

**Методические указания
к выполнению практических занятий
по дисциплине
ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

**ПРАВИЛА
БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ
И ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ
ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И ОСНОВАМ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

1. Перед началом, выполнения лабораторных работ ознакомиться: с правилами техники безопасности и электробезопасности путем инструктажа у преподавателя и заполнить журнал техники безопасности.
2. Включать лабораторные установки только с разрешения преподавателя или заведующего лабораториями.
3. Не переходить с закрепленного рабочего места на другие рабочие места.
4. Не оставлять тяжелые детали на краю стола или в неустойчивом положении.
5. Включать лабораторные установки только при установке в рабочее положение оградительных кожухов.
6. Разборку и сборку объектов производить с использованием соответствующего исправного инструмента.
7. Немедленно сообщать преподавателю о неисправностях оборудования.
8. Во всех случаях, не предусмотренных настоящими правилами, обеспечить безопасность для окружающих и для себя.

С правилами техники безопасности при выполнении лабораторных работ по деталям машин ознакомлен.

« ___ » _____ 20 г.

(Подписи студентов)

РАБОТА 1

ИССЛЕДОВАНИЕ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Объект работы: установка ДМ-73.

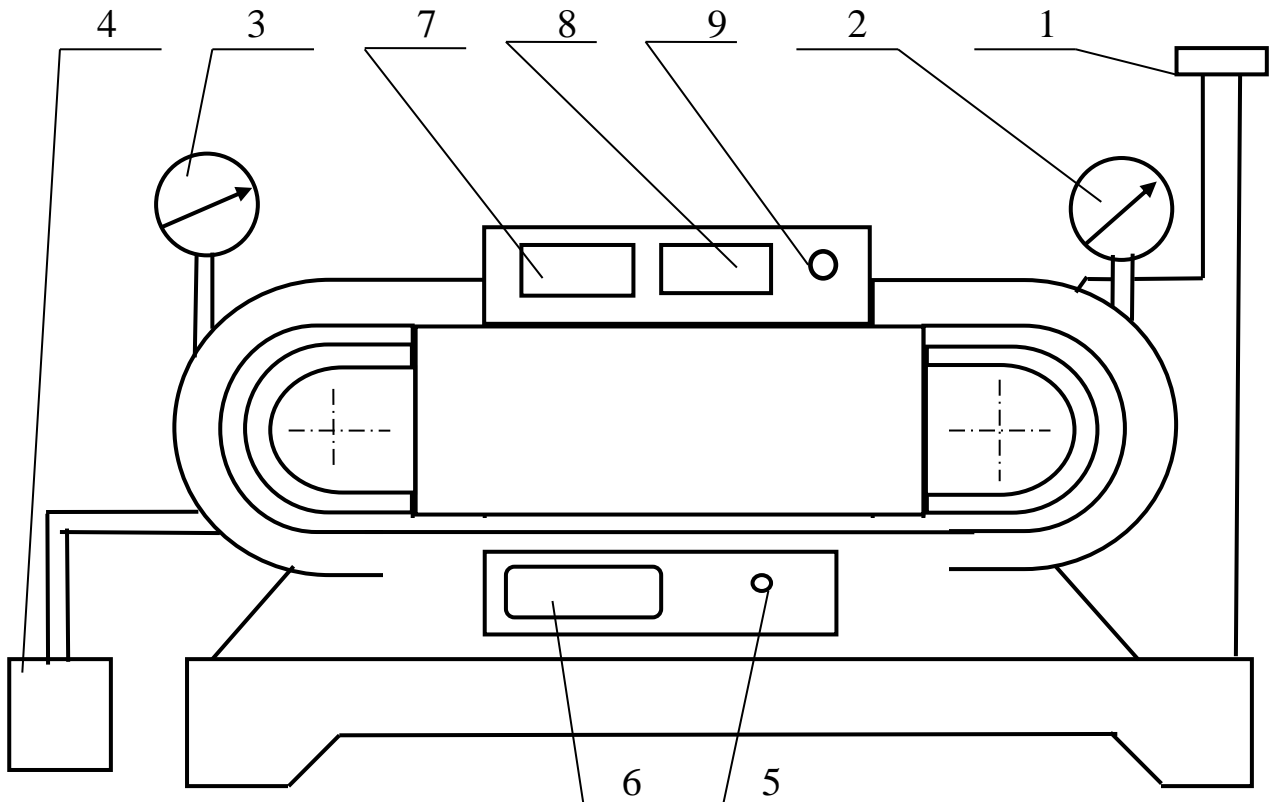


Рисунок. 1.1. Установка ДМ-73:

1 – маховик тормоза; 2 – индикатор тормоза; 3 – индикатор ведущего вала; 4 – грузы; 5 – выключатель; 6 – табло; 7, 8 – счетчики оборотов ведущего и ведомого валов; 9 – кнопка.

Цель работы:

1. Научиться теоретически рассчитывать по формуле Эйлера силу предварительного натяжения ремня, натяжение ведущей и ведомой ветвей, полезную окружную силу;
2. Научиться определять относительное скольжение в зависимости от нагрузки;
3. Научиться строить теоретический график скольжения и КПД клиноременной передачи;
4. Научиться определять экспериментальным путем на установке ДМ-73 скольжение и КПД клиноременной передачи;
5. Научиться обрабатывать результаты эксперимента;
6. Научиться сопоставлять результаты расчета и эксперимента и сделать технически грамотный инженерный вывод о проделанной работе.

Теоретическая часть

По форме поперечного сечения ремня различают плоскоременные, клиноременные, круглоременные, зубчатоременные передачи.

Клиноременные передачи могут быть с одним или несколькими ремнями, а также поликлиноременные.

При нагрузках, близких к расчетным до начала пробуксовки ремня, среднее значение КПД $\eta = 0,96$. Для клиновых ремней $\varphi_0 = 0,7 \dots 0,9$.

Рабочую нагрузку рекомендуется принимать вблизи φ_0 и слева от него, т.к. справа начинается частичное буксование, ремень быстро изнашивается и снижается КПД.

При предельном значении φ_{max} наступает полное буксование. Работа ременной передачи между φ_0 и φ_{max} допускается только при кратковременных перегрузках, например при пуске.

Тяговая способность клиноременной передачи зависит от величины силы трения между ремнем и шкивом и от угла обхвата малого шкива. Эта связь была установлена Эйлером в 1760 г. на основании теории работы гибкой нити на шкивах.

Форму канавки шкива выполняют так, чтобы между ее основанием и ремнем был зазор. При этом рабочими являются боковые поверхности ремня. В то же время, ремень не должен выходить за пределы наружного диаметра шкива, так как в этом случае кромки канавок быстро разрушают ремень.

Применение клинового ремня позволило увеличить тяговую способность передачи путем повышения трения. Трение увеличивается с уменьшением угла клина. Для стандартных ремней угол принят равным 40° . Клиноватая форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в три раза (явление заклинивания ремня в канавке шкива).

Для лучшего использования возможностей клиноременной передачи на практике рекомендуется применять угол обхвата ремнем шкива $\alpha \geq 120^\circ$, что позволяет строить клиноременные передачи с малыми межосевыми расстояниями и большими передаточными отношениями.

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

Относительное скольжение определяется по формуле

$$\xi = 1 - \frac{\mathcal{G}_2}{\mathcal{G}_1}, \quad (1.1)$$

где \mathcal{G}_1 – окружная скорость ведущего шкива, м/с;

\mathcal{G}_2 – окружная скорость ведомого шкива, м/с.

При нормальных рабочих нагрузках значение ξ зависит от типа ремня:

- кордотканевые клиновые ремни – 0,02 (2%);
- кордошнуровые клиновые ремни – 0,01 (1%).

Расчетная часть

1. По табл.1.1. выбрать согласно варианту массу устанавливаемых грузов для создания предварительного натяжения ремней.

Таблица 1.1- Величины масс грузов

Вариант	1	2	3	4	5
Масса груза, кг	12	14	16	18	20
Количество дисков	6	7	8	9	10

2. По формуле (1.2) определить величину предварительного натяжения ремня, Н:

$$F_0 = \frac{m + m_n}{2} g, \quad (1.2)$$

где m – масса груза, кг;

m_n – масса подвески с кронштейном, кг (для установки ДМ-73 $m_n = 5$ кг);

g – ускорение свободного падения, м/с².

$$F_0 = \quad \quad \quad (\text{Н}).$$

3. Определить по формуле Эйлера полезную окружную силу F_t при предварительном натяжении F_0 :

$$F_t = \frac{2F_0(e^{f\alpha} - 1)}{e^{f\alpha} + 1}, \quad (1.3)$$

где e – основание натурального логарифма ($e = 2,72$);

f – коэффициент трения ($f = 0,35$ – для прорезиненного клинового ремня по чугунному или стальному шкиву);

α – угол обхвата, рад (для установки ДМ-73 $\alpha = 180^\circ = 3,14$ рад).

$$F_t = \quad \quad \quad (\text{Н}).$$

4. Определить значение коэффициента тяги при силах F_t и F_0 по формуле:

$$\varphi_0 = \frac{F_t}{2F_0} = \quad \quad \quad .$$

5. Натяжение ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей определяются по формулам:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2}; \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2}. \end{aligned} \quad (1.4)$$

6. Задаться значениями передаваемой полезной окружной силы $0,2 F_t$; $0,4 F_t$; $0,6 F_t$; $0,8 F_t$; F_t , определить по формулам (1.4) величины F_1 и F_2 и занести в табл. 2.

7. Напряжение ведущей σ_1 и ведомой σ_2 ветвей определяется по формулам:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A};$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \quad (1.5)$$

где A – площадь поперечного сечения ремня (на установке ДМ-73 установлен ремень, у которого $A = 8 \text{ мм}^2$).

Таблица 1.2 - Значения расчетных величин

Полезная окружная сила, Н	$0,2 F_t$	$0,4 F_t$	$0,6 F_t$	$0,8 F_t$	F_t
1	2	3	4	5	6
Натяжение ведущей ветви F_1 , Н					
Натяжение ведомой ветви F_2 , Н					
Напряжение ведущей ветви σ_1 , МПа					
Напряжение ведомой ветви σ_2 , МПа					
Относительное удлинение ведущей ветви ε_1					
Относительное удлинение ведомой ветви ε_2					
Относительное скольжение ξ					
Коэффициент тяги φ					

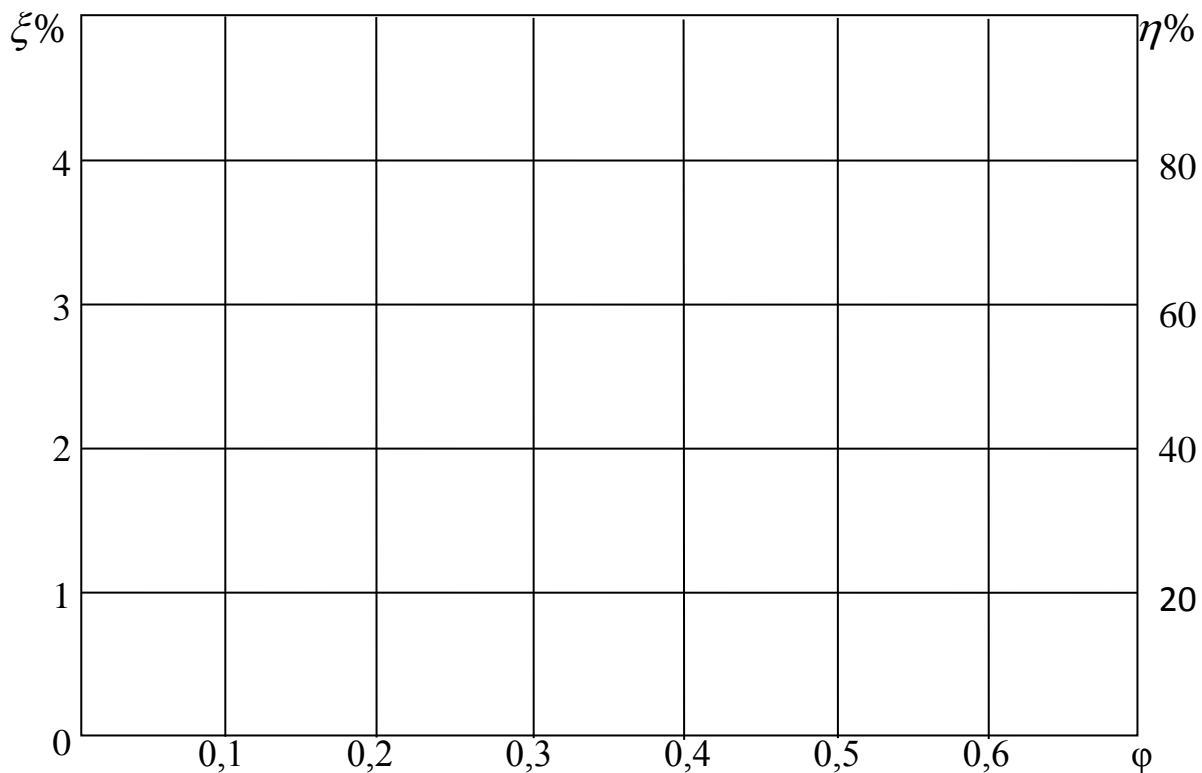


Рисунок 1.2. График зависимости относительного скольжения ξ от коэффициента тяги φ .

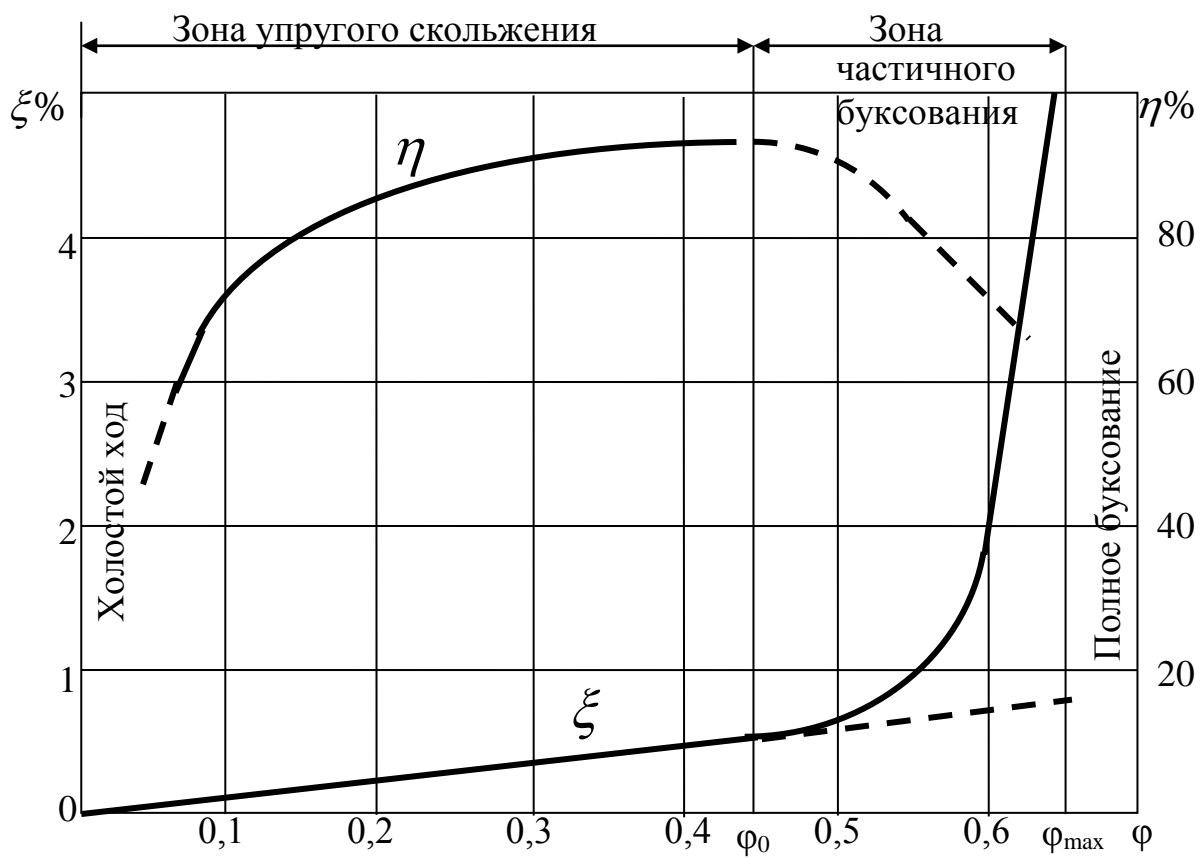


Рисунок 1.3. Пример построения графика.

