовых механизмах и приборах, до уникальных с передаваемой мощностью от долей Ватта до 100 и более тысяч кВт, применяемых в турбинных установках. Окружные скорости колес в редукторах в большинстве случаев не превышают 30 м/с, но в отдельных специальных конструкциях достигают 150 м/с и более.

Общее передаточное число простых цилиндрических редукторов в зависимости от числа ступеней лежит в пределах от 1 до 400, а КПД достигает значений  $\eta = 0,97 \dots 0,99$ .

Наряду с простыми все шире применяются планетарные редукторы, позволяющие добиться существенного снижения веса и размеров, а очень больших значений передаточных чисел – до  $10^7$  и более, правда, при весьма низком КПД.

Редукторы с использованием конических, гипоидных, червячных и волновых передач менее распространены и применяются обычно для передачи малых и средних мощностей (десятки – сотни кВт). Все большее применение находят мотор-редукторы.

Основные параметры зубчатых редукторов стандартизированы. Это облегчает и удешевляет их серийное

производство, а так же упрощает компоновку новых вариантов путем использования стандартных узлов и деталей.

### 2.1 Устройство редуктора ЦДН-350

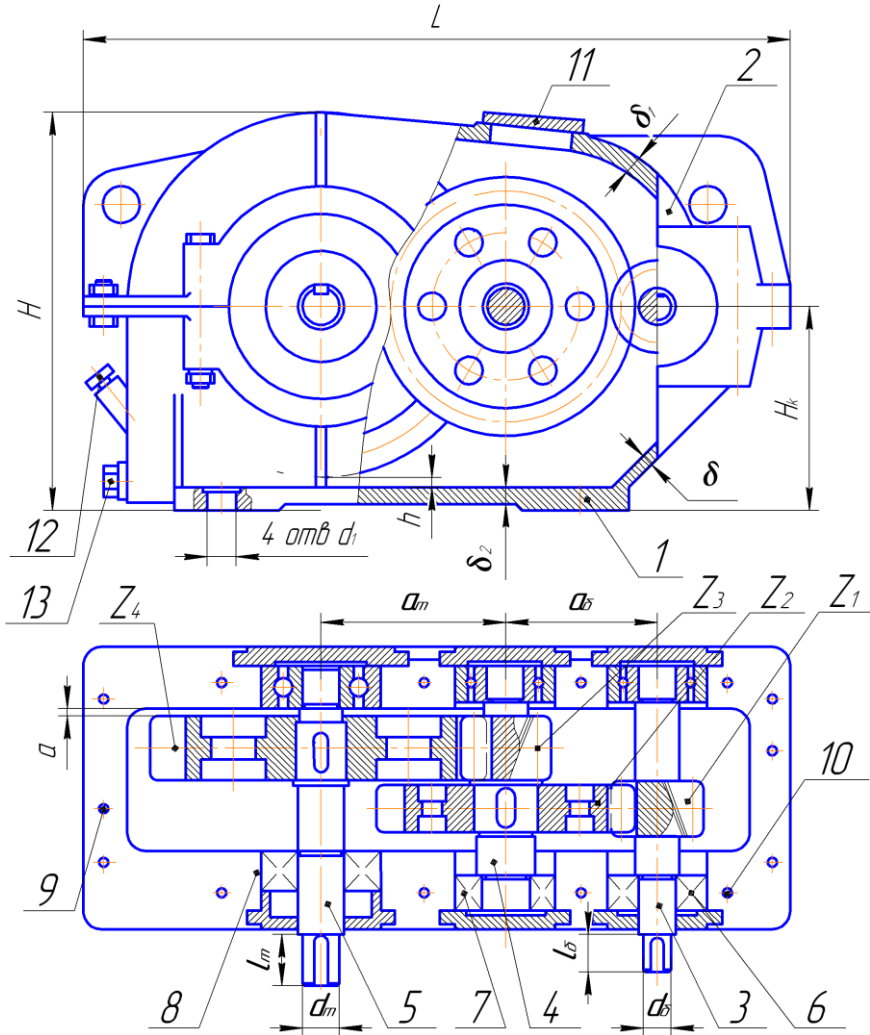


Рисунок 6.1 – Редуктор двухступенчатый ЦДН-350

Редуктор состоит из корпуса 1, крышки корпуса 2, зубчатых колес  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$ , валов – быстроходного 3, промежуточного 4 и тихоходного 5, которые монтируются на подшипниках 6,7 и 8, закрываемых крышками подшипников. Крышка и корпус редуктора центрируются перед расточкой отверстий под подшипники и при сборке штифтами 9 и соединяются болтами и гайками 10. Для осмотра зацеплений и заливки масла в редуктор предусмотрено окно, закрываемое крышкой 11, в которой, как правило, монтируется отдушина. Последняя служит для выравнивания давления в полости редуктора и окружающей среде. Уровень смазки осуществляется через резьбовое отверстие, закрываемое пробкой 13.

Основные размеры деталей редуктора определяются из расчетов на прочность, и лишь некоторые из них выбираются из технологических или конструктивных сооружений. При этом наиболее часто пользуются следующими соотношениями:  $\delta$  – толщина стенки корпуса редуктора принимается:  $\delta = 0,025a_\omega - (3-5)$  мм, но не менее 7-8 мм; толщина стенки крышки редуктора  $\delta_1 = (0,8...0,9)\delta$ ; зазор между внутренними стенками корпуса и вращающимися деталями –  $a = (1...1,2)\delta$ ; зазор между вращающимися деталями – 5-8 мм; толщина фланцев –  $b = b_1 = 1,5\delta$ ; расстояние от торца подшипника качения до внутренней стенки корпуса редуктора принимается 10-15 мм; диаметр фундаментных болтов  $d_1$  – не менее 12 мм, а минимальный зазор между дном корпуса и колесом  $h = 20$  мм.

## 2.2 Опоры валов

Опоры валов редукторов выполнены с применением подшипников качения. Подшипник качения включает внутреннее кольцо, тела качения, наружное кольцо, сепаратор, служащий для разделения элементов качения. Назначение опор - удерживать вращающиеся детали в нужном для правильной работы взаимном положении.



При работе редуктора в зацеплении прямозубых зубчатых колес возникают только окружные и радиальные силы. Тогда как в зацеплении косозубыми, коническими колесами и в червячном зацеплении кроме них действуют еще и осевые силы. Все силы от вращающихся деталей передаются на неподвижный корпус через тела качения, что уменьшает потери энергии на трение. Осевая сила от тел качения передается наружному корпусу и через винты крепления крышек или в случае исполнения крышек закладными – буртики крышек передают усилия корпусу редуктора.

В цилиндрических прямо- и косозубых редукторах обычно используют радиальные или радиально-упорные, шариковые или роликовые подшипники, так как осевые усилия, действующие на опоры, незначительны по величине. В конических редукторах, в которых к валам предъявляются повышенные требования в отношении жесткости обычно применяют радиально-упорные и реже радиальные шарико- или роликоподшипники.

В червячных редукторах используются такие типы подшипников качения, которые могут воспринимать как значительные радиальные, так и осевые нагрузки.

Червяки с большим расстоянием между опорами в редукторе с малой тепловой напряженностью обычно устанавливают на радиально-упорных подшипниках – по одному в опоре. При больших расстояниях между опорами червяка, при частом реверсировании и высокой температуре нагрева осевую фиксацию осуществляют в одной опоре (ставят два радиально-упорных подшипника), а в другой опоре ставят плавающий подшипник, допускающий осевое перемещение конца вала.

Внутренние кольца подшипников на вал ставятся с натягом. Ширина колец подшипника по отношению к диаметру вала небольшая, поэтому при напрессовке кольца на вал возможен перекося осей. Для предотвращения перекося осей торец вала, в который упирается

кольцо, выполняется строго перпендикулярно оси вала. Наружное кольцо подшипника в корпус ставится по скользящей насадке. Такая постановка позволяет кольцу во время работы занять такое положение, которое обеспечивает лучший контакт элементов качения с кольцами подшипников.