8. Относительные удлинения ведущей ε_1 и ведомой ε_2 ветвей определяются по формулам:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}; \quad (1.6)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E},$$

где E – модуль упругости (для прорезиненных ремней $E = 200$ МПа).

9. относительное скольжение определяется по формуле

$$\xi = (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot 100\%. \quad (1.7)$$

10. По формуле $\varphi = \frac{F_t}{2F_0}$ определить величину коэффициента тяги для различных значений полезной окружной силы F_t и занести в табл. 1.2.

11. Построить график теоретической зависимости относительного скольжения ξ от коэффициента тяги φ (рисунок 1.2). На графике указать точку максимального значения КПД ($\eta = 0,96$ для клиноременной передачи) при φ_0 .

Экспериментальная часть

1. Ознакомиться с конструкцией установки ДМ-73 (рисунок 1.1).
2. Установить количество грузов для создания предварительного натяжения ремней левого и правого в соответствии с табл. 1.1.
3. Закрыть пластмассовые защитные кожухи ремней.
4. Включателем 5 включить установку. При этом загорится сигнальная лампа 4, засветится табло 6 и индикаторы 7 и 8.
5. Утопив кнопку 9, установить индикаторы 7 и 8 на нуль.
6. Маховичком установить регулируемый шкив на одинаковый диаметр со шкивом постоянного диаметра (цифра 0 должна совпадать с риской).
7. Включить электродвигатель.
8. Нажать и отпустить кнопку 9, и проверить показание частоты вращения на табло n_1 и n_2 . При незначительной разнице показаний регулировкой маховичком добиться одинаковых показаний n_1 и n_2 .
9. Вращением маховичка против часовой стрелки через два деления зафиксировать показания табло величин n_1 и n_2 нажатием и отпусканием кнопки. Данные записать в табл. 1.3.

Таблица 1.3 - Результаты эксперимента

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
Частота вращения ведущего шкива n_1 , мин ⁻¹					
Частота вращения ведомого шкива n_2 , мин ⁻¹					
Относительное скольжение ξ					
Показание на табло ведущего вала N_1 , ед.					
Величина крутящего момента на ведущем валу T_1 , Н·м					
Показание на табло ведомого вала N_2 , ед.					
Величина крутящего момента на ведомом валу T_2 , Н·м					
Окружная сила на ведомом валу F_{t2} , Н					
Коэффициент тяги φ					
Коэффициент полезного действия η					

12. обработать результаты эксперимента и построить экспериментальный график на теоретическом графике (рисунок 1.2).

Заключение:

Работу выполнил _____
(подпись)

(дата)

РАБОТА 2

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ

Объект работы: зубчато-ременная передача (рисунок 2.1).

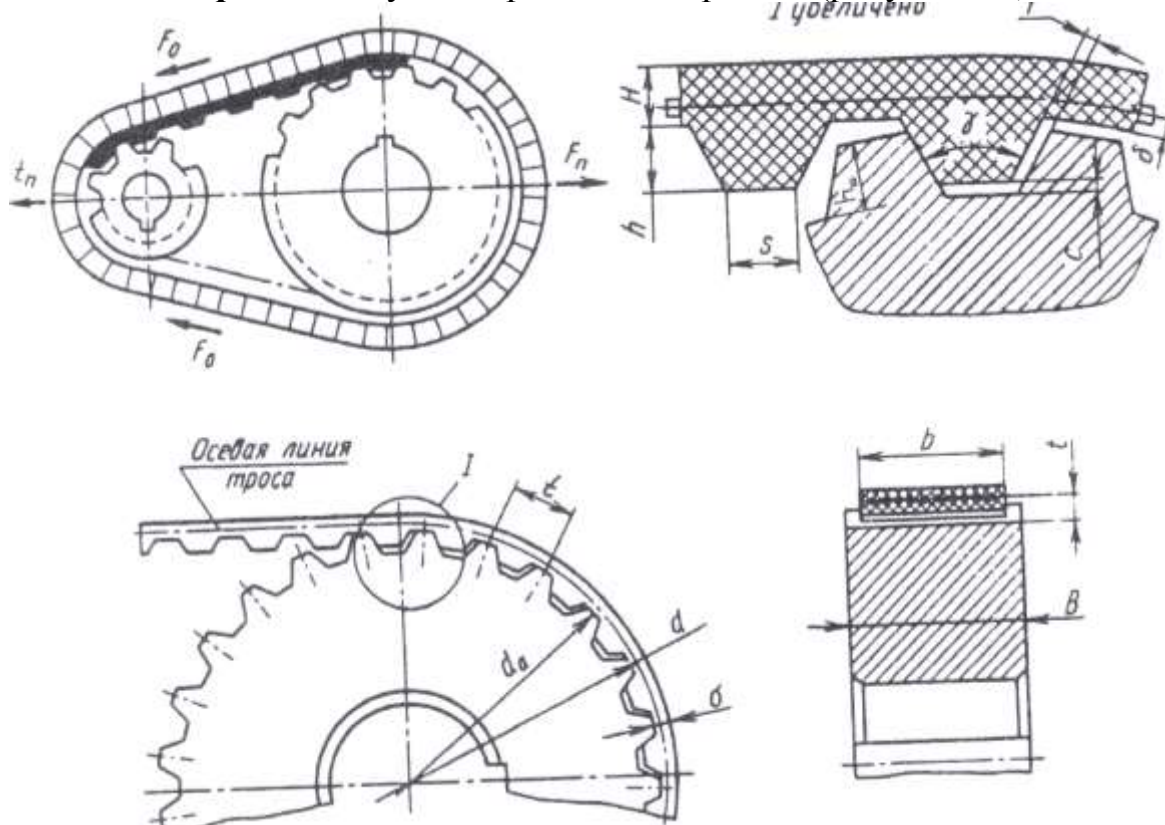


Рисунок 2.1. Зубчато-ременная передача.

Цель работы: Исследование и выбор основных параметров зубчато-ременных передач.

Теоретическая часть

Зубчато-ременная передача сочетает в себе достоинства ременных и цепных передач:

- высокую нагрузочную способность и долговечность;
- компактность привода и сравнительно невысокие предварительные натяжения и нагрузки на валы и опоры;
- стабильность передаточного числа ($i \leq 12$) при высоких окружных скоростях ремня (от 0,5 до 80 м/с);
- большой диапазон передаваемой мощности (от 0,2 до 500 кВт);
- высокие значения КПД ($\eta = 0,95 \dots 0,99$).

В этой передаче на внутренней поверхности плоского ремня образованы выступы (зубья) трапецеидальной формы, а на шкиве – соответствующие

впадины и передача работает по принципу зацепления, а не трения. К ременным передачам она относится условно только по названию и конструкции тягового органа. Принцип зацепления устраняет скольжение. Эластичная связь и упругость зубьев устраняет шум и динамические нагрузки.

Применение зубчатого ремня оказалось возможным только с появлением новых материалов – пластмасс. Ремень изготавливают из эластичной маслостойкой резины или пластмассы и армируют стальными проволочными тросами или полиамидным кордом.

Промышленность выпускает ремни двух типов: с трапецеидальной формой зубьев и с полукруглым профилем зубьев (рисунок 2.2). Последний обеспечивает более равномерное распределение напряжений в ремне, плавный вход зубьев в зацепление, возможность повышения нагрузок до 40%.

Основным критерием работоспособности передачи с зубчатым ремнем усталостная прочность зубьев ремня, испытывающих в основном деформацию сдвига.

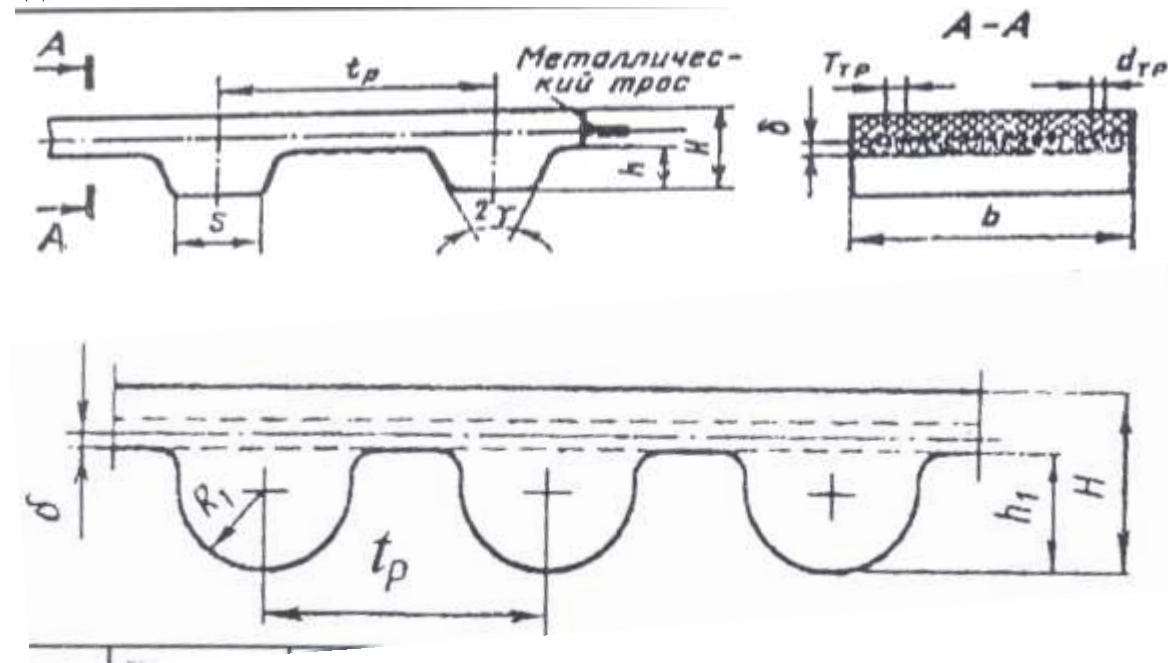


Рисунок 2.2. Параметры зубчатых ремней.

Исходные данные

Мощность на валу электродвигателя $P_1 = 4$ кВт; мощность на валу рабочего органа $P_2 = 3,84$ кВт; частота вращения валов $n_1 = 1435$ и мин^{-1} $n_2 = 717,5$ мин^{-1} ; вращающие моменты на валах $T_1 = 26,62$ Н·м и $T_2 = 51,11$ Н·м; передаточное отношение $u = 2,0$.

Расчетная часть

1. Выбор основных параметров зубчато-ременных передач.

Основным конструктивным параметром зубчато-ременной передачи является модуль ремня:

$$m = \frac{t_p}{\pi}, \quad (2.1)$$

где t_p – шаг ремня, мм.

Стандартные значения модуля ремня для ремней с трапецидальным профилем (размеры в мм по ОСТ 38-05114): 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 7,0; 10,0. Для ремней с полукруглым профилем (по ТУ 38-905560): 3,0; 4,0; 5,0.

Модуль ремня при заданной мощности P_1 и частоте вращения n_1 ведущего шкива:

$$m = k \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot c_p}{n_1}}, \quad (2.2)$$

где k – коэффициент динамичности нагружения и режима работы; $k = 35$ – для ремней с трапецидальной формой зубьев, $k = 25$ для ремней с полукруглой формой зубьев;

P_1 – номинальная мощность на ведущем шкиве, Вт;

n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин⁻¹;

C_p – коэффициент режима работы:

ленточные конвейеры – $C_p = 1,3 \dots 1,7$;

цепные конвейеры, подъемные механизмы – $C_p = 1,5 \dots 1,9$;

реверсивные приводы, компрессоры, поршневые насосы, воздуходувки, элеваторы, вентиляторы – $C_p = 1,8 \dots 2,2$;

подъемники, ножницы, мельницы, молоты, дробилки – $C_p = 2,0 \dots 2,5$.

Полученное значение модуля округляют до стандартного (см. ОСТ 38-05114 и ТУ 38-905560).

Число зубьев ведущего шкива z_1 определяют в соответствии с рекомендациями (табл. 2.1) в зависимости от частоты его вращения и модуля ремня.

Таблица 2.1 - Наименьшее допустимое число зубьев ведущего шкива z_1

Частота вращения ведущего шкива n_1 , мин ⁻¹	z_1 для типа ремня (модуль ремня m , мм)							
	$m=1,0$	$m=1,5$	$m=2,0$	$m=3,0$	$m=4,0$	$m=5,0$	$m=7,0$	$m=10,0$
до 1000	10	12	12	14	16	18	22	22
1500	10	12	12	14	16	18	24	24
2000	10	12	12	14	16	20	26	26
2500	10	12	12	16	18	20	28	30
3000	10	12	12	16	18	20	30	30
Более 3000	10	12	12	16	18	20	34	34

Число зубьев ведомого (большого) шкива

$$z_2 = z_1 \cdot i. \quad (2.3)$$

Полученное число зубьев округляют до целого числа и уточняют передаточное число передачи

$$i = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.4)$$

Определяют делительные диаметры (мм) шкивов, измеряемые по расположению металлических тросов (рис. 2.1. и 2.2).

$$d_1 = mz_1; \quad (2.5)$$

$$d_2 = mz_2. \quad (2.6)$$

2. Скорость ремня, м/с

$$g = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 1000}, \quad (2.7)$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего шкива, рад/с.

Принимаем ориентировочное межосевое расстояние

$$a \leq 0,5(d_2 + d_1).$$

Длину ремня определяют по формуле L_p в шагах (число зубьев ремня) вычисляем по формуле:

$$L_p = \frac{2a}{t_p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t_p}{a}, \quad (2.8)$$

где t_p – шаг зубьев ремня, мм.

Полученную длину L_p (в шагах) округляют до стандартного значения: 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235.

Шаг зубьев ремней в зависимости от модуля ремня:

трапецидальный профиль ремня

m:	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
t_p :	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42

полукруглый профиль ремня

m:	3,0	4,0	5,0
t_p :	9,42	12,57	15,71

3. Уточненное межосевое расстояние a при выбранной длине ремня L_p

$$a = \frac{t_p}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (2.9)$$

Угол обхвата ремнем малого (ведущего) шкива

$$\alpha_1 = 180 - \frac{57(d_2 - d_1)}{a}. \quad (2.10)$$

4. Число зубьев ремней, находящихся в зацеплении с ведущим шкивом

$$z_0 = \frac{z_1 \alpha_1}{360} > [z_0] \geq 6, \quad (2.11)$$

При $z_0 < [z_0]$ увеличивают межосевое расстояние a или число зубьев z_1 .

5. Передаваемая окружная сила (Н):

$$F_t = \frac{P_1}{q \mathcal{Q}}, \quad (2.12)$$

где P_1 – номинальная мощность на ведущем валу, кВт;

q – масса 1 м. ремня шириной 1 мм (линейная масса ремня), (кг/м·мм).

Линейная плотность ремня принимается в зависимости от модуля ремня:

m :	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
q :	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0

Ширина ремня из условий тяговой способности определяется по формуле (мм):

$$b = \frac{P_1 c_p}{P_t z_0}, \quad (2.13)$$

где P_1 – номинальная мощность на ведущем валу, кВт;

c_p – коэффициент динамичности нагружения передачи и режима работы,

$$c_p = 1,2 \dots 1,9;$$

P_t – мощность, передаваемая одним зубом ремня шириной 1 мм в стандартном режиме (рисунок 2.3).

z_0 – число зубьев на дуге обхвата, находящихся в зацеплении.

Сила, действующая на валы и направленная по линии центров передачи (Н):

$$P_r = (1,10 \dots 1,15) F_t. \quad (2.14)$$

где F_t – окружное усилие, Н.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}$$

6. Диаметр окружности вершин зубьев (мм):

$$d_g = d + 2\delta + c, \quad (2.15)$$

где d – диаметр делительной окружности шкива, мм;

δ – расстояние от впадин зуба ремня до осевой линии троса; $\delta = 0,6$ мм при $m = 2 \dots 4$ мм, $\delta = 1,3$ мм при $m = 5 \dots 10$ мм;

c – коэффициент, учитывающий податливость витков троса,

$c = 0,08 \dots 0,18$ мм при $d = 50 \dots 500$ мм.

Диаметр окружности впадин зубьев (мм):

$$d_{en} = d_e - 2h_u, \quad (2.16)$$

где h_u – высота зубьев шкива, которая принимается в зависимости от модуля ремня:

m :	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
h_u :	0,8	1,2	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0

Ширина шкива:

$$B = b + m.$$

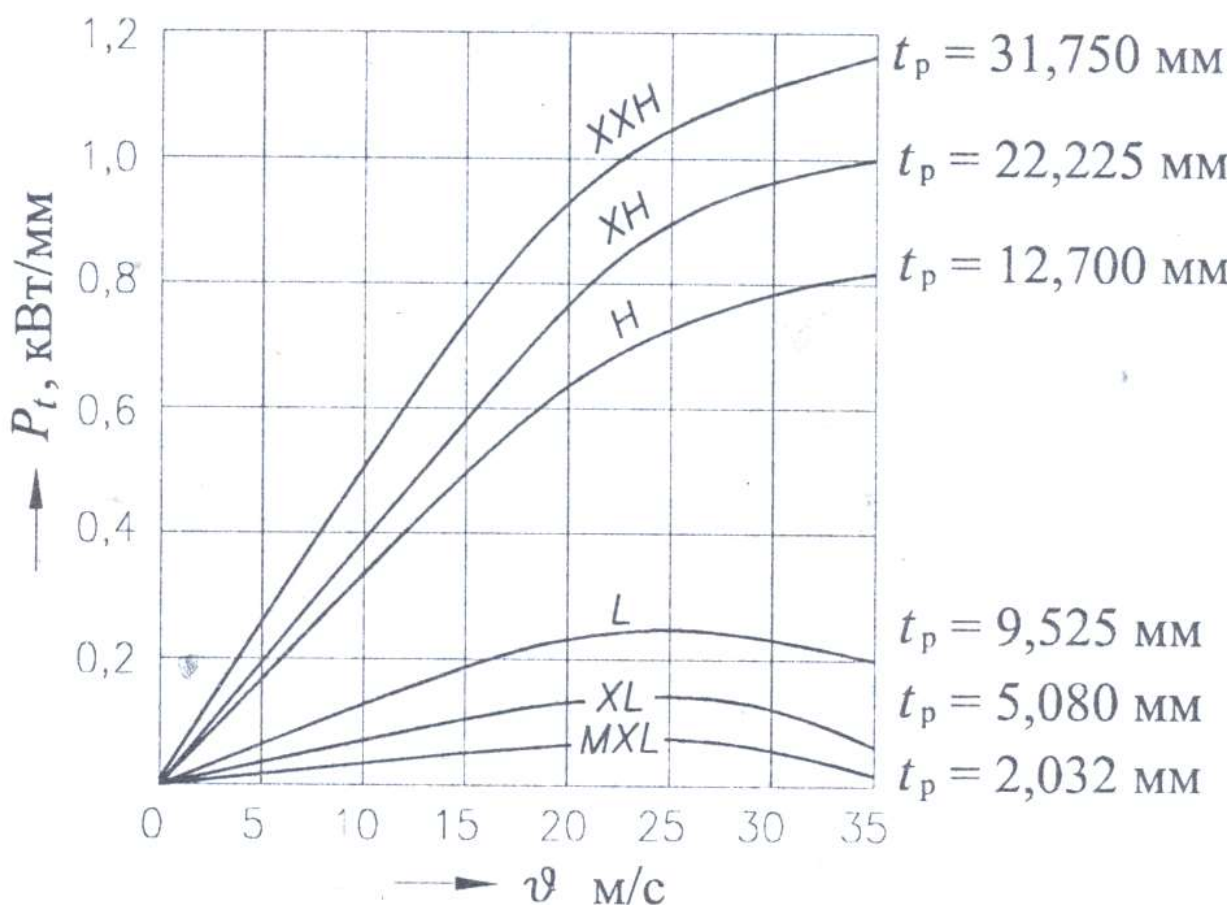


Рисунок 2.3. Мощность, передаваемая одним зубом ремня шириной 1 мм в стандартном режиме.

Обработать материалы исследования и дать основные параметры в виде таблицы.

Таблица 2.2 - Основные параметры плоскоремненной передачи с зубчатым ремнем

Параметр	Единицы измерения	Значение параметров
1	2	3
Передаваемая мощность на вращающемся валу, P_1	кВт	

Продолжение табл. 2.2		
1	2	3
Модуль зубчатого ремня, m	мм	
Число зубьев ведущего шкива, z_1	-	
Число зубьев ведомого шкива, z_2	-	
Передаточное число передачи i	-	
Скорость ремня \mathcal{V}	м/с	
Диаметр делительной окружности d_1	мм	
Межосевое расстояние a	мм	
Длина ремня L_p	шагов	
Окружная сила F_t	Н	
Ширина ремня b	мм	
Радиальная сила, действующая на вал P_r	Н	
Ширина шкива B	мм	

Заключение:

Работу выполнил _____
(подпись)

_____ (дата)

РАБОТА 3.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАТЯНУТОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Объект работы: установки ДМ-23М и ДМ-30М.

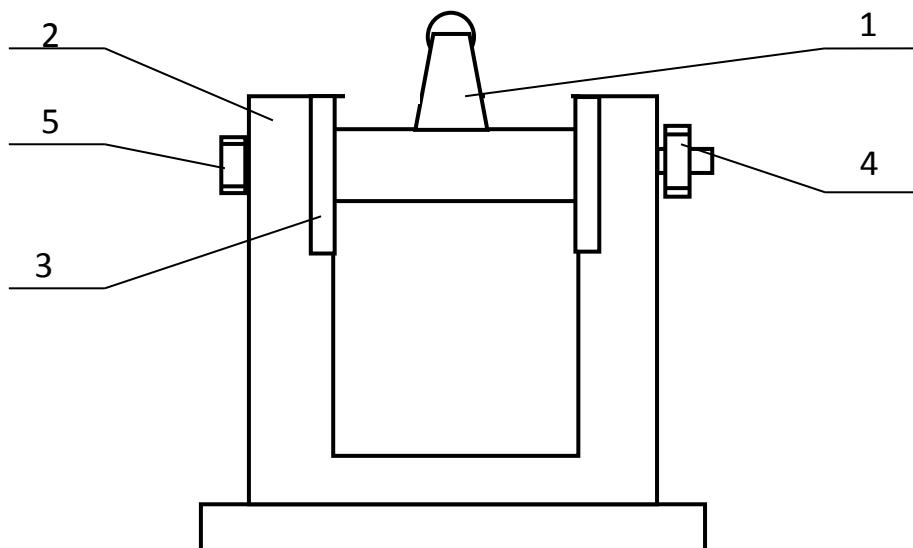


Рисунок 3.1. Установка ДМ-23М:

1 – упор; 2 – ползун; 3 – пластина; 4 – гайка; 5 – болт.

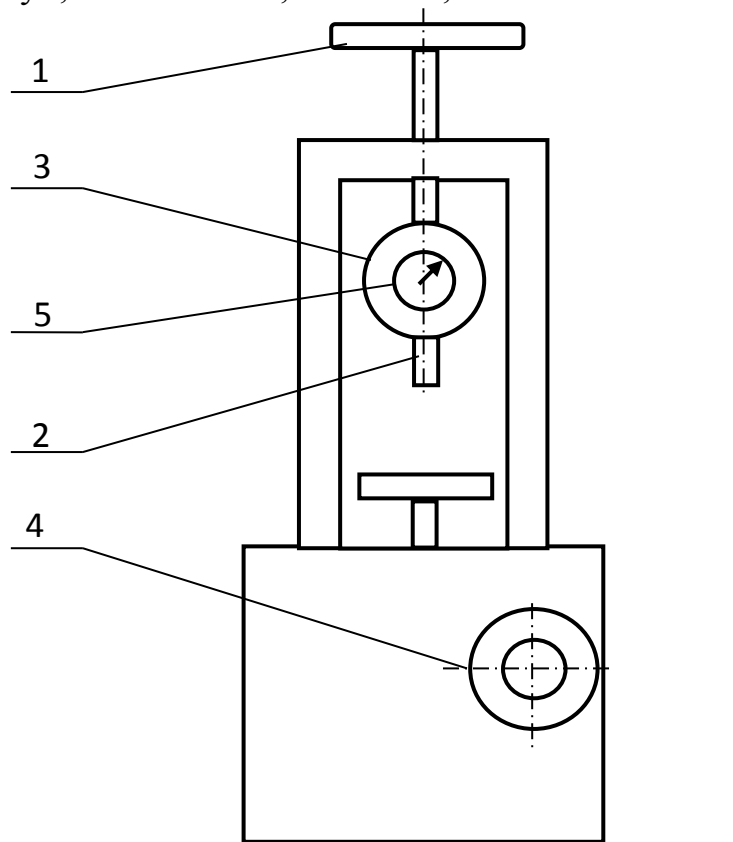


Рисунок 3.2. Установка ДМ – 30М:

1 – маховик большой; 2 – пуансон; 3 – динамометрическое кольцо; 4 – маховик малый; 5 – индикатор.

Цель работы: 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.

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

3. Научиться обрабатывать результаты эксперимента.

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

Теоретическая часть

По назначению резьбы делятся на крепежные, крепежно-уплотняющие и ходовые. Метрическая и дюймовая резьбы относятся к крепежным. Трубная цилиндрическая, трубная коническая, коническая дюймовая и круглая относятся к крепежно-уплотняющим. Ходовые резьбы (винтовой домкрат, ходовые пинты токарного станка) бывают прямоугольные, трапецеидальные, упорные.

Разрушение крепежных резьб - срез витков, ходовых - износ витков.

Равнопрочность резьбы и стержня - основные условия назначения высоты стандартных гаек.

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

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

2. Болт поставлен в отверстие с зазором. В этом случае затяжка болта должна обеспечить отсутствие сдвига деталей и вся поперечная сила компенсируется силой трений деталей в стыке. Установка ДМ-23М предназначена для определения величины силы затяжки болта, обеспечивающей необходимую силу трения деталей в стыке.

Расчетная часть

1. Задаться тремя величинами моментов затяжки в пределах шкалы динамометрического ключа по указанию преподавателя из табл. 3.1.

Таблица 3.1 - Величины моментов затяжки

Вариант	Величины моментов, Н · мм		
	T ₁	T ₂	T ₃
1	10	30	50
2	12	32	52
3	15	35	55
4	17	37	57
5	20	40	60

Определить силы затяжки по формуле

$$F_{зат} = \frac{T}{\frac{D_{ср}}{2}f + \frac{d_{ср}}{2}tg(\beta + \rho')}, \quad (3.1)$$

где T - момент затяжки, Н · мм;

$D_{ср}$ - средний диаметр опорного торца гайки, мм;

f - коэффициент трения;

$d_{ср}$ - средний диаметр резьбы, мм;

β - угол подъема резьбы, град;

ρ' - угол трения, град.

$$D_{ср} = \frac{D_1 + d_{отв}}{2} = \quad (\text{мм}), \quad (3.2)$$

где D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки, мм ($D_1 = 28,5$ мм для гайки М20 с размером под ключ 30мм);

$d_{отв}$ – диаметр отверстия под болт, мм ($d_{отв} = 21$ мм); $f = 0,15$ – сталь по стали без смазки.

$$d_{ср} = \frac{d + d_1}{2} = \quad (\text{мм}) \quad (3.3)$$

где d - диаметр выступов резьбы, мм ($d = 20$ мм);

d_1 - диаметр впадин резьбы, мм ($d_1 = 17,3$ мм при шаге $p = 2,5$ мм).

$$\beta = \arctg \frac{p}{\pi d_{ср}} = \quad (\text{град}) \quad (3.4)$$

где p - шаг резьбы, мм (для резьбы М20 с крупным шагом $p = 2,5$ мм).

$$\rho' = \arctg f' = \quad (\text{град}) \quad (3.5)$$

где f' - фиктивный (приведенный) коэффициент трения в резьбе.

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \quad (3.6)$$

где α - угол профиля резьбы (для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$).

Расчетные значения сил затяжки:

$$F_{зат1} = \quad (\text{Н});$$

$$F_{зат2} = \quad (\text{Н});$$

$$F_{зат3} = \quad (\text{Н}).$$

2. Определить теоретическое значение сил сдвига

$$F_{ст} = F_{зат} f i, \quad (3.7)$$

где i - число плоскостей трения ($i = 2$).

$$F_{cm1} = \quad (\text{Н});$$

$$F_{cm2} = \quad (\text{Н});$$

$$F_{cm3} = \quad (\text{Н}).$$

Экспериментальная часть

1. Ознакомиться с конструкцией установок ДМ-23М и ДМ-30М (рисунки 3.1. и 3.2).

2. Выбрать для опыта пластины и ползун одинаковой шероховатости и закрепить их в установке.

В комплект входят ползун и пластины с шероховатостями по параметру R_a : 2,5; 0,63 и 0,16 мкм.

3. По выбранным при расчете величинам моментов затяжки затянуть динамометрическим ключом гайку на указанную величину с повторением опытов по числу взятых при расчете. Необходимо следить, чтобы риска ползуна не вышла за пределы нижней риски на пластине, т. к. выберется зазор между ползуном и болтом и болт будет работать на смятие и срез.

4. Установить стрелку индикатора на 0.

5. Вращением большого маховика установки ДМ – 30М опустить пуансон, закрепленный на динамометрическом кольце, до останова стрелки индикатора динамометрического кольца. Ее остановка соответствует прекращению прироста нагрузки. В момент сдвига зафиксировать показание индикатора.

6. По тарировочному коэффициенту динамометрического кольца определить силу сдвига

$$F_{сз} = K\lambda; \quad (3.8)$$

где K — тарировочный коэффициент динамометрического кольца ($K=8\text{кН/мм}$);

λ — показание индикатора в момент сдвига деталей, мм.

$$F_{сз1} = \quad (\text{кН});$$

$$F_{сз2} = \quad (\text{кН});$$

$$F_{сз3} = \quad (\text{кН}).$$

На теоретическом графике построить экспериментальный график зависимости силы сдвига от момента затяжки (экспериментальные точки выделить треугольниками).

7. Сопоставить результаты эксперимента с расчетом и сделать заключение.