### *2.3 Параметры редуктора, подлежащие контролю при сборке*

При сборке редукторов обычно подвергаются контролю:

- а) соответствие действительных межосевых расстояний размерам, указанным на чертеже;
- б) параллельность осей валов зубчатых колес;
- в) взаимное расположение колес в осевом направлении;
- г) степень прилегания зубьев сопряженных колес;
- д) величина боковых зазоров в зацеплении;
- е) величина осевой игры (люфта) валов.

Из перечисленных параметров, которые необходимо контролировать, остановим внимание на степени прилегания зубьев сопряженных колес. Степень прилегания зубьев оценивается по пятну контакта и расположению его на рабочей поверхности зуба.

Нормы контакта зубьев определяют точность выполнения относительных размеров взаимного контакта сопряженных зубьев колес в передаче. Для этого тщательно протирают зубья, наносят тонкий слой краски на два – три зуба ведущего зубчатого колеса и проворачивают передачу при легком торможении, обеспечивающем непрерывный контакт обоих зубчатых колес, определяют расположение и размеры пятен касания на зубьях ведомого колеса.

Затем определяют суммарное пятно контакта зубьев в %:

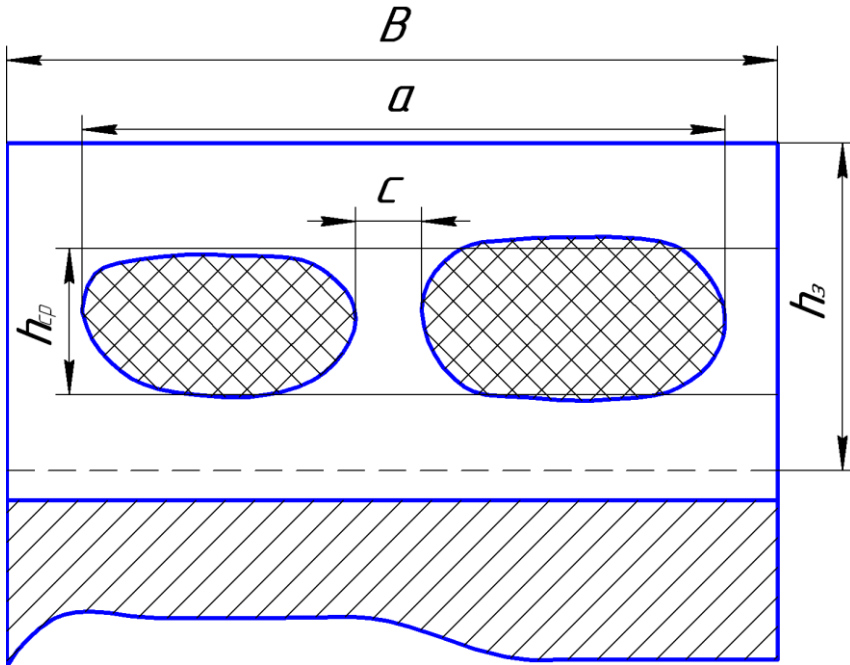


Рисунок 6.2 Пятно контакта зубьев

▪ по длине зуба – отношение расстояний  $a$  между крайними точками следов прилегания за вычетом разрывов  $c$ , превосходящих величину модуля в мм к длине зуба  $B$  (см. рисунок 6.2)

$$\frac{a - c}{b} \cdot 100\%$$

▪ по высоте зуба – отношение средней (по всей длине зуба) высоты следов прилегания  $h_{cp}$  к высоте зуба соответствующей активной боковой поверхности  $h_3$  (см. рисунок 6.2)

$$\frac{h_{cp}}{h_3} 100\%$$

Нормы контакта зубьев в передаче регламентированы ГОСТ 9178-72 и ГОСТ 1643-72 и зависят от степени точности передачи. Стандарт предусматривает 12 степеней мощности (от 1-й наиболее точной до 12-й наиболее грубой). Обычно цилиндрические передачи общего машиностроения выполняются по 4-10 степени точности. Для зубчатых передач с модулем зацепления  $m > 1$  значения суммарного пятна контакта приведены в таблице.

Таблица 6.1 – Суммарное пятно контакта (ГОСТ 9178-72 и ГОСТ 1643-72)

Степень точности	Суммарное пятно контакта, %
4	по высоте не менее 60 по длине не менее 90
5	по высоте не менее 55 по длине не менее 80
6	по высоте не менее 50 по длине не менее 70
7	по высоте не менее 45 по длине не менее 60
8	по высоте не менее 30 по длине не менее 40
9	по высоте не менее 20 по длине не менее 25
10	не нормируется

#### 2.4 Подбор редуктора по каталогу

Типоразмер редуктора выбирается в зависимости от: передаваемой расчетной мощности  $P_p$  или расчетного крутящего момента (либо номинального момента) на выходном валу  $T_p$ ; режима работы редуктора (реверсивный, неревверсивный, ПВ 15%, ПВ 25%, ПВ 40%, ПВ 60%, непрерывный), частоты вращения входного вала. При этом учитывают схему расположения валов и передаточное число редуктора.

При установлении значения  $P_p$  или  $T_p$  не учитываются случайно возникающие предельные кратковременно действующие моменты, если время их действия не превосходит 3% от рабочего времени в цикле нагрузки и если за время их действия скорость вращения быстроходного вала не превышает  $500 \text{ мин}^{-1}$ .

После подбора редуктора необходимо проверить возможность передачи выбранным редуктором предельного кратковременного действующего крутящего момента, расчетная величина которого не должна превышать допускаемого значения, определяемого по формуле

$$P_{\text{п.доп.}} \leq 3,2P$$

или

$$P_{\text{п.доп.}} \leq 3,2T$$

где  $T$  и  $P$  – табличное значение соответственно мощности и момента, относящиеся к непрерывному режиму работы редуктора при соответствующей скорости вращения быстроходного вала.

При выборе редуктора необходимо учитывать наличие консольных нагрузок на концах вала. В таблицах приводятся данные о величинах предельных консольных нагрузок на концах валов.

В каталоге редукторов приводятся сведения о маркировке и об обозначении редукторов при их заказе. Особое внимание необходимо уделить при заказе указанию формы исполнения концов входного и выходного валов.

### 3 Порядок выполнения работы

3.1 Ознакомиться с представленными сведениями, классификацией, устройством и параметрами редуктора, подлежащими контролю при его сборке.

3.2 Изобразить кинематическую схему редуктора и занести ее в таблицу отчета.

3.3 Определить число зубьев зубчатых редукторов  $Z_1, Z_2, Z_3$  и  $Z_4$ .

3.4 Определить межосевое расстояние быстроходной ( $a_w^B$ ) и тихоходной ( $a_w^T$ ) ступени, произведя замеры с помощью слесарной линейки или штангенциркуля. Полученные значения согласовать с ГОСТ 2185-66.

3.5 Определить передаточное число быстроходной и тихоходной ступеней

$$U_B = \frac{Z_2}{Z_1} \quad u \quad U_T = \frac{Z_4}{Z_3}$$

Полученные значения согласовать с ГОСТ 2185-66.

3.6 Определить общее передаточное число редуктора

$$U_O = U_B \cdot U_T$$

3.7 Определить коэффициенты ширины венца зубчатых колес быстроходной и тихоходной ступеней

$$\Psi^B = \frac{b_2}{a_w^B} \quad u \quad \Psi^T = \frac{b_4}{a_w^T}$$

Полученные значения согласовать с ГОСТ 2185-66.

3.8 Определить модуль зацепления зубьев быстроходной и тихоходной ступеней.

*Модуль зацепления* является основной характеристикой зубчатых колес

$$m = \frac{P}{\pi}$$

где  $P$  – шаг зубьев по делительной окружности.

В косозубых колесах различают два модуля зацепления: нормальный  $m_n$  и окружной (торцовый)  $m_t$ .