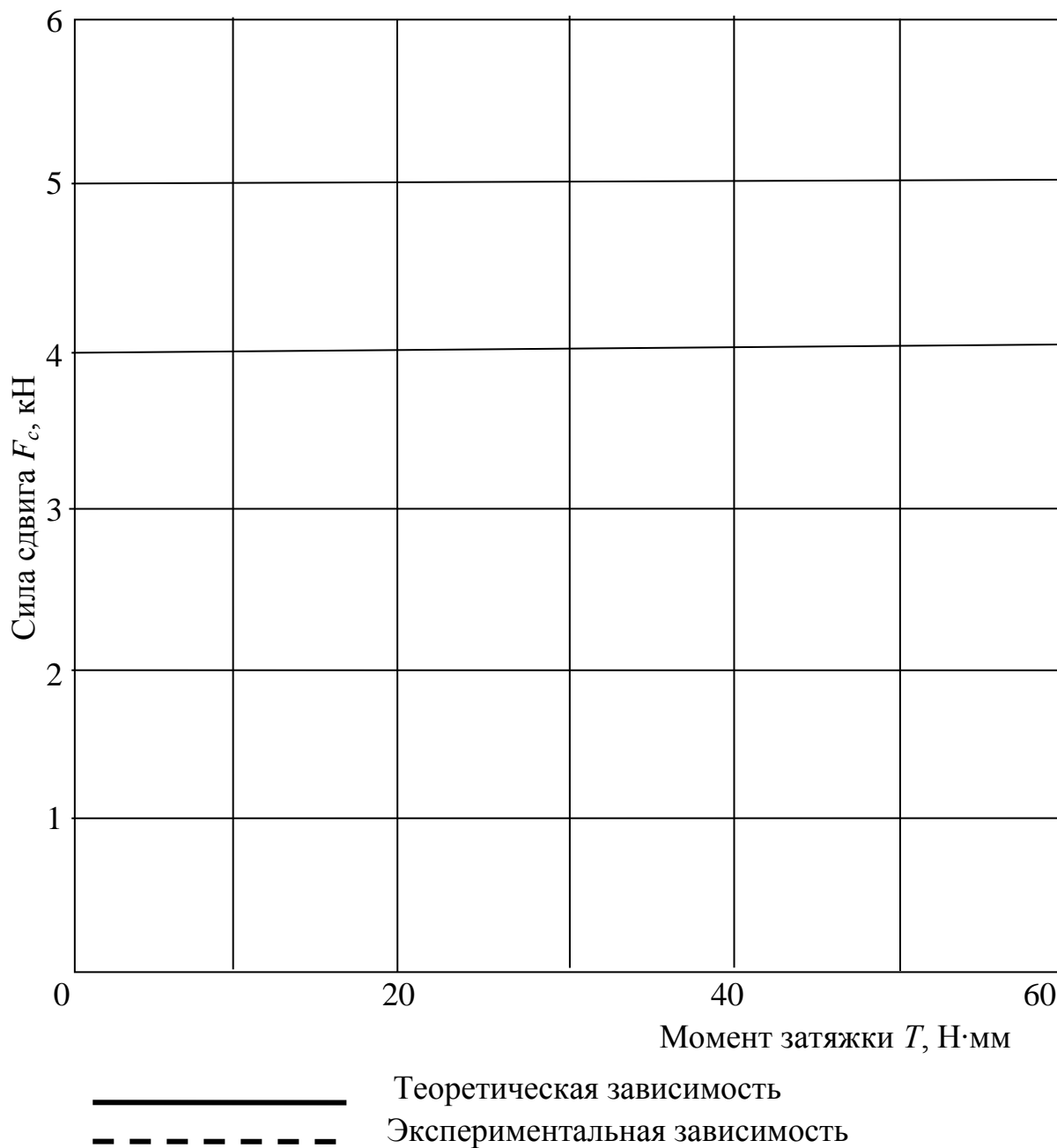


Рис. 3.3. График зависимости силы сдвига F_c от момента затяжки T

Заключение:

Работу выполнил _____
 (подпись)

_____ (дата)

РАБОТА 4

ИССЛЕДОВАНИЕ КЛЕММОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Объект работы: установки ДМ-24М и ДМ-30М.

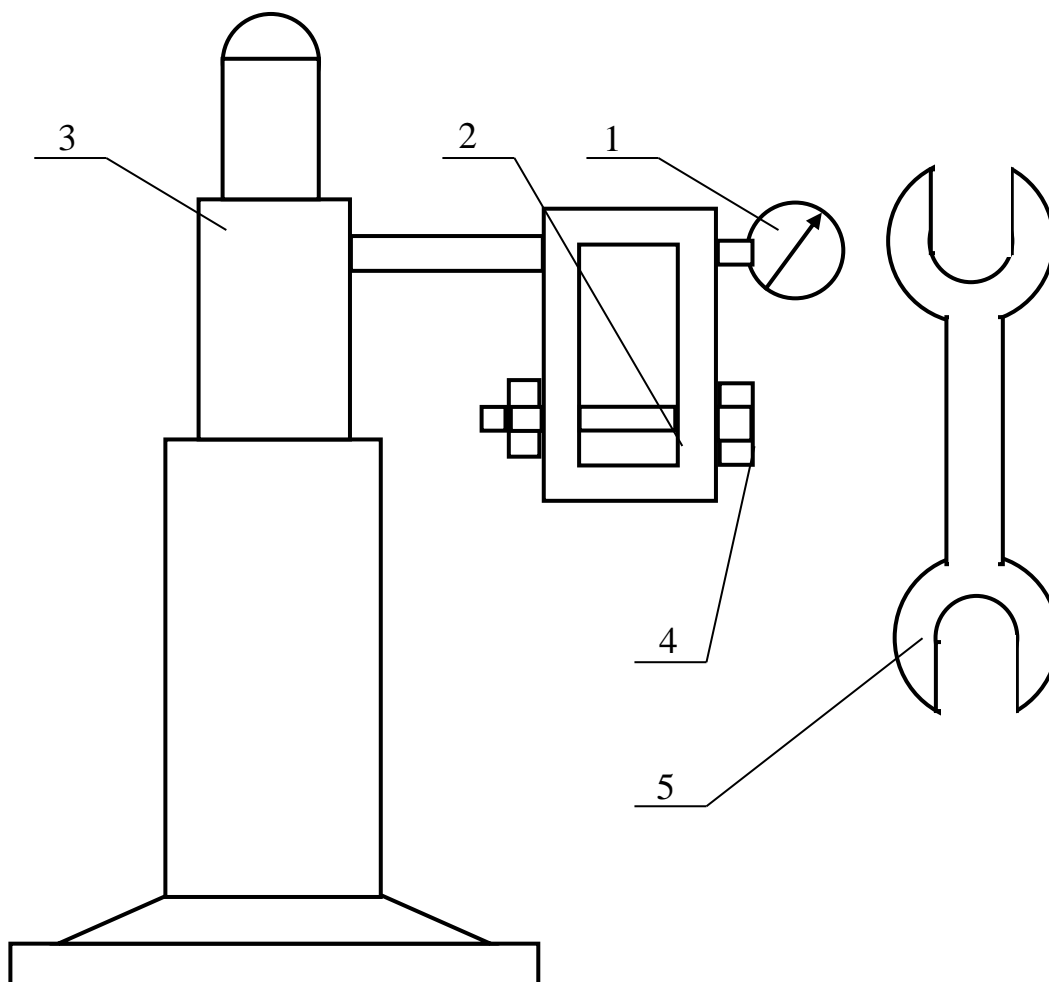


Рисунок 4.1. Установка ДМ-24М:

1 – индикатор; 2 – динамометрическая скоба; 3 – пуансон; 4 – болт; 5 – динамометрический ключ.

Цель работы: 1. Научиться теоретически рассчитывать величину осевой силы сдвига пуансона клеммы со ступицей, имеющей прорезь, при различных величинах затяжки болта.

2. Научиться экспериментальным путем на установках ДМ-24М и ДМ-30М определять силу сдвига пуансона клеммы при различных величинах затяжки болта.

3. Научиться обрабатывать результаты эксперимента.

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

Теоретическая часть

Клеммовое соединение служит для закрепления деталей на валах и осях. Затяжка болтов клеммы позволяет использовать силы трения и передавать как крутящий момент, так и осевую силу. Передача нагрузки только за счет сил трения недостаточно надежна, поэтому клеммовое соединение не применяется для больших нагрузок.

Клеммы могут быть со ступицей, имеющей прорезь (см. установку ДМ-24М), или с разъемной ступицей. Вторая дороже и тяжелее, но ее можно устанавливать в любом месте вала или оси.

Простота сборки и разборки, возможность регулировки взаимного расположения деталей и самопредохранение от перегрузок являются достоинством клеммового соединения.

Клеммовое соединение применяется в деталях передачи движения, например от педали акселератора к дроссельной заслонке двигателей внутреннего сгорания, в топливном насосе дизельных двигателей.

Установка ДМ-24М (в комплексе с установкой ДМ-30М) предназначена для экспериментального определения силы сдвига пуансона (вала) клеммы с прорезью и с одним болтом при различных величинах затяжки болта клеммы.

Расчетная часть

1. Задаться тремя величинами затяжки болта клеммы по указанию преподавателя из таблицы 4.1.

Таблица 4.1 - Величины сил затяжки.

Вариант	Сила затяжки, кН		
	F_1	F_2	F_3
1	1	3	5
2	1,25	3,25	5,25
3	1,5	3,5	5,5
4	1,75	3,75	5,75
5	2	4	6

2. Определить теоретические осевые силы, которые необходимы для сдвига пуансона клеммы при заданных величинах затяжки:

$$F_{cm} = \frac{2F \left(a + \frac{d}{2} \right)}{d} f, \quad (4.1)$$

где F – сила затяжки болта, кН;

d – диаметр пуансона клеммы, мм ($d = 50$ мм);

a – расстояние от оси болта до оси пуансона клеммы, мм ($a = 40$ мм);

f – коэффициент трения (сталь по стали без смазки $f = 0,15$).

$$F_{cm1} = \quad (\text{кН});$$

$$F_{cm2} = \quad (\text{кН});$$

$$F_{cm3} = \quad (\text{кН}).$$

3. Построить график теоретической зависимости (рисунок 4.2) силы сдвига от силы затяжки. Расчетные точки выделить кружочками.

Экспериментальная часть

1. Ознакомиться с конструкцией установок ДМ-24М и ДМ-30М (рис. 4.1).

2. Определить показания индикатора динамометрической скобы установки ДМ-24М, соответствующее заданным величинам затяжки,

$$\lambda_c = \frac{F}{K_c}, \quad (4.2)$$

где K_c – тарировочный коэффициент динамометрической скобы, кН/мм ($K_c = 55$ кН/мм).

$$\lambda_{c1} = \quad (\text{мм});$$

$$\lambda_{c2} = \quad (\text{мм});$$

$$\lambda_{c3} = \quad (\text{мм}).$$

3. Поставить установку ДМ-24М на стол установки ДМ-30М. Приподнять пуансон установки ДМ-24М на 15...20 мм и слегка закрепить болтом, чтобы пуансон не опускался под действием силы тяжести.

Вставить индикатор динамометрической скобы клеммы на 0 и затянуть болт до показания индикатора, равного λ_{c1} . Выставить индикатор динамометрического кольца установки ДМ-30М на 0. Вращением маховика установки ДМ-24М подвести ее пуансон к пуансону клеммы. Вращением малого маховика установки ДМ-30М нагрузить клемму до сдвига пуансона (до щелчка или прекращения движения стрелки индикатора). В момент сдвига зафиксировать показания индикатора. Операции повторить для показаний индикатора динамометрической скобы клеммы λ_{c2} и λ_{c3} .

4. Определить экспериментальную величину силы сдвига клеммы:

$$F_{c3} = K_k \lambda_k, \quad (4.3)$$

где K_k – тарировочный коэффициент динамометрического кольца, Н/мм ($K_k = 12$ кН/мм);

λ_k – показание индикатора в момент сдвига пуансона клеммы, мм.

$$F_{c31} = \quad (\text{Н});$$

$$F_{c32} = \quad (\text{Н});$$

$$F_{c33} = \quad (\text{Н}).$$

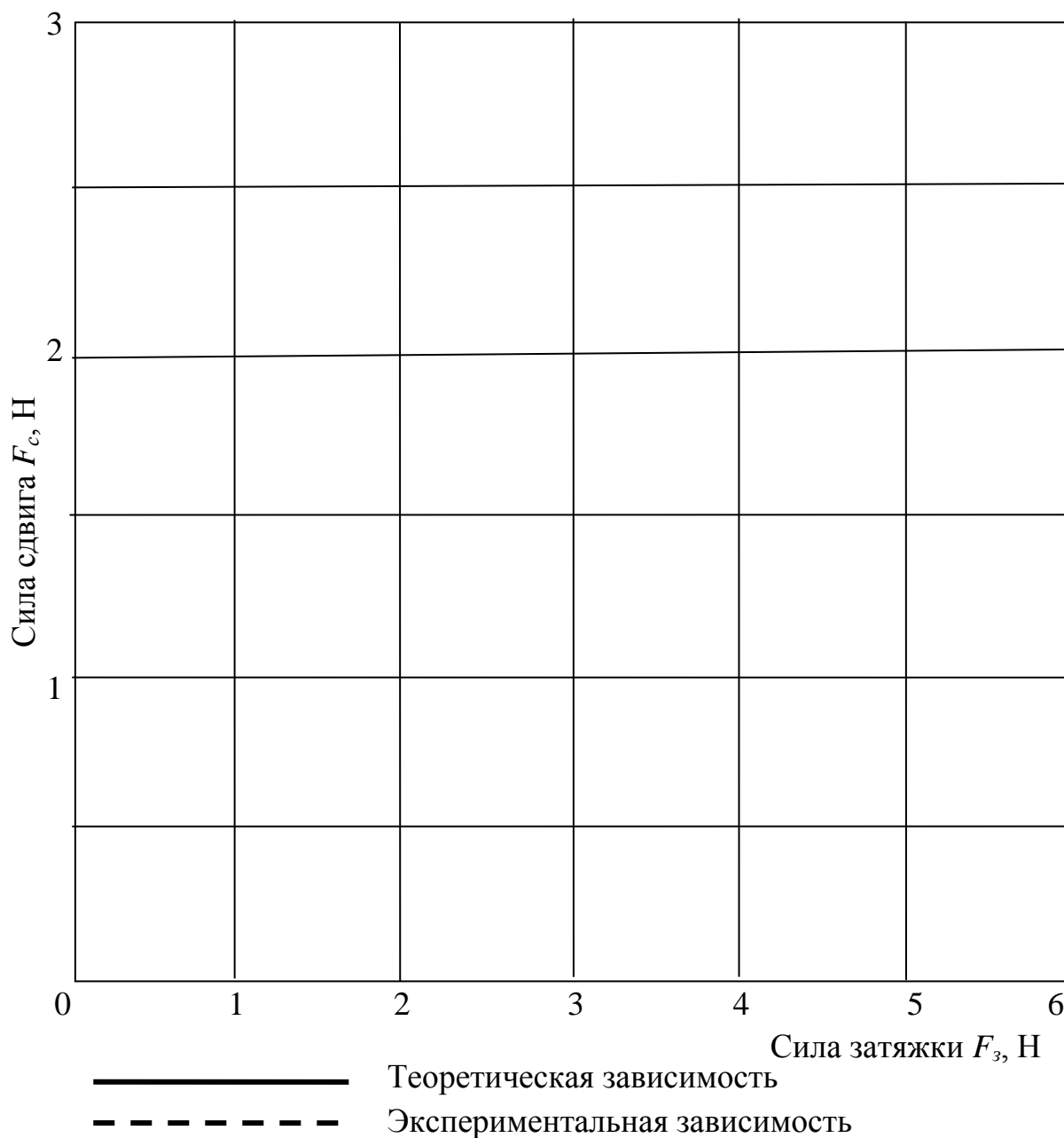


Рисунок 4.2. График зависимости силы сдвига F_c от силы натяжки.

5. Построить экспериментальный график зависимости силы сдвига от силы натяжки (на теоретическом графике рис. 4.2). Экспериментальные точки выделить треугольниками.

6. Сопоставить результаты эксперимента с расчетом и сделать заключение.

Заключение:

Работу выполнил _____
 (подпись)

_____ (дата)

РАБОТА 5

ИССЛЕДОВАНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ.

Объект работы: установка ДМ – 27М.

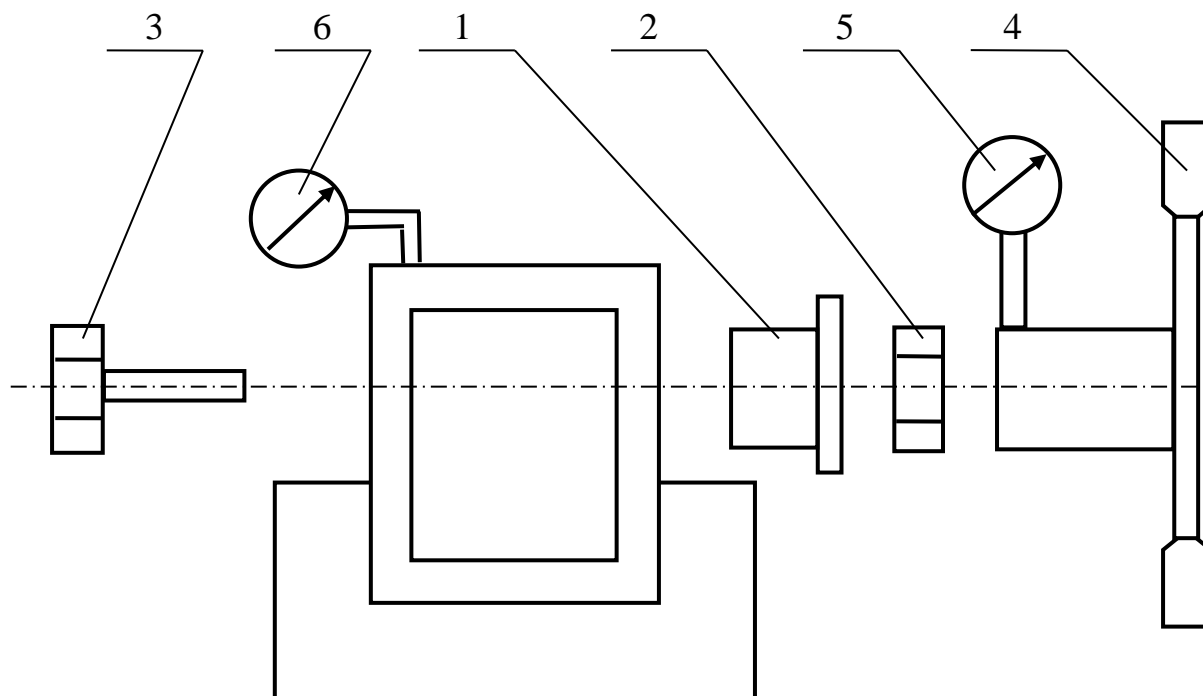


Рис. 5.1. Установка ДМ – 27М:

1 – шайба; 2 – гайка; 3 – болт; 4 – динамометрический ключ; 5 – индикатор динамометрической пружины установки.

Цель работы; 1. Научиться теоретически рассчитывать момент трения в резьбе при различных величинах затяжки болта.

2. Научиться теоретически рассчитывать момент трения на торце гайки при различных величинах затяжки болта.

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.

4. Научиться обрабатывать результаты эксперимента.

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

Теоретическая часть

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 путем, а экспериментально — 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.

Трение в резьбе можно уподобить ползуну, поднимающемуся по виткам резьбы, как по наклонной плоскости с уклоном

$$i = \frac{p}{\pi d_{cp}}, \quad (5.1)$$

где p — шаг резьбы;

d_{cp} — средний диаметр резьбы.

Равнодействующая силы затяжки и окружной силы, создаваемой при кручении гайки, отклонена от нормали этой условной наклонной плоскости на угол трения ρ , поэтому (см. ниже) берется

$$tg(\beta + \rho), \quad (5.2)$$

где β — угол подъема резьбы, град.

Установка ДМ-27М предназначена для экспериментального определения момента трения при помощи динамометрического ключа в резьбе (исключив трение на торце гайки за счет упорного шарикового подшипника) и общего момента трения в резьбе и на торце гайки.

Расчетная часть

1. По указанию преподавателя выбрать болт с гайкой для выполнения работы.

2. Задаться тремя значениями величин сил затяжки болта по указанию преподавателя из табл. 5.1.

Таблица 5.1 - Величины сил затяжки.

Вариант	Сила затяжки, кН		
	F_1	F_2	F_3
1	1	6	11
2	2	7	12
3	3	8	13
4	4	9	14
5	5	10	15

3. Определить теоретический момент трения в резьбе

$$T_{тр} = F \frac{d_{cp}}{2} tg(\beta + \rho'), \quad (5.3)$$

где F - сила тяжести, Н;

d_{cp} - средний диаметр резьбы, мм;

β - угол подъема резьбы, град;

ρ' - угол трения, град.

$$d_{\text{ср}} = \frac{d+d_1}{2} = \quad (\text{мм}) \quad (5.4)$$

где d - диаметр выступов резьбы, мм;

d_1 - диаметр впадин резьбы, мм.

$$\beta = \arctg g = \frac{\rho}{\pi d_{\text{ср}}} = \quad (\text{град}), \quad (5.5)$$

где ρ – шаг резьбы мм.

$$\rho' = \arctg f' = \quad (\text{град}), \quad (5.6)$$

где f' - фиктивный (приведенный) коэффициент трения в резьбе.

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \quad , \quad (5.7)$$

где α - угол профиля резьбы (для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$)

f – коэффициент трения ($f = 0,15$ - сталь по стали без смазки).

$$T_{TP1} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м}) ;$$

$$T_{TP2} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м});$$

$$T_{TP3} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м}).$$

4. Определить теоретический момент трения на торце гайки

$$T_{\text{ТГ}} = F \frac{D_{\text{ср}}}{2} f, \quad (5.8)$$

$$\text{где } D_{\text{ср}} = \frac{D_1 + d_{\text{отв}}}{2} = \quad (\text{мм}), \quad (5.9)$$

где D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки, мм;

$d_{\text{отв}}$ - диаметр отверстия под болт, мм.

$$T_{ТГ1} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м});$$

$$T_{ТГ2} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м}) ;$$

$$T_{ТГ3} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м}).$$

5. Определить суммарный теоретический момент трения в резьбе и на торце гайки:

$$T_{\text{тс}} = T_{\text{тр}} + T_{\text{г}}. \quad (5.10)$$

$$T_{\text{ТС1}} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м});$$

$$T_{\text{ТС2}} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м});$$

$$T_{\text{ТС3}} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м}).$$

6. Построить график теоретической зависимости (рисунок 5.2.) моментов трения в резьбе, на торце гайки и суммарного момента от силы затяжки (для отличия выполнить их разными цветами, расчетные точки выделить кружочками).

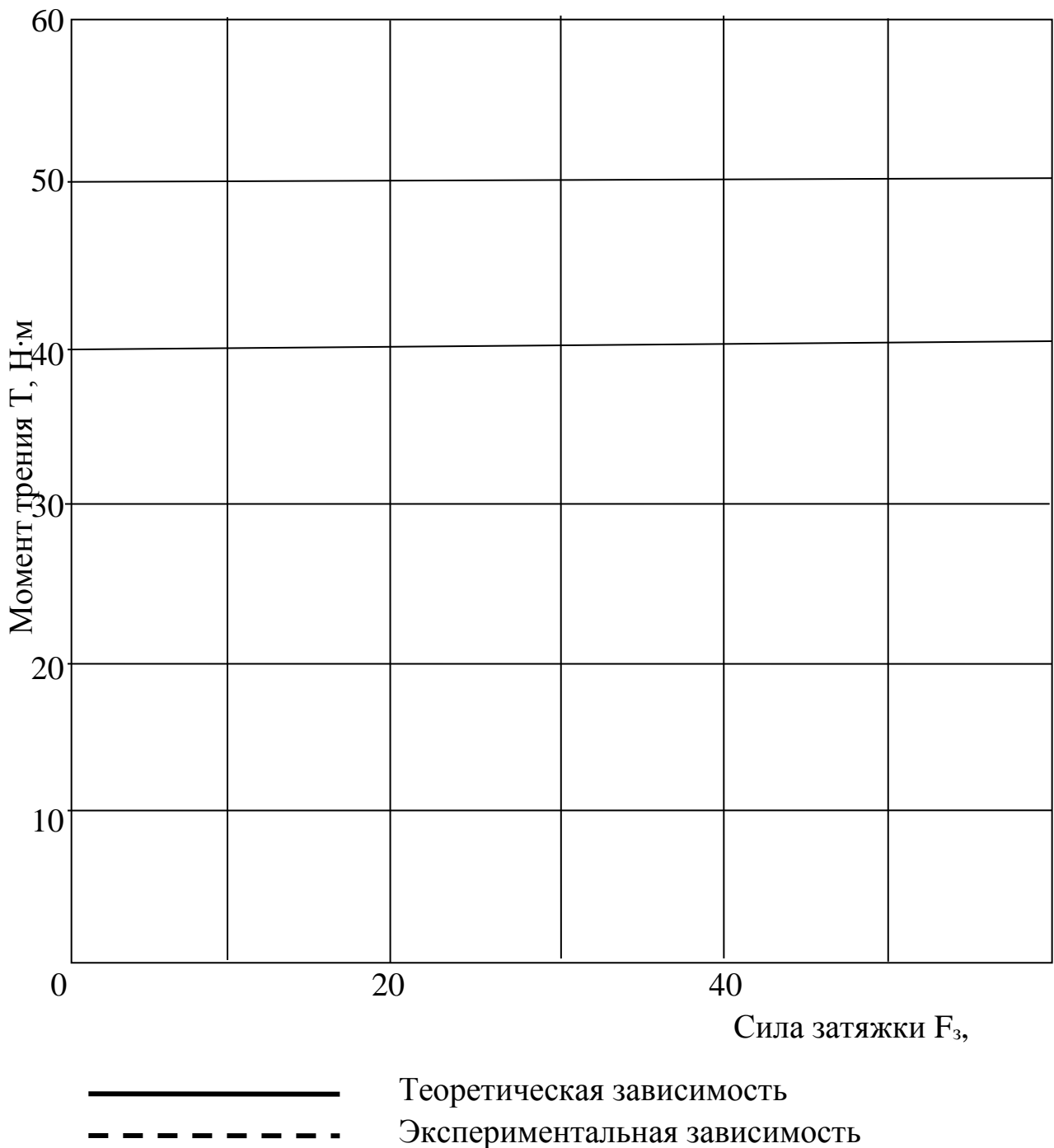


Рисунок 5.2. График зависимости момента трения T от силы затяжки F_3

- 1 – момент трения в резьбе;
- 2 – момент трения на торце гайки;
- 3 – суммарный момент трения;

Экспериментальная часть

1. Ознакомиться с конструкцией установки ДМ-27М (рисунок 5.1).
2. Выбранный болт с гайкой закрепить в установке ДМ-27М.
3. Определить показания индикатора динамометрической пружины установки ДМ-27М, соответствующие заданным величинам затяжки

$$\lambda_{II} = \frac{F}{K_{II}}, \quad (5.11)$$

где K_{II} — тарировочный коэффициент динамометрической пружины ($K_{II} = 23$ кН/мм);

$$\lambda_{II1} = \quad (\text{мм});$$

$$\lambda_{II2} = \quad (\text{мм});$$

$$\lambda_{II3} = \quad (\text{мм}).$$

4. Установить под гайку круглую шайбу без шипов, обеспечивающую упор на шарикоподшипник и позволяющую исключить момент трения на торце гайки.

5. Затянуть торсионным динамометрическим ключом гайку до показания индикатора динамометрической пружины λ_{II1} и зафиксировать показание индикатора динамометрического ключа. Эксперимент выполнить для показаний λ_{II2} и λ_{II3} .

6. Определить экспериментальный момент трения в резьбе:

$$T_{\text{эп}} = K_{\text{к}} \lambda_{\text{к}} \quad (5.12)$$

где $K_{\text{к}}$ — тарировочный коэффициент динамометрического ключа ($K_{\text{к}} = 24$ Н·м/мм);

$\lambda_{\text{к}}$ — показание индикатора динамометрического ключа, мм.

$$T_{\text{эп1}} = \quad (\text{Н} \cdot \text{м});$$

$$T_{\text{эп2}} = \quad (\text{Н} \cdot \text{м});$$

$$T_{\text{эп3}} = \quad (\text{Н} \cdot \text{м}).$$

7. Установить под гайку шайбу с шипами и определить суммарный экспериментальный момент трения в резьбе и на торце гайки, как и для резьбы

$$T_{\text{эс1}} = \quad (\text{Н} \cdot \text{м});$$

$$T_{\text{эс}2} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м});$$

$$T_{\text{эс}3} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м}).$$

8. Определить экспериментальный момент трения на торце гайки:

$$T_{\text{эз}} = T_{\text{эс}} - T_{\text{эп}}.$$

$$T_{\text{эз}1} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м});$$

$$T_{\text{эз}2} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м});$$

$$T_{\text{эз}3} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м}).$$

9. Построить экспериментальный график зависимости моментов трения от силы затяжки (на теоретическом графике). Экспериментальные точки выделить треугольниками.

10. Сопоставить результаты эксперимента с расчетом и сделать заключение.

Заключение:

Работу выполнил _____
(подпись)

(дата)

РАБОТА 6

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ, РЕГУЛИРОВКА ПО ПЯТНУ КОНТАКТА И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Объект работы: установка ДМ – 74 «Модель прямозубой конической передачи» (рисунок 6.1).

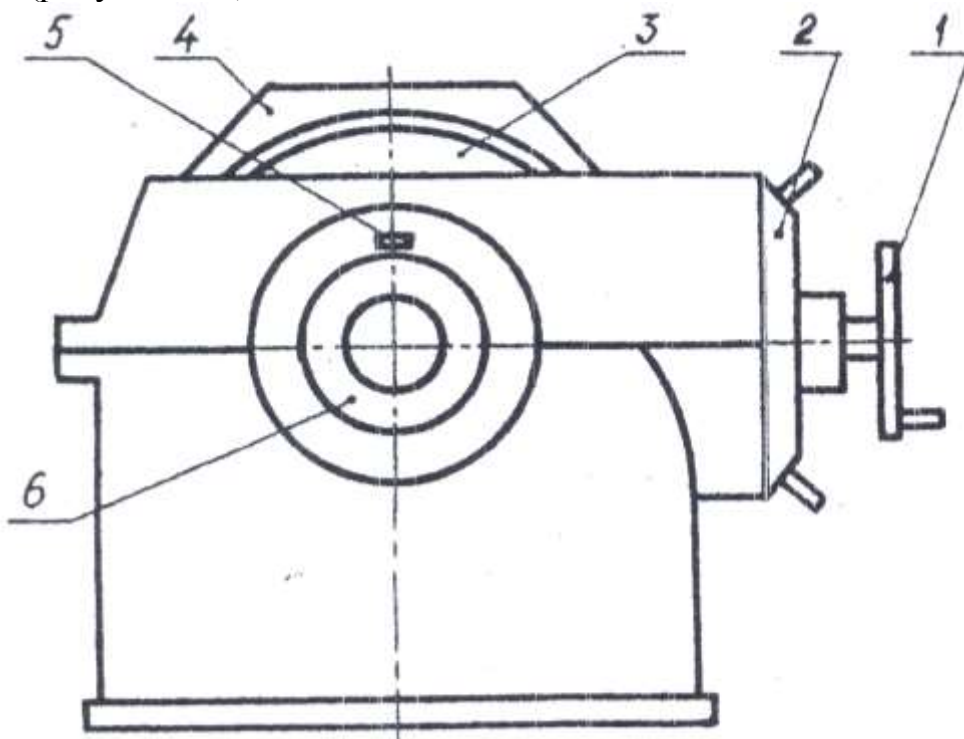


Рисунок 6.1. Установка ДМ – 74 «Модель прямозубой конической передачи»:

1 – маховичок для ручного вращения шестерни; 2 – маховичок для осевого перемещения шестерни; 3 – колесо; 4 – пластмассовый щиток; 5 – флажок для отсчета делений по шкале; 6 – гайка для осевого перемещения колеса и регулировки конических подшипников.