В прямозубых колесах

$$m_n = m_t$$

В виду затруднительности замера шага зубьев по делительной окружности определение модуля зацепления произведем опосредованно, воспользовавшись соотношением между высотой зуба и нормальным модулем

$$h = 2,25m_n$$

Тогда, замерив высоту зуба штангенглубиномером, определим величину нормального модуля зацепления

$$m_n = \frac{h}{2,25}$$

Полученное значение согласовать с ГОСТ 9563-60.

Торцевой модуль зацепления для косозубых передач определяют по формуле

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta_b} \text{ (с точностью до 0,00 мм)}$$

где  $\beta_b$  – основной угол наклона линии зуба.

Значение  $\beta_b$  при известных значениях нормального модуля зацепления  $m_n$  и суммарного числа зубьев

$$Z_c = Z_1 + Z_2$$

определяется как

$$\arccos\beta_b = \frac{Z_c \cdot m_n}{2a_w}$$

3.9 Определить диаметры делительных окружностей зубчатых колес

$$d = m_t \cdot Z \text{ (с точностью до 0,00 мм)}$$

3.10 Определить радиальный зазор зубьев

$$C = 0,25m_n$$

3.11 Определить высоту головки зуба

$$h_a = m_n$$

3.12 Определить высоту ножки зуба

$$h_f = 1,25m_n$$

3.13 Определить высоту зуба

$$h = h_a + h_f = 2,25m_n$$

3.14 Определить диаметры окружностей вершин  $d_a$  и впадин  $d_f$  зубьев

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m_n$$

$$d_f = d - 2h_f = d - 2,25m_n$$

3.15 Определить межосевое расстояние

$$a_w = 0,5m_t (Z_1 + Z_2)$$

3.16 Определить направление наклона зубьев и замерить диаметры концов входного и выходного валов. Полученные значения геометрических и кинематических параметров редуктора занести в таблицы отчета.

3.17 Определить ориентировочную мощность, которую может передавать изучаемый редуктор, из условия прочности на чистое кручение входного и выходного валов



$$P = \frac{0,2n \cdot d^3 \cdot [\tau_{кр}]}{9,55 \cdot 10^3}$$

где  $P$  – допускаемая передаваемая мощность входным или выходным валом редуктора, кВт;

$n$  – частота вращения вала, мин<sup>-1</sup> (частота вращения входного вала задается преподавателем);

$d$  – диаметр выходного конца вала, мм;

$[\tau_{кр}]$  – допускаемое касательное напряжение материала вала, МПа. При ориентировочном расчете валов  $[\tau_{кр}] = 20 \dots 35$  МПа.

3.18 Пользуясь каталогами на редукторы, составить заказ на изучаемый редуктор. Пример обозначения редуктора в конструкторской документации и при его заказе

#### **Редуктор Ц2У-200-25-12У2 ГОСТ 20758-75**

где Ц2У – тип редуктора (цилиндрический двухступенчатый);

200 – суммарное межосевое расстояние, мм;

25 – номинальное передаточное число;

12 – вариант сборки;

У – кинематическое исполнение (предназначены для эксплуатации в районах с умеренным климатом);

2 – категория размещения (по ГОСТ 15150-69).

#### **Редуктор Ц2У-200-25-12МУ2 ГОСТ 20758-75.**

Тот же редуктор с концом тихоходного вала в виде части зубчатой муфты.

#### **Редуктор Ц2У-200-25-12КУ2**

Тот же, но с коническим концом выходного вала.

#### **Редуктор Ц2У-200-25-12КЦУ2**

Тот же, но с коническим концом быстроходного и цилиндрическим концом тихоходного валов.

## Лабораторная работа № 7 *РАЗБОРКА И СБОРКА ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА*

### 1 Цель работы

1.1 Ознакомление с конструкцией различных червячных редукторов в лаборатории. Знакомство с каталогами редукторов.

1.2 Ознакомление с требованиями, предъявляемыми к сборке и разборке червячных редукторов.

1.3 Определение основных геометрических и кинематических параметров червячного редуктора.

### 2 Общие сведения

Редукторы – это механизмы, служащие для понижения чисел оборотов и увеличения крутящих моментов, выполненные в виде отдельных агрегатов.

Червячные редукторы составляют отдельную группу в общем классе редукторов. В этом редукторе (рисунок 7.1) передача состоит из червяка – винта с трапецеидальной или близкой к ней резьбой 1 и червячного колеса 2 с зубьями дуговой формы, охватывающими часть червяка. При окружных скоростях до 4–5 м/с червяк располагается под колесом, так как потери на разбрызгивание масла незначительны. При  $U > 5$  м/с червяк располагается над червячным колесом для уменьшения потерь на разбрызгивание масла, т.к. колесо менее быстроходно и менее интенсивно перемешивает масло.

При больших передаточных числах (40...50) червячная передача и редуктор являются очень компактными. Однако большие потери на трение в зацеплении из-за трения скольжения и неблагоприятных условий смазки делают КПД передачи довольно низким. При больших мощностях потери настолько ощутимы, что применение червячных передач при  $P > 5$  кВт ограничено.

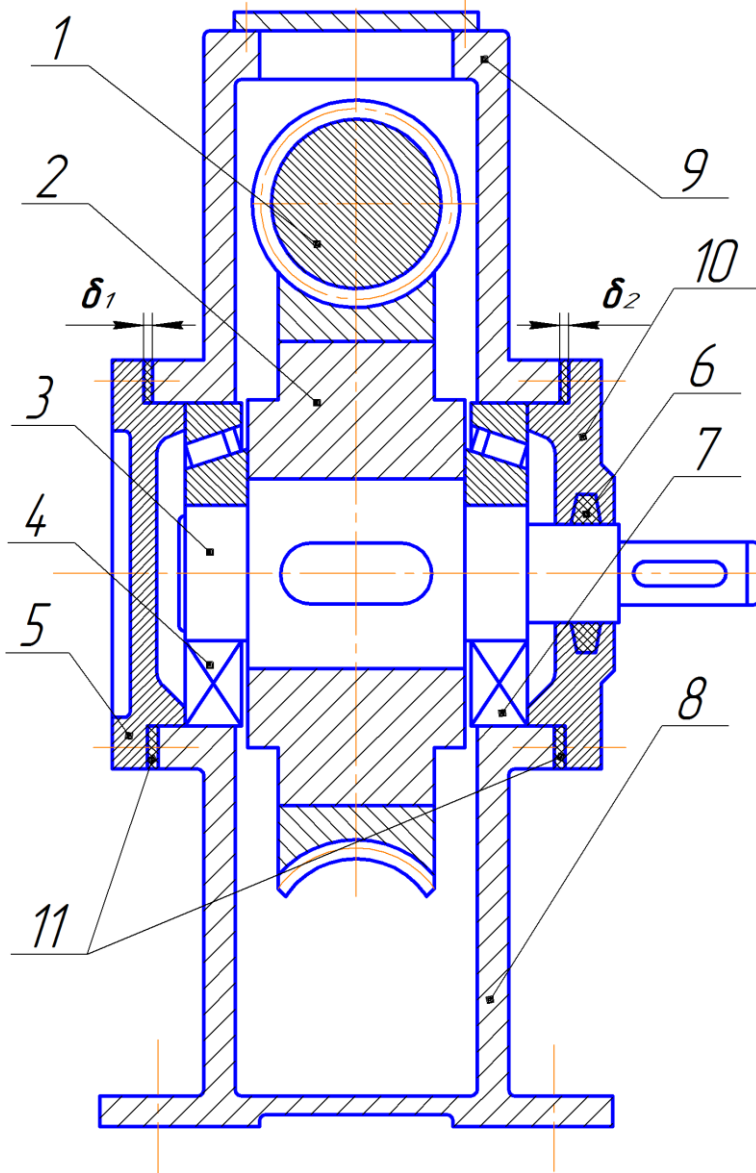


Рисунок 7.1 – Конструкция червячного редуктора:  
 1 – червяк; 2 – червячное колесо; 3 – вал ведомый; 4 – подшипники;  
 5, 10 – крышки подшипников; 6 – уплотнение; 8 – корпус;  
 9 – крышка корпуса; 11 – регулировочные прокладки

При движении витки червяка скользят по зубьям колеса, как в винтовой паре. Большое скольжение в червячных передачах служит причиной пониженного КПД, повышенного износа и склонности к заеданию. Это вызывает необходимость применения для колес дорогих антифрикционных материалов (оловянистой бронзы) и повышения требований к точности изготовления и сборки (точная выдержка межосевого расстояния и совпадение главных плоскостей колеса и червяка).