Цель работы: научиться регулировать коническую зубчатую передачу по пятну контакта и выполнять расчеты на прочность.

Теоретическая часть

1. Регулирование конической передачи по пятну контакта.

В конической передаче образующие (оси зубьев) и оси шестерни и колеса должны пересекаться в одной точке.

Регулировка конического зубчатого зацепления производится осевыми перемещениями шестерни и колеса.

При правильной регулировке пятно контакта должно располагаться как на рисунках 6.2.а и 6.2.б. На рисунке 6.2.а. показано пятно контакта без нагрузки или при малой нагрузке, на рисунке 6.2.б. – при полной нагрузке.

Если пятно контакта расположено на вершине зуба (рисунок 6.2.в), то необходимо шестерню придвинуть к колесу, если у основания зуба (рисунок 6.2.г), то шестерню нужно отодвинуть от колеса. Если пятно контакта расположено на узком конце зуба (рисунок 6.2.д), то колесо нужно отодвинуть от шестерни, если на широком конце зуба (рисунок 6.2.е), то колесо нужно придвинуть к шестерне.

Пятно контакта замеряется по длине и по высоте зуба (рисунок 6.3).

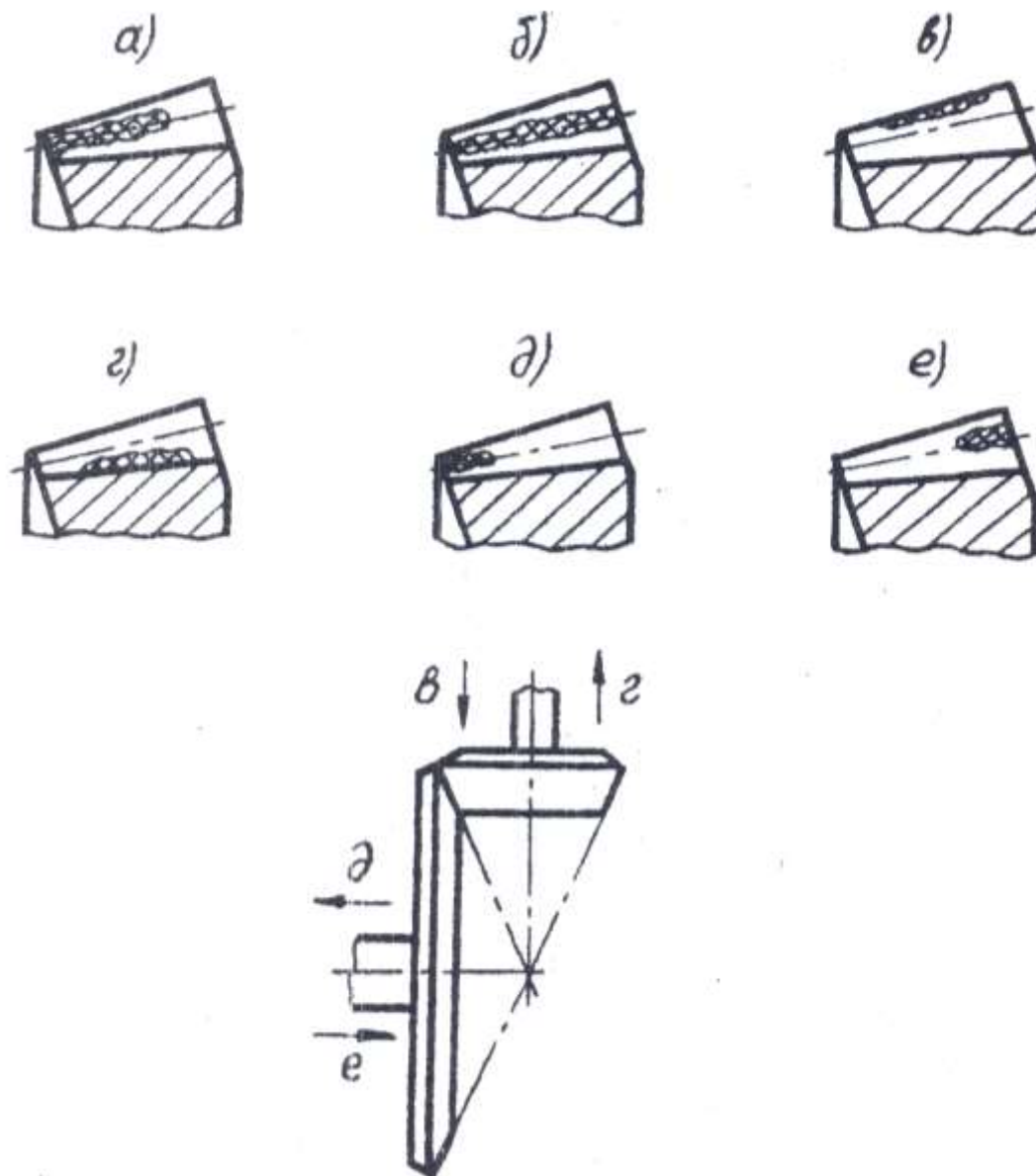


Рисунок 6.2. Пятно контакта зубьев конической передачи:

а – без нагрузки и при малой нагрузке; б – с полной нагрузкой; в – шестерню необходимо придвинуть к колесу; г – шестерню необходимо отодвинуть от колеса; д – колесо необходимо отодвинуть от шестерни; е – колесо необходимо придвинуть к шестерне.

Пятно контакта по длине зуба есть отношение расстояния между крайними точками следов прилегания за вычетом размеров, превосходящих величину модуля, к полной длине зуба:

$$\frac{d - c}{b} \cdot 100, \quad (6.1)$$

где d – расстояние между крайними точками пятна контакта, мм;

c – разрыв между пятнами контакта, мм;

b – длина зуба, мм.

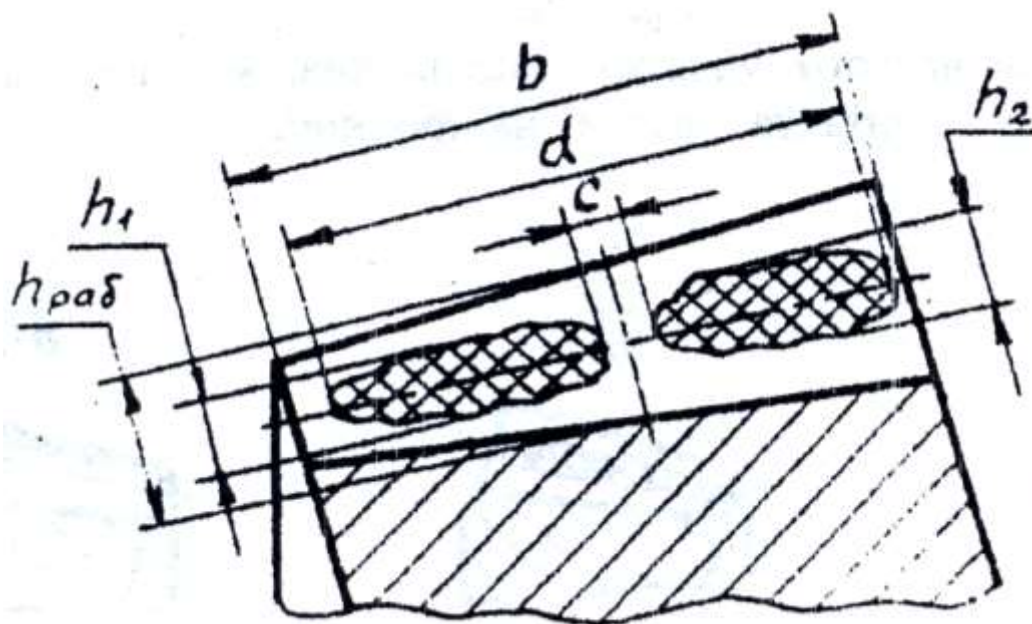


Рисунок 6.3. Измерение пятна контакта зубьев конической передачи.

Пятно контакта по высоте зуба есть отношение высоты пятна контакта на всей длине к рабочей высоте зуба в среднем сечении:

$$\frac{h_1}{h_{раб}} \cdot 100, \quad (6.2)$$

где h_1 – высота пятна контакта, мм (если $h_2 > h_1$, принимается h_2);

$h_{раб}$ – рабочая высота зуба в среднем сечении, мм.

Сборка и регулировка считается удовлетворительной, если размеры пятен контакта по высоте зуба не менее: для 1-го и 2-го классов точности – 40%, для 3-го 30%, для 4-го – 20%, а по длине зуба не менее: для 1-го и 2-го классов точности – 65%, для 3-го и 4-го – 50%.

2. Расчет на прочность.

Общие сведения

Контактные напряжения образуются в месте соприкосновения зубьев зубчатой передачи.

Превышение контактных напряжений над допускаемыми приводят к появлению вмятин, борозд, трещин или мелких раковин, которые способствуют ускоренному износу поверхности зуба.

На контактные напряжения рассчитывают закрытые зубчатые передачи, работающие в масляной ванне, т.к. в открытых зубчатых передачах контактные напряжения усталости не успевают накопиться из-за естественного износа поверхности зубьев.

Уменьшение габаритов (следовательно, стоимости и массы) передачи возможно за счет минимально возможного конусного расстояния.

Например, уменьшение конусного расстояния на 35% приводит к уменьшению массы передачи на 70%, а увеличение конусного расстояния на 30% увеличивает массу в 2,2 раза.

Повышение твердости поверхности зубьев за счет применения более высококачественных сталей и их закалки также способствует повышению допускаемых напряжений, а, следовательно, и уменьшению конусного расстояния.

Базовым числом циклов напряжений является такое число циклов, при котором кривая усталости материала при дальнейшем увеличении числа циклов почти не изменяется.

Накопление усталостных напряжений при постоянной нагрузке пропорционально числу циклов, а при переменной нагрузке возникает необходимость привести различные по величине напряжения к единой величине, т.е. определить эквивалентное число циклов напряжений. Производится это приведением к одному из моментов графика нагрузки с учетом продолжительности действия каждого момента.

С учетом эквивалентного и базового числа циклов определяется коэффициент долговечности.

Исходные данные

Шестерня и колесо изготовлены из стали 45 путем штамповки, термообработка – объемная закалка до твердости HRC 51 = HB 495, число рабочих дней в году – 250, передача неререверсивная, нагрузка постоянная, модуль $m = 4$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 16$, число зубьев колеса $z_2 = 48$, остальные исходные данные по вариантам (табл. 6.1).

Таблица 6.1 - Исходные данные о работе редуктора

Вариант	Срок службы в годах, t_e	Число часов работы в сутки, t_c	Частота вращения на выходе, $n_{вых}$ мин ⁻¹
1	5	8	250
2	6	7	400
3	7	6	600
4	8	5	800
5	9	4	950

Последовательность выполнения работы

1. Определение частоты вращения вала электродвигателя.

1.1. Требуемая частота вращения

$$n_{\partial в} = n_{вых} u = \quad (\text{мин}^{-1}), \quad (6.3)$$

где u – передаточное число червячного редуктора;

$n_{вых}$ – частота вращения выходного вала редуктора, мин^{-1} .

1.2. Передаточное число редуктора определяется по формуле

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \quad (6.4)$$

где z_1 – число зубьев шестерни;

z_2 – число зубьев колеса.

1.3. По каталогу принимаем асинхронную частоту вращения

$$n_{\partial вк} = \quad (\text{мин}^{-1}).$$

1.4. Отклонение частоты вращения от заданной

$$\frac{n_{\partial в}}{n_{\partial вк}} = \quad , \text{т.е.} \quad \% \quad (6.5)$$

2. Определение допустимого контактного напряжения.

При расчете контактных напряжений в конической прямозубой передаче определяется или конусное расстояние, или диаметр шестерни.

Исходная формула для определения контактных напряжений имеет вид:

$$\sigma_H = \frac{770}{d_{cp1}} \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot b \cdot u}} \leq [\sigma_H], \quad (6.6)$$

где d_{cp1} – средний диаметр шестерни ($d_{cp1} = 56$ мм);

T_1 – крутящий момент на шестерне, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки (для $HV > 350$ и конической шестерни с консольной нагрузкой $K_{H\beta} = 1,45$);

u – передаточное число;

b – длина зуба ($b = 27$ мм);

$[\sigma_H]$ – допустимое напряжение на контактную прочность, МПа.

Допускаемое напряжение на контактную прочность определяется по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL} = \quad (\text{МПа}), \quad (6.7)$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной усталости поверхности зубьев, МПа;

K_{HL} – коэффициент долговечности по контактным напряжениям;

S_H – коэффициент безопасности.

Предел контактной выносливости для объемной закалки и твердости HRC 51 определяется по формуле:

$$\sigma_{Hlimb} = 18HRC + 150 \quad (6.8)$$

Подставляем в формулу (7.8) значения величин

$$\sigma_{Hlimb} = \quad (\text{МПа}).$$

Коэффициент долговечности зависит от базового числа циклов и эквивалентного (для постоянной нагрузки фактического) числа циклов. Эквивалентное число циклов при постоянной нагрузке определяется по формуле:

$$N_{HE} = 60nt, \quad (6.9)$$

где n – частота вращения червячного колеса, мин^{-1} (принимается по каталогу);
 t – продолжительность работы передачи за расчетный срок службы, ч (см. исходные данные).

Продолжительность работы передачи

$$t = 250t_{\Gamma}t_c = \quad (\text{ч}). \quad (6.10)$$

Подставляя в формулу (6.9) значения величин:

$$N_{HE} = \quad (\text{циклов}).$$

Базовое число циклов зависит от твердости поверхности зубьев и определяется по графику (рисунок 7.2).

По графику $N_{HO} = \quad (\text{циклов}).$

Коэффициент долговечности по контактным напряжениям определяется по формуле:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_H}} \geq 1 \leq 2,4. \quad (6.11)$$

По формуле (7.11) $K_{HL} = 0,9$ при постоянной нагрузке.

Коэффициент безопасности S_H с однородной структурой металла $S_H=1,1$.

По формуле (6.7) $[\sigma_H] = \quad \text{МПа}.$

3. Определение крутящего момента по контактной прочности зубьев.

Преобразуем формулу (6.6) для определения крутящего момента на шестерне:

$$T_{H1} = \frac{0,85 \cdot b \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}{10^3 \left(\frac{770}{d_{cp1}} \right)^2 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}, \quad (6.12)$$

Подставляем в формулу (6.12) значения величин:

$$T_{H1} = \quad (\text{Н}\cdot\text{мм}).$$

4. Определение допускаемого напряжения на изгиб зубьев.

Исходная формула для определения напряжений изгиба прямых зубьев конических передач имеет вид:

$$\sigma_F = \frac{2Y_F \cdot T_1 \cdot 10^3}{0,85 z_1 \psi_{bd} m^3} \leq [\sigma_F], \quad (6.13)$$

где T_1 – крутящий момент на шестерне; Н·м;

σ_F – напряжение на изгиб зубьев, МПа;

z_1 – число зубьев шестерни;

ψ_{bd} – коэффициент ширины венца по начальному диаметру

$$(\psi_{bd} = \frac{27}{56} = 0,45);$$

Y_F – коэффициент формы зуба.

Допускаемое напряжение на изгиб определяется по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} K_{FL}, \quad (6.14)$$

где σ_{Flimb} – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа;

K_{FL} – коэффициент долговечности по напряжениям изгиба;

S_F – коэффициент безопасности (для штампованных заготовок $S_F = 1,7$).

Предел выносливости σ_{Flimb} определяется по формуле:

$$\sigma_{Flimb} = 1,35 HRC + 100. \quad (6.15)$$

Коэффициент долговечности для закаленных сталей определяется по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad (6.16)$$

Базовое число циклов на изгиб для сталей

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов $N_{FE} = N_{HE}$ определено ранее по формуле (6.9).