В отличие от зубчатых в червячных передачах чаще наблюдается износ и заедание, а не выкрашивание поверхности зубьев. Тем не менее, червячные передачи, как и зубчатые, рассчитываются по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

Для предупреждения заедания ограничивают значение контактных напряжений и применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк – сталь, колесо – оловянистая бронза или чугун. Устранение заедания не устраняет абразивного износа. Интенсивность износа зависит от сил трения, действующих в зацеплении, а, следовательно, от величины контактных напряжений. Поэтому расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным, а по напряжениям изгиба – проверочным.

### **3 Порядок выполнения работы**

3.1 Ознакомиться с устройством червячного редуктора, имеющегося в лаборатории, для чего произвести его разборку.

3.2 Изобразить кинематическую схему редуктора и занести ее в таблицу отчета.

3.3 Определить значение межосевого расстояния  $\alpha_\omega$ . Замеры произвести с помощью слесарной линейки или штангенциркуля. Полученное значение согласовать с ГОСТ 2144-76.

3.4 Определить число заходов червяка  $Z_1$  и число зубьев червячного колеса  $Z_2$ . При этом для червячных редукторов общего назначения по ГОСТ 2144-76  $Z_1 = 1; 2; 4$ . Число зубьев червячного колеса  $28 \leq Z_2 \leq 80$ .

3.5 Определить передаточное число редуктора и согласовать полученное значение с ГОСТ 2144-76

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}$$

3.6 Определить стандартные параметры червячной передачи. Параметры червячных передач, такие как  $Z_1$ ,  $\alpha_\omega$ ,  $Z_2$ ,  $U$ ,  $m$ ,  $q$  и  $x$  взаимосвязаны и должны быть согласованы с ГОСТ 2144-76 (см. таблицу приложения 29 «Справочные материалы к расчетам зубчатых и червячных передач»):

$m$  – модуль зацепления (осевой) стандартизован по ГОСТ 2144-76

$$m = \frac{P}{\pi}$$

где  $P$  – осевой шаг, мм (измерить штангенциркулем);

$q$  – коэффициент диаметра червяка, стандартизован по ГОСТ 19672-74

$$q = \frac{d_{w1}}{m}$$

где  $d_{w1}$  – диаметр начальной окружности червяка.

Данным стандартом установлено два ряда значений  $q$ :

1 ряд	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0
2 ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	

Примечание: 1 ряд следует предпочитать 2-му ряду.

В корригированных червячных передачах с архимедовым червяком коррекция осуществляется только за счет колеса, размеры червяка, за исключением диаметра начального цилиндра, не изменяются.

При этом коэффициент смещения  $x$  определяется по формуле

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + Z_2)$$

где  $a_w$  – стандартное заданное значение межосевого расстояния.

Предельное значение коэффициента смещения при условии отсутствия подрезания и заострения зубьев червячного колеса принимается  $x \leq \pm 1$ , у некоррегированных передач  $x = 0$ .

3.7 Определение основных геометрических размеров червяка и червячного колеса

### 3.7.1 Размеры червяка

Начальный диаметр

$$d_{w1} = m(q + 2x)$$

Делительный диаметр

$$d_1 = mq$$

Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = m(q + 2)$$

Диаметр впадин

$$d_{f1} = m(q - 2,4)$$

Высота витков червяка

$$h = h_a + h_f = 2,2m$$

где  $h_a$  – высота головки зуба

$$h_a = m$$

$h_f$  – высота ножки зуба

$$h_f = 1,2m$$

### 3.7.2 Размеры червячного колеса

Делительный диаметр

$$d_2 = mZ_2$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = m(Z_2 + 2 + 2x)$$

Диаметр впадин

$$d_{f2} = m(Z_2 - 2,4 + 2x)$$

В червячных колесах скорректированных передач высота головок зубьев

$$h_a = (h_a^* + x) m$$

высота ножек зубьев

$$h_f = (h_a^* + C^* - x)m = (h_f^* - x)m$$

где  $h_a^* = 1$ ,  $h_f^* = 1,2$ ,  $C^* = 0,2$  – соответственно коэффициенты высоты головки, ножки зуба и радиального зазора.

Начальный угол подъема линии витка червяка и угол наклона зубьев колеса ( $\gamma_w$ )

$$\operatorname{tg} \gamma_w = Z_1 / (q + 2x)$$

Полученные значения геометрических параметров зацепления червячной пары и характеристики червячного редуктора занести в таблицу отчета.

### 3.7.3 Проверка степени прилегания зубьев червячного колеса и витков червяка

При сборке редукторов контролю подвергаются следующие параметры:

- а) соответствие действительных межосевых расстояний размерам, указанным на чертеже;
- б) перпендикулярность расположения осей червяка и червячного колеса;
- в) взаимное расположение колес на валу в осевом направлении;
- г) степень прилегания зубьев сопряженных колес;
- д) величина боковых зазоров в зацеплении;
- е) величина осевой игры (люфта) валов.

При сборке редуктора из вышеперечисленных параметров, которые необходимо контролировать, остановим свое внимание на контроле правильности регулировки подшипников качения вала червяка и колеса, а затем на правильности зацепления зубьев сопряженных колес.

Для этого перед сборкой зубья червячного колеса и витки червяка протирают ветошью начисто от следов загрязнения. В отличие от производственных условий, сборка ведется без смазки деталей. Вначале регулируют подшипники качения вала червяка либо вала червячного колеса. При этом если регулируют подшипники вала червячного колеса, то вал червяка в сборе с его подшипниками удаляют из корпуса редуктора (с тем, чтобы исключить влияние вала червяка). Затем действуют в следующей последовательности:

- а) установить вал червячного колеса в сборе с подшипниками в корпусе редуктора 8, закрыть крышкой редуктора 9 и затянуть болты (винты) крепления крышки к корпусу;
- б) установить боковую крышку 5 редуктора, завернув в нее все винты крепления до упора;
- в) установить вторую боковую крышку 10, закрепив ее двумя винтами по диагонали. Затянуть эти винты та-



ким образом, чтобы вал свободно вращался в подшипниках;

г) пользуясь щупом, определить образовавшийся зазор  $\delta$  между фланцем крышки 10 и корпусом редуктора (8-9);

д) подобрать требуемый набор кольцевых металлических прокладок 11 толщиной 0,05-0,1 мм так, чтобы они составляли в сумме толщину ( $\delta + 0,1$ ) мм;

е) разделить набор прокладок на две примерно равные части  $\delta_1$  и  $\delta_2$  и поставить под боковые крышки (рисунок 7.1). Затянуть все винты крепления боковых крышек 5 и 10.

При этом вал червячного колеса должен свободно легко проворачиваться и не иметь видимого осевого люфта. В противном случае необходимо соответственно уменьшить или увеличить набор прокладок.

Осевые перемещения валов измеряются индикатором с ценой деления 0,01 мм. Величина осевого зазора упорных подшипников, устанавливаемых без натяга, зависит от их размеров.

Так, для роликоподшипников с внутренним диаметром до 30 мм осевой зазор составляет 0,03...0,10 мм, с диаметром от 30 до 50 мм – 0,04...0,11 мм. Подшипники вала червяка регулируются в той же последовательности, что и вала червячного колеса.

Отрегулировав подшипники, проверяем правильность зацепления, которая характеризуется степенью прилегания зубьев сопряженных колес. Степень прилегания зубьев оценивается по пятну контакта и его расположению на рабочей поверхности зубьев. Необходимо, чтобы средняя плоскость червячного колеса проходили через ось червяка (рисунок 7.2, в).

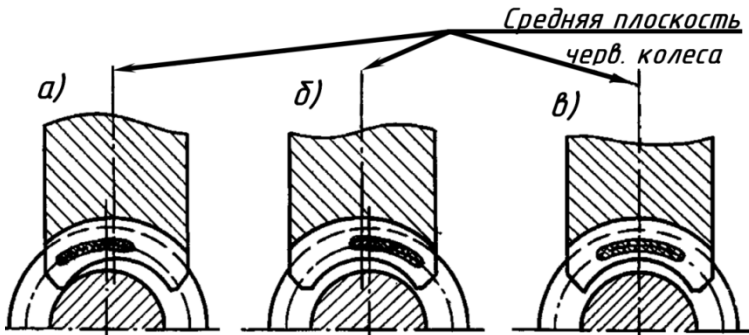


Рисунок 7.2 – Схема регулировки зацепления

Для этого тщательно протерев несколько зубьев червячного колеса, нанесем на витки червяка тонкий слой масляной краски и провернем передачу при легком торможении, обеспечивающим непрерывный контакт зубьев. Полученное на зубе червячного колеса пятно контакта должно располагаться симметрично относительно главной оси червячного колеса. Если пятно смещено вправо (рисунок 7.2, б) или влево (рисунок 7.2, а), то необходимо регулировочными прокладками, стоящими под торцами крышек, добиться смещения вала соответственно вправо или влево. При этом чтобы не нарушить регулировку подшипников, количество прокладок под торцами крышек оставить неизменным, а вал червячного колеса переместится вправо или влево. Затем вновь проверяют пятно контакта.

Для этого, не изменяя их количества нужно переместить необходимое число прокладок из-под правой или левой крышки под противоположную крышку, что вызовет смещение червячного колеса соответственно вправо или влево, при этом регулировка подшипников будет не нарушено.

3.8 Определение ориентировочной мощности, которую может передать редуктор из условия прочности его валов на чистое кручение

$$P = \frac{0,2n \cdot d^3 \cdot [\tau_{кр}]}{9,55 \cdot 10^3}$$

где  $P$  – допускаемая передаваемая мощность входным или выходным валом редуктора, кВт;

$n$  – частота вращения входного или выходного вала, мин<sup>-1</sup> (задается преподавателем);

$[\tau_{кр}]$  – допускаемое напряжение материала вала на кручение при ориентировочном расчете, МПа, принимается  $[\tau_{кр}] = 20 \dots 35$  МПа.

$d$  – диаметр выходного конца вала, мм;

3.9 Пользуясь каталогами на редукторы, составить заказ на изучаемый червячный редуктор

Пример обозначения редуктора в конструкторской документации и при его заказе:

#### **Редуктор Ч–80–40–52–1–2–У3**

где Ч – редуктор червячный одноступенчатый, универсальный;

80 – межосевое расстояние, мм;

40 – передаточное число;

52 – вариант сборки;

1 – вариант расположения червячной пары;

2 – исполнение с лапами со стороны червяка;

У – климатическое исполнение (по ГОСТ 15150-69);

3 – категория размещения (по ГОСТ 15150-69).

#### **Редуктор Ч–80–40–52–1–2–К–У3**

Тоже с исполнением без лап и коническими концами быстроходного и тихоходного валов.

#### **Редуктор Ч–80–40–52–1–2–Ц–У3**

Тоже с цилиндрическими концами быстроходного и тихоходного валов.

#### **Редуктор Ч–80–40–52–1–2–ЦК–У3**

Тоже с цилиндрическим концом быстроходного и коническим концом тихоходного валов.

## Лабораторная работа № 8 ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 1 Цель работы

1.1 Научиться теоретически рассчитывать по формуле Эйлера силу предварительного натяжения ремня, натяжение ведущей и ведомой ветвей, полезную окружную силу.

1.2 Научиться определять относительно скольжение в зависимости от нагрузки и строить теоретический график скольжения КПД ременной передачи.

1.3 Научиться экспериментальным путем на установке ДМ-35У определять скольжение и КПД ременной передачи.

1.4 Научиться обрабатывать результаты эксперимента.

1.5 Научиться сопоставлять результаты расчета и эксперимента и сделать технически грамотный инженерный вывод о проделанной работе.

### 2 Теоретическая часть

По форме поперечного сечения ремня различают плоскоременные, клиноременные и круглоременные передачи. Клиноременные могут быть с одним и несколькими ремнями, а также поликлиноременные.

Ременная передача передает вращение от ведущего вала к ведомому за счет сил трения между ремнем и шкивами. Необходимая величина сил трения обеспечивается тем, что ремень оказывает на шкивы давление, обусловленное натяжением ведущей и ведомой ветвей ремня. Разность между этими натяжениями определяет окружное усилие, передаваемое работающей ременной передачей

$$F_t = F_{нб} - F_{сб} \quad (1)$$

где  $F_t$ ,  $F_{нб}$ ,  $F_{сб}$  – соответственно окружное усилие, натяжение набегающей (ведущей) и сбегающей (ведомой) ветвей ремня, Н.

Соотношение между усилиями набегающей и сбегающей ветвей должно удовлетворять формуле Эйлера

$$F_{нб} = F_{сб} \cdot e^{f\alpha} \quad (2)$$

где  $e$  – основание натурального логарифма;

$f$  – коэффициент трения ремня о шкив;

$\alpha$  – угол охвата шкива ремня, рад.

Окружное усилие может быть определено через крутящий момент  $T_1$ , Нм, на ведущем шкиве диаметром  $D_1$ , м по выражению

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} \quad (3)$$

При работе передачи окружная скорость на ободе ведомого шкива несколько меньше окружной скорости ведущего вследствие различных удлинений ведущей и ведомой ветвей ремня. Эта разность удлинений ремня приводит к его упругому скольжению по шкиву и оценивается выражением

$$\varepsilon = 1 - \frac{V_2}{V_1} \quad (4)$$

где  $\varepsilon$  – относительное скольжение;

$V_2$  и  $V_1$  – линейная скорость ведомого и ведущего шкивов соответственно, м/с.

При равенстве диаметров ведущего и ведомого шкивов из (4) имеем

$$\varepsilon = 1 - \frac{n_2}{n_1} \quad (5)$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – соответственно частоты вращения шкивов, мин.

КПД ременной передачи можно оценить по отношению мощностей или выразив их через моменты с учетом (5)

$$\eta = \frac{T_2}{T_1} (1 - \varepsilon) \quad (6)$$

где  $T_2$  и  $T_1$  – крутящие моменты на ведомом и ведущем валах соответственно, Нм.

Основным расчетом ремней считается расчет по тяговой способности. Расчет на долговечность производят обычно как проверочный. Тяговая способность ремней характеризуется коэффициентом тяги передачи. С учетом (3) имеем

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{T_1}{D_1 \cdot F_0} \quad (7)$$

где  $F_0$  – сила предварительного (начального) натяжения ремня, Н, определяемая как

$$F_0 = 10^6 S \cdot \sigma_0 \quad (8)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения ремня передачи, м<sup>2</sup>;

$\sigma_0$  – предварительное напряжение в ремне, МПа.

Экспериментальные кривые скольжения и КПД ременной передачи для определения оптимальных режимов ее работы строят в функции от коэффициента тяги (рисунок 8.1).

Критическое значение коэффициента тяги  $\varphi_0$  согласно рисунка 8.1 соответствует наиболее выгодному режиму работы передачи при наибольшем КПД.