Подставляем в формулу (6.16) значения величин

$$K_{FL} = \quad .$$

По формуле (6.15)

$$\sigma_{F \text{ limb}} = \quad (\text{МПа}).$$

По формуле (6.14)

$$[\sigma_F] = \quad (\text{МПа}).$$

5. Определение крутящего момента по напряжениям изгиба зубьев.

Преобразовав формулу (6.13) для определения крутящего момента на шестерне

$$T_{F1} = \frac{0,85 z_1 \psi_{bd} m^3 [\sigma_F]}{2 \cdot 10^3 Y_F} \quad (6.17)$$

Коэффициент формы зуба определяется по графику (рисунок 8.3).

Эквивалентное число зубьев конической шестерни определяется по формуле

$$z_v = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad (6.18)$$

где z_1 – фактическое число зубьев шестерни;

δ_1 – угол конуса шестерни ($\delta_1 = 46^\circ$).

По формуле (6.18)

$$z_v = \quad .$$

По графику (см. рисунок 8.3) принимаем

$$Y_F = \quad .$$

По формуле (6.17)

$$T_{F1} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м}).$$

Сопоставляя полученные значения T_{H1} по формуле (6.12) и T_{F1} по формуле (6.17) принимаем меньшее.

Если $T_{H1} > T_{F1}$, то передача более нагружена по контактным напряжениям, если $T_{H1} < T_{F1}$, то передача более нагружена по напряжениям изгиба зубьев.

6. Определение мощности электродвигателя.

Мощность электродвигателя определяется по формуле

$$P_{\text{дв}} = \frac{T_{\text{дв}} n_{\text{двк}}}{9550} \quad (6.19)$$

Подставляем в формулу значения величин

$$P_{\text{дв}} = \quad (\text{кВт}).$$

Мощность, частота вращения и марка электродвигателя по каталогу:

$P =$ кВт; $n_{\text{двк}} =$ мин^{-1} ; марка:

Экспериментальная часть

1. Ознакомиться с конструкцией установки ДМ-74 «Модель конической зубчатой передачи».

Модель конической зубчатой передачи представляет собой одноступенчатый конический редуктор. Вращение шестерни производится маховичком 1. Осевое перемещение шестерни осуществляется вращением маховичка 2 со шкалой. Редуктор прикрыт пластмассовым щитком 4, который для нанесения краски (туши) снимается. Создание незначительной нагрузки на валу колеса производится фрикционным коническим тормозом. Гайки 6, расположенные с двух сторон редуктора, служат для осевого перемещения колеса 3 и для регулировки зазора в конических роликовых подшипниках колеса. На наружной стороне гаек 6 нанесена шкала с делениями, цена деления которой равна 0,01 мм при шаге резьбы 1 мм. Отсчет делений производится относительно флажка 5. Для вращения гаек предусмотрен вороток.

2. Перед регулировкой зацепления по пятну контакта следует ликвидировать зазор в роликовых конических подшипниках колеса вращением гаек 6 вручную, без применения воротка.

3. Вращением маховичка 2 установить шестерню так, чтобы визуально зубья шестерни и колеса находились в полном зацеплении. Если при этом маховичок 1 будет проворачиваться трудно, следует отвести колесо от шестерни.

4. Снять щиток 4 и протереть ветошью 5 зубьев колеса 3, отметить мелом протертые зубья. На зубья шестерни нанести тонкий слой краски (туши).

5. Прокрутить маховичок 1 на 3 оборота. При этом колесо сделает 1 оборот, и протертые зубья пройдут зону зацепления с шестерней.

6. Путем визуального наблюдения за пятнами контакта на зубьях регулировать зацепление в соответствии с рисунком 6.2. Следует иметь в виду, что при перемещении колеса 3 нужно сохранять первоначально отрегулированный зазор в конических роликовых подшипниках. Для этого, повернув гайку 6 с одной стороны на 0,25 оборота (25 делений шкалы), гайку с другой стороны повернуть в ту же сторону на эту величину.

7. После получения пятен контакта, как показано на рисунке 6.2.а. или 6.2.б., произвести замеры пятен контакта по длине и высоте 5 зубьев и данные замеров записать в табл. 6.2. Определить средние значения и занести в табл. 6.2.

По формуле (6.1) определить величину пятна контакта по длине зуба в % при $b = 27$ мм и средние значения.

По формуле (6.2) определить величину пятна контакта по высоте зуба в % при модуле $m = 4$ мм и средние значения.

8. Сопоставить полученные значения с рекомендуемыми, т.е. по высоте зуба $h = 20\%$, по длине зуба $b = 50\%$ для 4-го класса точности.

Таблица 6.2 - Данные замеров

Зубья	c , мм	d , мм	h_1 , мм	h_2 , мм
1				
2				
3				
4				
5				
Сумма				
Среднее значение				

Примечание: в практике часто используется метод пропускания через зацепление тонкой фольги или тонкой бумаги.

Заключение:

Работу выполнил _____
(подпись)

_____ (дата)

РАБОТА 7

ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА НА ОСНОВЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТРЕБОВАНИЙ ПУТЕМ РАСЧЕТА ЗУБЬЕВ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Объект работы: лабораторная установка по схеме (рисунок 7.1).

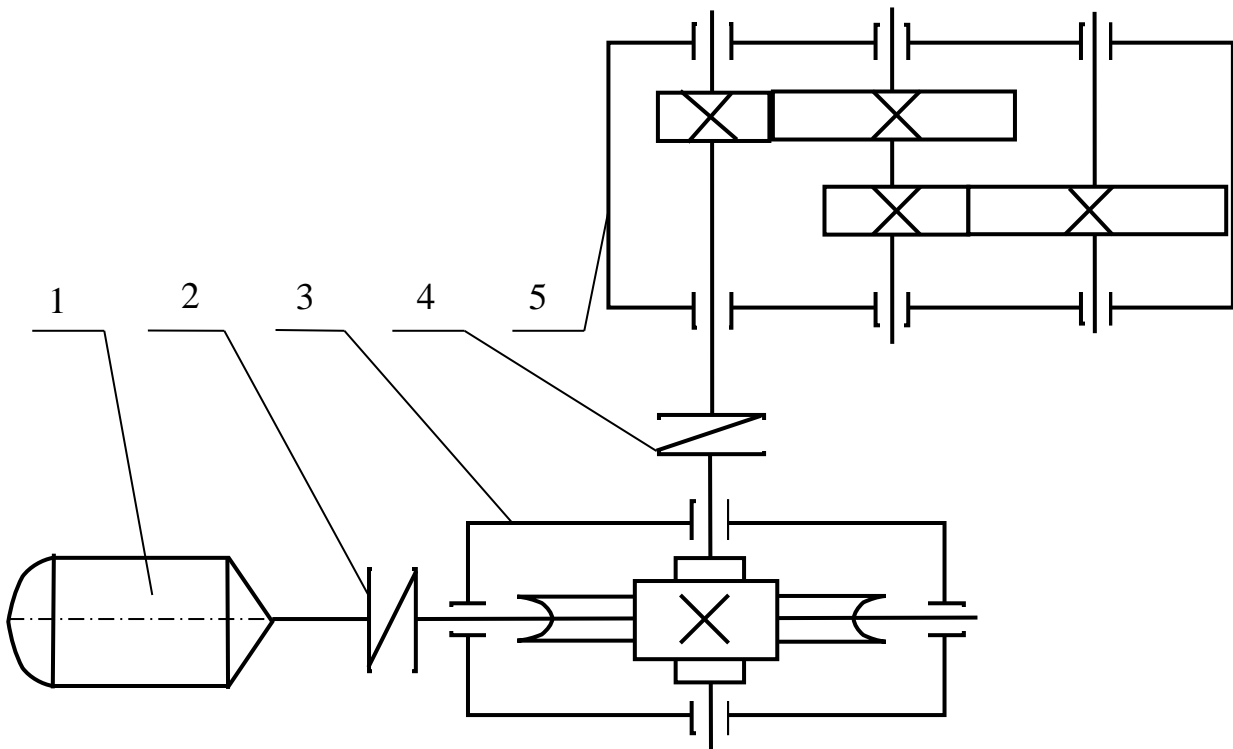


Рисунок 7.1. Схема лабораторной установки с цилиндрическим редуктором:

1 – электродвигатель; 2 – цепная муфта; 3 – червячный редуктор; 4 – упругая муфта; 5 – двухступенчатый редуктор с косозубыми колесами.

Цель работы: научиться в практических условиях подбирать электродвигатель для редуктора при известных его параметрах с целью получения наилучших энергосберегающих показателей.

Общие сведения

Контактные напряжения образуются в месте соприкосновения зубьев зубчатой передачи.

Превышение контактных напряжений над допустимыми приводят к появлению вмятин, борозд, трещин или мелких раковин, которые способствуют ускоренному износу поверхности зуба.

На контактные напряжения рассчитывают закрытые зубчатые передачи, работающие в масляной ванне, т.к. в открытых зубчатых передачах контактные напряжения усталости не успевают накопиться из-за естественного износа поверхности зубьев.

Расчет зубьев на контактную прочность базируется на формуле Герца, являющегося основоположником теории контактных напряжений.

Формула Герца имеет вид:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot 2E_1 E_2}{\rho_{np} \pi [E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2)]}}, \quad (7.1)$$

где q – удельная нагрузка на единицу длины зуба, Н/мм;

E_1 – модуль упругости материала шестерни, МПа;

E_2 – модуль упругости материала колеса, МПа;

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны поверхности зуба в полюсе зацепления, мм;

μ_1 – коэффициент Пуассона материала шестерни;

μ_2 – коэффициент Пуассона материала колеса.

Эта расчетная формула преобразуется для определения межосевого расстояния рассчитываемой пары (шестерня – колесо) или же для определения диаметров начальных окружностей шестерни и колеса.

Уменьшение габаритов (следовательно, стоимости и массы) передачи возможно за счет минимально возможного межосевого расстояния.

Например, уменьшение межосевого расстояния на 35% приводит к уменьшению массы передачи на 70%, а увеличение межосевого расстояния на 30% увеличивает массу в 2,2 раза.

Повышение твердости поверхности зубьев за счет применения более высококачественных сталей и их закалки также способствует повышению допускаемых напряжений, а, следовательно, и уменьшению межосевого расстояния.

При преобразовании формулы Герца получаются две неизвестные величины: межосевое расстояние и ширина шестерни, которая также влияет на контактную прочность. Поэтому для исключения одной неизвестной величины вводят коэффициенты: ширины шестерни по межосевому расстоянию

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a}, \quad (7.2)$$

где b – ширина шестерни, мм;

a – межосевое расстояние, мм.

или по диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d}, \quad (7.3)$$

где d – диаметр начальной окружности, мм.

Между ψ_{ba} и ψ_{bd} существует зависимость

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1), \quad (7.4)$$

где u – передаточное число.

Знак «+» для внешнего и знак «-» для внутреннего зацепления.

Величина ψ_{ba} выработана практикой и стандартизирована.

Базовым числом циклов напряжений является такое число циклов, при котором кривая усталости материала при дальнейшем увеличении числа циклов почти не изменяется.

Накопление усталостных напряжений при постоянной нагрузке пропорционально числу циклов, а при переменной нагрузке возникает необходимость привести различные по величине напряжения к единой величине, т.е. определить эквивалентное число циклов напряжений.

Производится это приведением к одному из моментов графика нагрузки с учетом продолжительности действия каждого из моментов графика.

С учетом эквивалентного и базового числа циклов определяется коэффициент долговечности.

Исходные данные

Шестерни изготовлены из стали 45, термообработка – объемная закалка до твердости HB 500, число рабочих дней в году – 250, передача – неререверсивная, нагрузка – постоянная, остальные исходные данные по вариантам (табл. 7.1).

Таблица 7.1 - Исходные данные о работе редуктора

Вариант	Срок службы в годах, t_c	Число часов работы в сутки, t_c	Частота вращения на выходе, $n_{вых}$ мин ⁻¹
1	5	8	1,5
2	6	7	2
3	7	6	2,5
4	8	5	3
5	9	4	3,5

Последовательность выполнения работы

1. Определение частоты вращения вала электродвигателя.

1.1. Требуемая частота вращения

$$n_{дв} = n_{вых} u_{общ} = \quad (7.5)$$

где $u_{общ}$ – общее передаточное число привода;

$n_{вых}$ – частота вращения выходного вала редуктора, мин⁻¹.

1.2. Общее передаточное число

$$u_{общ} = u_1 u_2 = \quad (7.6)$$

где u_1 – передаточное число быстроходной пары;

u_2 – передаточное число тихоходной пары;

u_c – передаточное число червячного редуктора (по паспорту $u_c = 20,5$).

1.3. Передаточное число по ступеням:

$$\text{быстроходной } u_1 = \frac{z_2}{z_1} = \quad ; \quad (7.7)$$

$$\text{тихоходной } u_2 = \frac{z_4}{z_3} = \quad ; \quad (7.8)$$

где z_1 и z_2 – число зубьев шестерни и колеса быстроходной пары;
 z_3 и z_4 – то же тихоходной пары (определяются подсчетом).

1.4. По каталогу принимаем асинхронную частоту вращения

$$n_{\text{двк}} = \quad \text{мин}^{-1}.$$

1.5. Отклонение частоты вращения от заданной

$$\frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{двк}}} = \quad , \text{ т.е. } \quad \% . \quad (7.9)$$

2. Определение мощности электродвигателя.

2.1. Формула для определения межосевого расстояния шестерни и колеса при расчете на контактную прочность имеет вид:

$$a = K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u_1^2 [\sigma_H]^2 \psi_{ba}}} \quad (7.10)$$

Учитывая, что в стандартном редукторе быстроходная и тихоходная пары рассчитаны на одну и ту же передаваемую мощность, можно определить крутящий момент на валу колеса, передаваемый только одной парой, например быстроходной.

2.2. Преобразуем предыдущую формулу в формулу для определения крутящего момента:

$$T_2 = \frac{u_1^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}{K_{H\beta}} \left[\frac{a_w}{K_a (u_1 + 1)} \right]^3, \quad (7.11)$$

где T_2 – крутящий момент на валу колеса быстроходной пары, Н·м;

u_1 – передаточное число быстроходной пары;

ψ_{ba} – коэффициент ширины шестерни;

$[\sigma_H]$ – допускаемое напряжение на контактную прочность, МПа;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную прочность;

a_w – межосевое расстояние быстроходной пары, мм;

K_a – обобщенный коэффициент.

2.3. Определим входящие в формулу величины.

Передаточное число u_1 определено ранее.

Коэффициент ширины шестерни

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w} = \quad , \quad (7.12)$$

где b – ширина шестерни, мм (определяется замером);

a_w – межосевое расстояние быстроходной пары, мм (определяется замером).

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL} = \quad (\text{МПа}), \quad (7.13)$$

где σ_{Hlimb} – предел усталости, МПа;

K_{HL} – коэффициент долговечности;

S_H – коэффициент безопасности.

Предел усталости при твердости НВ 500 или HRC 51 определяется:

$$\sigma_{Hlimb} = 18HRC + 150 = \quad (\text{МПа}). \quad (7.14)$$

Коэффициент долговечности определяется:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_H}} = \quad , \quad (7.15)$$

где N_{HO} – базовое число циклов определяется по графику (рисунок 7.2);

N_H – фактическое число циклов.

Фактическое число циклов напряжений при постоянной нагрузке определяется:

$$N_H = 60cn_1t = \quad , \quad (7.16)$$

где c – число зацеплений рассматриваемого зуба шестерни за один оборот (для рассматриваемого редуктора $c = 1$);

n_1 – частота вращения вала шестерни, мин⁻¹;

t – срок службы передачи.

$$n_1 = \frac{n_{\partial\partial}}{u_{\psi}} = \quad (\text{мин}^{-1}), \quad (7.17)$$

$$t = 250t_{\Gamma}t_c = \quad (\text{ч}). \quad (7.18)$$

Коэффициент безопасности при объемной закалке $S_H = 1,1$.