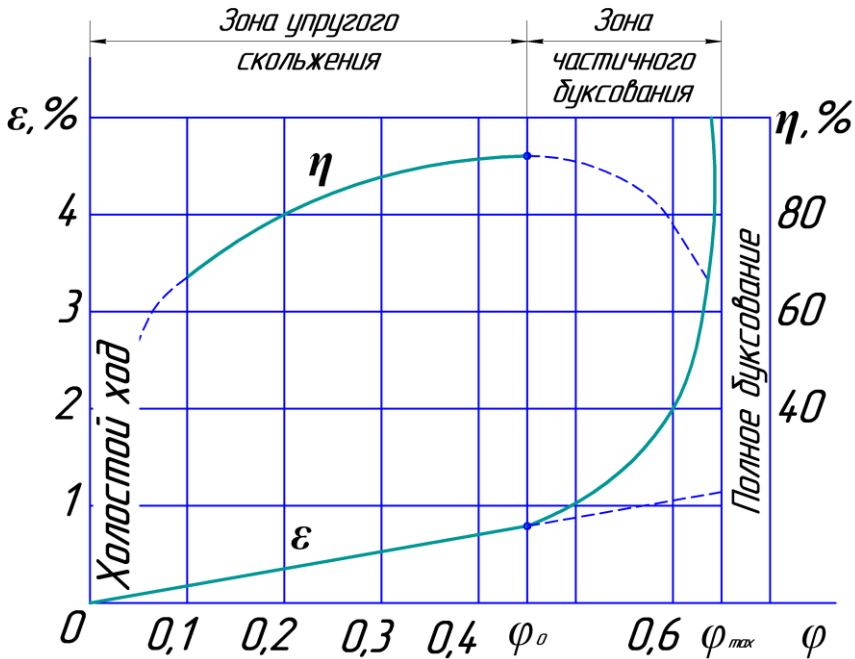


Рисунок 8.1 – Кривые скольжения и КПД ременной передачи (возможный вариант)

Экспериментами установлены средние значения  $\varphi_0$ . Для плоских ремней  $\varphi_0 = 0,4 \dots 0,6$  и для клиновых ремней  $\varphi_0 = 0,7 \dots 0,9$ .

При нагрузках, близких к расчетным, средние значения КПД плоскоремennых передач принимают  $\eta = 0,96$ .

Рабочую нагрузку рекомендуется принимать вблизи значения  $\varphi_0$  и слева от него, т.к. справа начинается частичное буксование, и ремень быстро изнашивается.

Теория упругого скольжения ремня на шкивах была разработана профессорами Н. П. Петровым и Н. Е. Жуковским.

### 3 Описание лабораторной установки

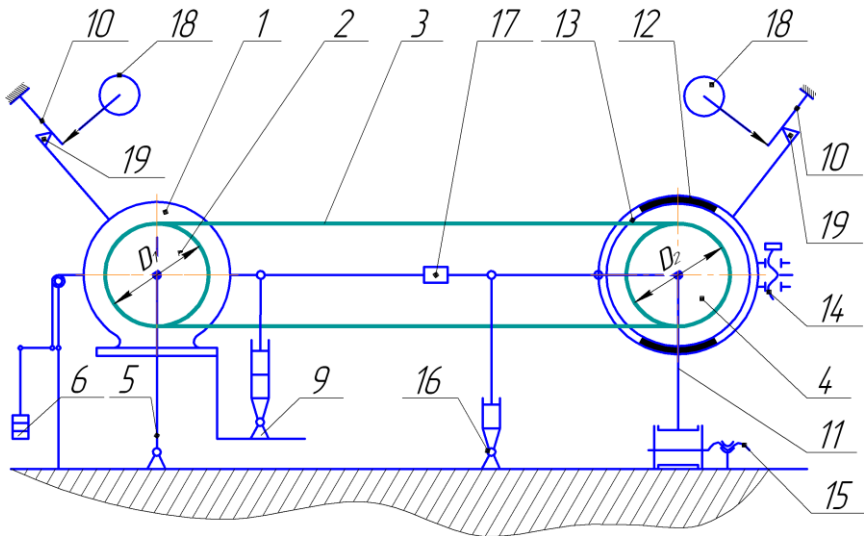


Рисунок 8.2 – Схема экспериментальной установки

#### 3.1 Техническая характеристика установки ДМ-35У

1. Мощность электродвигателя, кВт – 1,1
2. Частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$  – 980
3. Метод измерения частоты вращения шкивов – импульсным датчиком с передачей импульсов на счетчик.
4. Метод измерения моментов – индикаторами часового типа по отклонению тензометрической пружины.
5. Габаритные размеры, мм – 1030x535x540
6. Масса, кг – 155.

#### 3.2 Техническая характеристика исследуемых объектов

1. Диаметры шкивов ременной передачи, мм  
 $D_1 = D_2 = 125$
2. Усилие начального натяжения ремней, Н



(для плоского ремня)  $F_o = 196$

(для клинового ремня)  $F_o = 98$

3.Номинальное межосевое расстояние, мм

$$a_w = 504$$

4.Масса подвески без груза, Н - 10

5.Масса одного груза, Н - 10

6.Соотношение плеч рычага подвески

$$U_p = 5$$

7.Расстояние от оси электродвигателя до оси призмы, мм

$$L_1 = 80$$

8.Расстояние от оси шкива тормоза до оси призмы, мм

$$L_2 = 68$$

### 3.3 Описание установки

Исследуемая ременная передача (рисунок 8.2) передает вращение от ведущего шкива 2 к ведомому 4. Ведущий шкив 2 закреплен на валу ротора балансирного электродвигателя 1, устанавливаемого на подшипниках в качающейся раме 5. Статор электродвигателя не закреплен и может поворачиваться на подшипниках, а с помощью рычага с призмой 19 упирается в плоскую динамометрическую пружину 10, связанную с индикатором 18. Благодаря этому устройству можно фиксировать реактивный момент двигателя, который будет иметь значение

$$T_1 = S_1 \cdot L_1 \quad (9)$$

где  $T_1$  – момент на валу двигателя, Нм;

$S_1$  – усилие нажатия призмы на динамометрическую пружину, Н;

$L_1$  – расстояние от оси электродвигателя до оси призмы, м.

Ведомый шкив 4 закреплен на валу тормоза, колодки 12 которого связаны с втулкой 13. Втулка вместе с колодками может плавно менять усилие сжатия тормозных

колодок, тем самым создавая различный момент торможения. Этот момент замеряется с помощью плоской динамометрической пружины 10, связанной с индикатором 18. В пружину упирается рычаг с призмой 19, жестко связанный со втулкой 13. Величина тормозного момента равна

$$T_2 = S_2 \cdot L_2 \quad (10)$$

где  $T_2$  – момент на валу тормоза, Нм;

$S_2$  – усилие нажатия призмы на динамометрическую пружину тормоза, Н;

$L_2$  – расстояние от оси шкива тормоза до оси призмы, м.

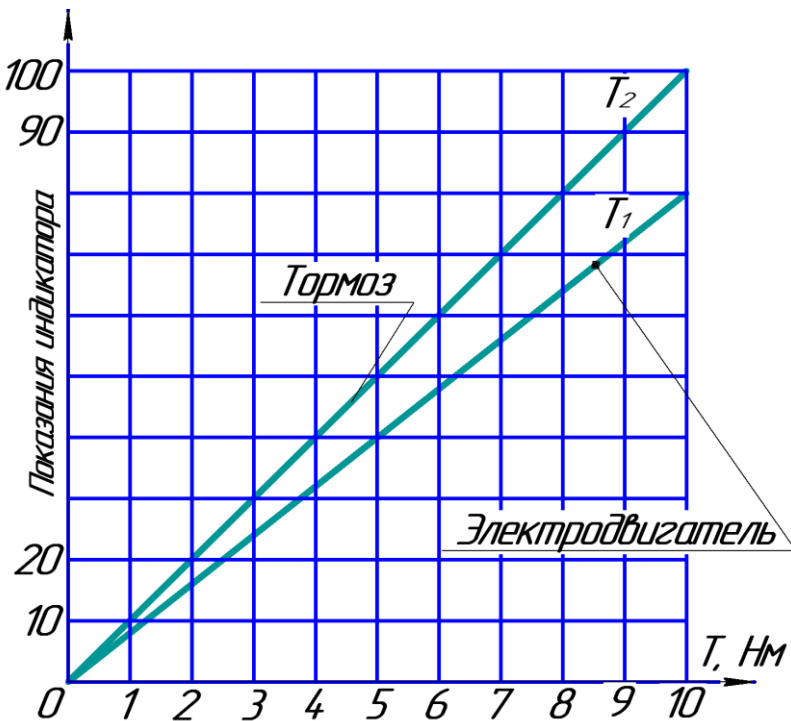


Рисунок 8.3 – Тарировочная характеристика пружин установки ДМ-35

Плоские пружины 10 протарированы вместе с индикаторами 18. График тарировки показан на рисунке 8.3.

Определение крутящих моментов на ведущем и ведомом валах возможно также с помощью наклеенных на пружины 10 тензодатчиков сопротивления с выводом на клеммы электроизмерительного прибора.

Для предотвращения колебаний кронштейнов с призмами 19 около положения равновесия при измерении показаний индикаторов предусмотрены жидкостные демпферы 9 и 16. Кроме того, под подвижную нижнюю часть индикаторов необходимо подкладывать резиновый амортизатор, представляющий собой кружок из мягкой резины толщиной 2...3 мм. В зависимости от длины ремня и его вытяжки тормоз с ведомым шкивом 4 может перемещаться с помощью винта 15.

Замер частоты вращения ведущего и ведомого валов осуществляется с помощью импульсных датчиков с передачей количества импульсов на счетчики. Частоту вращения валов определяют по соотношениям

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{C_1}{t} \\ n_2 &= \frac{C_2}{t} \end{aligned} \tag{11}$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – количество импульсов на счетчиках ведущего и ведомого валов соответственно;

$t$  – время эксперимента, с.

В установке предусмотрена также возможность передачи импульсов через клеммы непосредственно на шлейфовый осциллограф. Начальное натяжение ветвей ремня осуществляется грузовым устройством 6. Массу натяжного груза определяют по зависимости

$$G_z = \frac{2F_0}{g \cdot U_p} \quad (12)$$

где  $U_p = 5$  – соотношение плеч рычагов грузонатяжного устройства.

$G_z$  – масса натяжного груза, кг.

## 4 Порядок выполнения работы

4.1 Ознакомиться с методическими указаниями, техническими характеристиками лабораторной установки и исследуемых объектов, изучить конструкцию и схему лабораторной установки.

4.2 Замерить размеры поперечного сечения ремня, межосевое расстояние, определить длину ремня и площадь поперечного сечения. Сопоставить их с паспортными данными.

4.3 По уравнению (8) определить усилие предварительного натяжения ветвей ремня, приняв  $\sigma_0 = (1,4...2,2)$  МПа.

4.4 По формуле (12) определить массу груза, необходимую для создания подсчитанного натяжения.

4.5 Информировать преподавателя о подготовке к работе.

4.6 Получить разрешение на проведение эксперимента.

4.7 Установить качающуюся раму электродвигателя в вертикальное положение с помощью упорных винтов до совпадения стрелки, укрепленной на корпусе с риской на рычаге, после чего зафиксировать ее.

4.8 Салазки с ведомым валом переместить вправо, тем самым создав нулевое натяжение ветвей ремня: закрепить салазки и отвести упорные винты.

4.9 С помощью груза 17 (рисунок 8.2) уравновесить тормоз со втулкой.

4.10 Установить рассчитанное значение массы груза на натяжном устройстве.

4.11 С помощью винта 14 колодки тормозного устройства отвести от тормозного шкива.

4.12 Включить установку в холостую и убедиться в исправности ее работы.

4.13 Включить установку в работу. Индикатор тормоза установить на 0. Создать на тормозе ряд последовательных нагружений до появления момента буксования.

4.14 На каждой ступени нагружения произвести замеры для заполнения таблицы отчета. Данные занести в таблицу отчета.

## 5 Обработка экспериментальных данных

5.1 По тарировочным графикам (рисунок 8.3) показания индикаторов перевести в величины крутящих моментов  $T_1$  и  $T_2$  на валах электродвигателя и тормоза (ведущего и ведомого шкивов).

5.2 На каждой ступени нагружения по замеренным значениям числа импульсов  $C_1$  и  $C_2$  определить частоту вращения ведущего и ведомого шкивов  $n_1$  и  $n_2$ , используя выражение (11).

5.3 Определить величину  $\varepsilon$ ,  $\eta$  и  $\varphi$  для каждой ступени нагружения. Результаты занести в таблицу отчета.

5.4 Построить график зависимости  $\varepsilon = f(\varphi)$  и  $\eta = f_1(\varphi)$ .

5.5 Провести анализ результатов исследований:

- оценить найденные значения  $\varepsilon$  и  $\eta$ , их соответствие справочным данным;
- анализом зависимостей  $\varepsilon = f(\varphi)$  и  $\eta = f_1(\varphi)$  определить оптимальное окружное усилие и передаваемую мощность.

## **Лабораторная работа № 9** **ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО** **ДЕЙСТВИЯ ВИНТОВОЙ ПАРЫ**

### **1 Цель работы**

Определение коэффициента полезного действия винтовой пары в зависимости от величины осевой нагрузки на гайку и величины приложенного нагрузочного момента при реверсивном вращении винта и постоянной скорости.

### **2 Теоретическая часть**

Винтовой механизм или передача винт-гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное. При этом гайка и винт могут иметь либо одно из названных движений, либо оба движения вместе. Простота конструкции и изготовления, компактность при высокой нагрузочной способности, высокая надежность плавность и бесшумность работы, большой выигрыш в силе, а также возможность обеспечения медленных перемещений с большой точностью, дают возможность применения этих механизмов в самых различных машиностроительных конструкциях. Среди них выделяются подъемно-транспортные машины (домкраты, механизмы изменения вылета кранов, печные толкатели), станки (механизмы подачи рабочих инструментов и осуществления точных делительных перемещений), измерительные приборы (механизмы для точного регулирования и настройки), прокатные станы (нажимные винты, регулировочно-установочные устройства подшипников), винтовые прессы и др.

К недостаткам передачи винт-гайка относятся повышенный износ резьбы вследствие большого трения и низкий КПД.

КПД винтовой пары  $\eta$  определяется выражением

$$\eta = \frac{A_{\text{ПС}}}{A_{\text{ДС}}} \quad (1)$$

где  $A_{\text{ДС}}$  – работа движущих сил или полученная работа, Дж;

$A_{\text{ПС}}$  – полезная, затраченная работа за один оборот винта (гайки), Дж.

$$A_{\text{ДС}} = 2\pi M \quad (2)$$

где  $M$  – крутящий момент, приложенный к винтовой паре, Нм.

$$A_{\text{ПС}} = Qp \quad (3)$$

где  $Q$  – осевая нагрузка, действующая на винтовую пару, Н;

$p$  – шаг резьбы, м.

Теоретический КПД винтовой пары может быть определен

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho)} \quad (4)$$

где  $\varphi$  – угол подъема винтовой линии трапецеидальной резьбы;

$\rho$  – приведенный угол трения, град.

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{p \cdot n}{\pi \cdot d_2} \quad (5)$$

где  $n$  – число заходов резьбы;

$d_2$  – средний диаметр резьбы, мм.

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{0,5\alpha} \quad (6)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения скольжения винтовой пары;  
 $\alpha$  – угол профиля резьбы, град.

### 3 Описание лабораторной установки

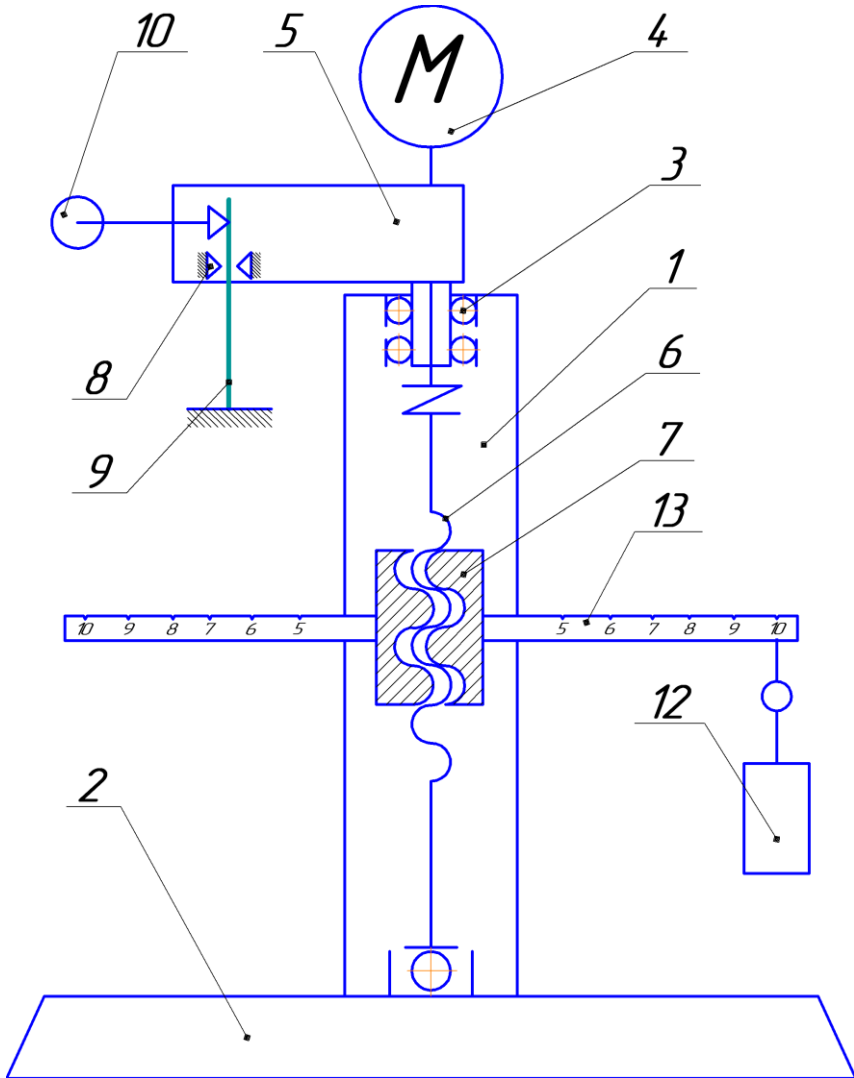


Рисунок 9.1 – Схема прибора ДП-19А



Работа выполняется на приборе для изучения работы винтового механизма ДП-19А.

Основные элемент конструкции прибора установлены на стойке 1, которая крепится на литом основании 2. В верхней части стойки находится кронштейн 3, в котором на подшипниках качения крепится узел электродвигателя 4 с редуктором 5. Корпус электродвигателя жестко связан с корпусом редуктора, хвостовик которого в виде трубки является валом по отношению к подшипникам кронштейна 3. Через трубку выходит приводной вал от редуктора к винту 6. В процессе работы прибора вращается винт, а гайка движется поступательно вверх-вниз.

От поворота гайка предохраняется ползуном с подшипником на конце, перемещающимся совместно с гайкой вдоль паза стойки. Винт в своей нижней части опирается на шарикоподшипниковый подпятник.

Средний крутящий момент определяется по принципу измерения реактивного момента.

Жесткая система: корпус (статор) двигателя – корпус редуктора и его хвостовик не закреплены на стойке, а могут свободно вращаться в шарикоподшипниках кронштейна 3. При вращении винта статор двигателя увлекается в направлении вращения ротора. Рычаг 8 с точечными упорами, закреплённый на крышке редуктора, действует на плоскую измерительную пружину 9. Индикатор 10, имея силовое замыкание с пружиной, отображает величину прогиба пружины от воздействия реактивного момента. Осевая нагрузка на гайку винтовой пары осуществляется грузами 12, которые устанавливаются непосредственно на гайку. Нагрузочный момент создаётся с помощью грузов, подвешиваемых на одном из плеч 13. Управление прибором автоматизировано и рабочий цикл – ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз, выключение двигателя осуществляется начальным нажатием кнопки 14. К сети прибор подклю-

чается тумблером 15, при этом загорается сигнальная лампа на панели управления

Тарировка измерительной пружины производится в следующей последовательности:

- нить с крючком для подвески грузов одеть петлёй на проточку винта в донышке редуктора и охватить по канавке диск под этим донышком. Конец нити со свисающим крючком должен огибать тарировочный ролик;

- упоры, воздействующие на конец измерительной пружины, не должны её зажимать – зазор допустим в пределах 0,1...0,2 мм;

- рабочий винт с гайкой должен быть снят. Для этого, придерживая винт от падения, отсоединить приводной вал от винта и поднять вверх накидную соединительную муфту, предварительно ослабив винтовой зажим;

- на крючок последовательно вешать грузы 0,5 кг и 1 кг (с кольцом) и записать соответствующие показания индикатора;

- по полученным данным замеров построить тарировочный график (см. бланк отчёта).

## 4 Порядок выполнения работы

4.1 Ознакомиться с методическими указаниями, изучить конструкцию прибора ДП-19А, используя схему (рисунок 9.1).

4.2 Произвести замеры винтовой пары.

4.3 Заполнить таблицу характеристики винтовой пары (см. бланк отчёта).

4.4 Нажатием кнопки "МОТОР" включить двигатель.

4.5 За время движения гайки вверх и вниз снять по три раза показания индикатора и занести в таблицу результатов измерений (см. бланк отчёта). Измерения делаются при смене центральных грузов на гайке и изменении нагрузочного момента.

4.6 Вычислить средние значения показаний индикатора для каждого случая. По тарировочному графику определить крутящий момент  $M$ , приложенный к винтовой паре.

4.7 По формулам (2) и (3) вычислить работу движущих сил и полезную работу за один оборот винта при различных нагрузках.

4.8 Определить значения коэффициента полезного действия для различных осевых нагрузок по формуле (1) и внести их в таблицу результатов измерений.

4.9 Построить график изменения КПД в зависимости от нагрузки.

4.10 Вычислить КПД винтовой пары с трапецеидальной резьбой по формуле (4).

4.11 Полученный результат аналитического расчёта сравнить с результатами эксперимента.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Лабораторная работа № 1 «Испытание болтового соединения, работающего на сдвиг».....	3
Лабораторная работа № 2 «Силловые зависимости и коэффициенты трения в затянутом болтовом соединении».....	14
Лабораторная работа № 3 «Изучение конструкции и экспериментальное исследование потерь в подшипниках качения».....	23
Лабораторная работа № 4 «Испытание подшипника скольжения».....	39
Лабораторная работа № 5 «Испытание подшипника качения».....	46
Лабораторная работа № 6 «Разборка, сборка и определение основных параметров двухступенчатого цилиндрического редуктора».....	53
Лабораторная работа № 7 «Разборка и сборка червячного редуктора».....	66
Лабораторная работа № 8 «Исследование плоскоременной передачи».....	76
Лабораторная работа № 9 «Определение коэффициента полезного действия винтовой пары».....	86

Учебное издание

**Курасов** Владимир Станиславович  
**Руднев** Сергей Георгиевич  
**Куцеев** Владимир Васильевич и др.

## **ДЕТАЛИ МАШИН**

*Лабораторный практикум*

В авторской редакции

Дизайн обложки – С. Г. Руднев

Подписано в печать 28.02.2015 Формат 60×84<sup>1/16</sup>.

Усл. печ. л. – 5,5 Уч.-изд. л – 4,2.

Тираж 90 экз. Заказ № 547

Типография Кубанского государственного  
аграрного университета.  
350044, г. Краснодар, ул. Калинина, 13