2.4. Коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную прочность определяется по графику (рисунок 7.3).

$$K_{H\beta} =$$

Обобщенный коэффициент для косозубых передач $K_a = 430$.

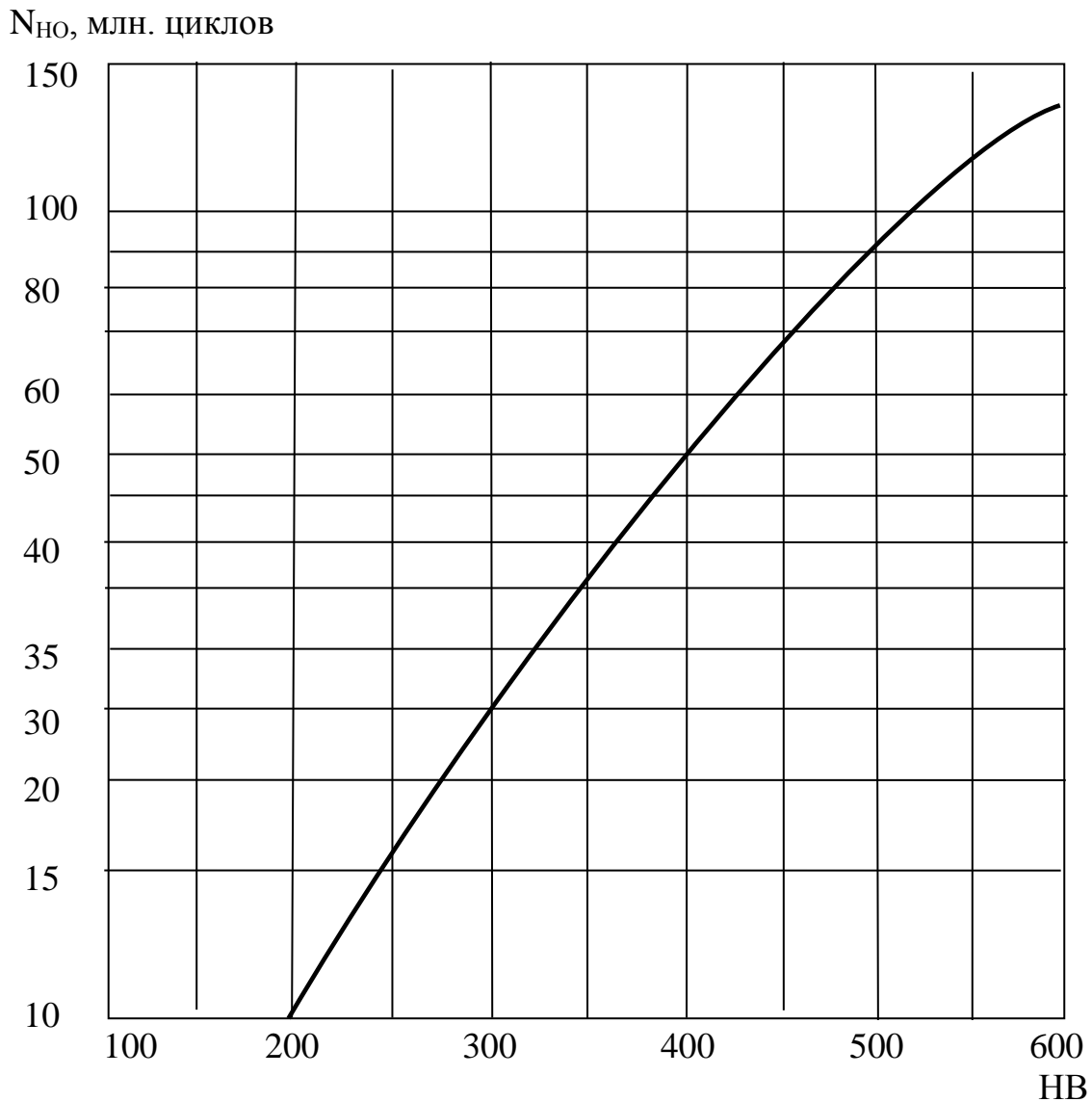


Рисунок 7.2. Зависимость базового числа циклов от твердости рабочей поверхности зубьев.

Крутящий момент на валу колеса быстроходной пары

$$T_2 =$$

Крутящий момент на валу электродвигателя

$$T_{\partial\partial} = \frac{T_2}{u_1 u_c \eta_{\partial} \eta_n^3 \eta_y \eta_u \eta_c} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м}), \quad (7.19)$$

где η_{∂} – КПД быстроходной пары редуктора ($\eta_{\partial} = 0,98$);

η_n – КПД пары подшипников ($\eta_n = 0,99$);

η_y и η_u – КПД упругой и цепной муфт ($\eta_y = \eta_u = 0,99$);

u_1 и u_c – передаточное число быстроходной пары и червячного редуктора (определены ранее).

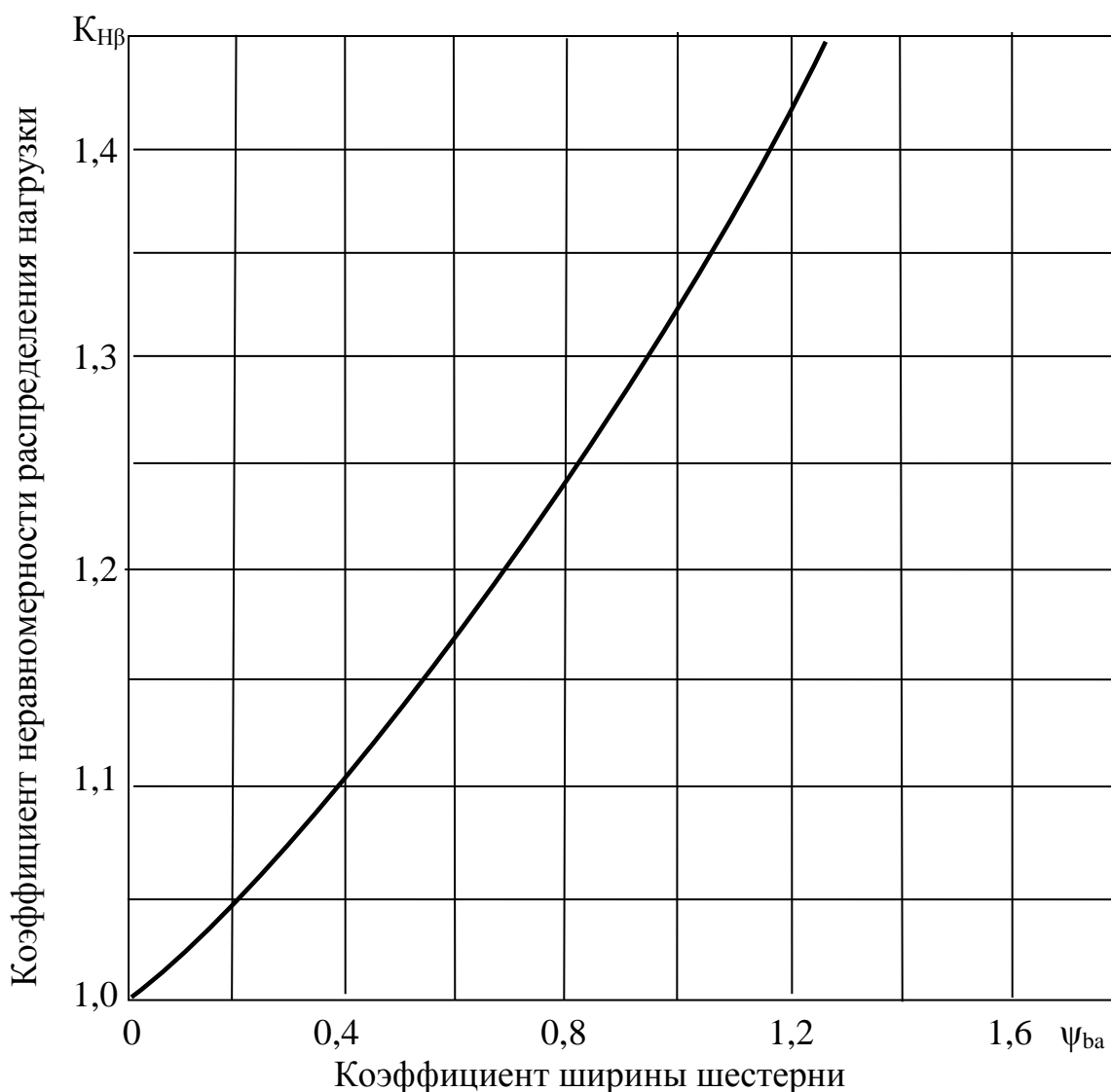


Рисунок 7.3. Зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки от коэффициента ширины шестерни для заданных твердости HB 500 и схемы редуктора.

Мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{T_{\text{дв}} n_{\text{двк}}}{9550} = \quad (\text{кВт}). \quad (7.20)$$

Заключение: Мощность и марка электродвигателя по каталогу.

Работу выполнил _____
(подпись)

_____ (дата)

РАБОТА 8

ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА НА ОСНОВЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТРЕБОВАНИЙ ПУТЕМ РАСЧЕТА ЗУБЬЕВ НА ИЗГИБ

Объект работы: лабораторная установка по схеме (рисунок 8.1).

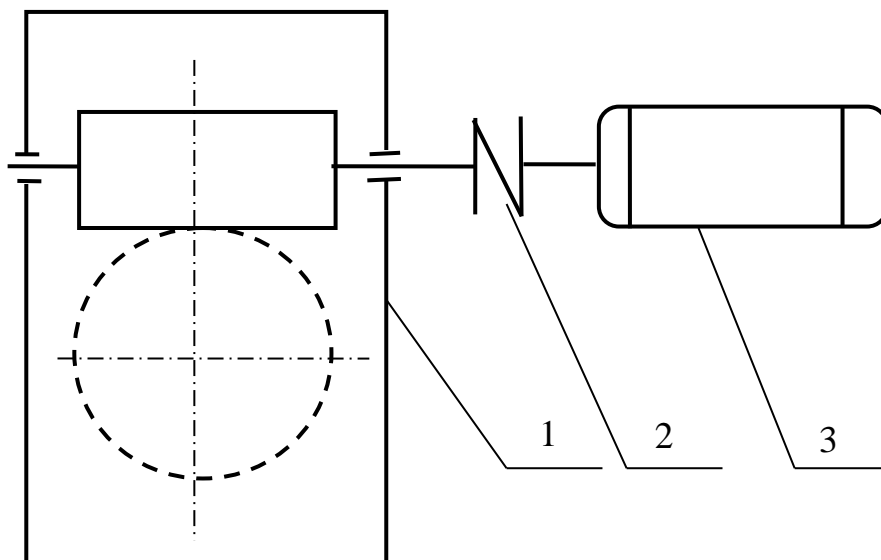


Рисунок 8.1. Схема лабораторной установки с червячным редуктором:

1 – червячный редуктор; 2 – муфта; 3 – электродвигатель.

Цель работы: научиться, в практических условиях подбирать электродвигатель для редуктора при известных его параметрах с целью получения наилучших энергосберегающих показателей.

Общие сведения

В червячной передаче червяки изготавливаются из углеродистых или легированных сталей с соответствующей термообработкой, а червячные колеса чаще всего из бронзы, реже из чугуна.

С целью экономии из бронзы изготавливаются зубчатый венец, а ступица – из стального или чугунного литья.

Как в зубчатой, так и в червячной передаче межосевое расстояние определяется расчетом на контактную прочность, а расчетом на изгиб зуба червячного колеса определяется его модуль. Чем больше модуль, тем крупнее, а, следовательно, и прочнее зуб.

По своей форме зуб червячного колеса прочнее зуба косозубого колеса примерно на 30%, т.к. зуб имеет дуговую форму, которая вызывает как бы положительное смещение при нарезании зуба во всех сечениях, кроме среднего.

При проектном расчете червячной передачи на изгиб зубьев определяется модуль как основной параметр, определяющий размеры зуба червячного колеса.

$$m = \sqrt[3]{1,5 y_{F2} K_{F\beta} K_{Fv} \frac{T_2 \cos \gamma}{q z_2 [\sigma_{F2}]}}. \quad (8.1)$$

Расшифровка входящих в формулу значений приведена ниже.

Коэффициент полезного действия червячной передачи зависит в основном от числа заходов червяка, а также от шероховатости поверхностей трения.

Число заходов червяка	1	2	3
η	0,7 – 0,75	0,75 – 0,82	0,82 – 0,87

Как видим, 25 – 30% мощности (при однозаходном червяке) идет на нагрев передачи, поэтому червячные передачи рассчитываются на нагрев и применяются специальные мероприятия по улучшению отвода тепла (ребристые корпуса, искусственный обдув воздухом, охлаждение масла и др.).

Исходные данные

Венец червячного колеса изготовлен из бронзы БРОФ 10-1 ($\sigma_B = 200$ МПа, $\sigma_T = 120$ МПа), число рабочих дней в году – 250, передача – неревверсивная, нагрузка – постоянная, остальные исходные данные по вариантам (табл. 8.1).

Таблица 8.1 - Исходные данные о работе редуктора

Вариант	Срок службы в голах, t_r	Число часов работы в сутки, t_c	Частота вращения на выходе, $n_{\text{вых}}$ мин ⁻¹
1	6	7	60
2	7	6	45
3	8	5	40
4	9	4	25
5	10	3	20

Последовательность выполнения работы

1. Определение частоты вращения вала электродвигателя.

1.1. Требуемая частота вращения

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{вых}} u = \quad (\text{мин}^{-1}), \quad (8.2)$$

где u – передаточное число червячного редуктора.

1.2. Передаточное число редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \quad (8.3)$$

где z_1 – число заходов червяка (определяется визуально);

z_2 – число зубьев колеса (определяется подсчетом).

1.3. По каталогу принимаем асинхронную частоту вращения

$$n_{\text{двк}} = \quad (\text{мин}^{-1}).$$

1.4. Отклонение частоты вращения от заданной

$$\frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{двк}}} = \quad , \text{т.е.} \quad \% \quad (8.4)$$

2. Определение мощности электродвигателя.

2.1. Формула для определения напряжений изгиба в зубе червячного колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{1,5Y_{F2}K_{F\beta}K_{Fv} \cos \gamma \cdot T_2}{d_1 d_2 m} \quad (8.5)$$

2.2. Преобразуем формулу для определения крутящего момента:

$$T_2 = \frac{d_1 d_2 m [\sigma_{F2}]}{1,5Y_{F2}K_{F\beta}K_{Fv} \cos \gamma} \quad (8.6)$$

где d_1 и d_2 – диаметры начальных окружностей червяка и колеса, мм;

m – модуль, мм;

$[\sigma_{F2}]$ – допускаемое напряжение изгиба зуба колеса, МПа;

Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса;

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки;

K_{Fv} – коэффициент динамичности нагрузки;

γ – угол подъема резьбы червяка, град.

2.3. Определим входящие в формулу величины.

Модуль зацепления

$$m = \frac{h}{2,25} = \quad (\text{мм}), \quad (8.7)$$

где h – высота зуба, мм (определяется замером).

После вычисления модуль уточняется по стандарту. Для червяков и червячных колес червячных передач модули стандартизированы по ГОСТ 19672-74: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; мм (частичное извлечение).

Диаметр наружной окружности червяка

$$d_1 = d_{a1} - 2m = \quad (\text{мм}), \quad (8.8)$$

где d_{a1} – наружный диаметр червяка, мм (определяется замером).

Коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{d_1}{m} = \quad (8.9)$$

После определения q уточняется по ГОСТ 19672-74: 1-й ряд – 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; мм. 2-й ряд – 7,1; 9; 11,2; 14; 18; 22,4 мм (1-й ряд предпочтительнее).

Уточненное значение

$$q =$$

Уточненные диаметры начальных окружностей червяка и червячного колеса:

$$d_1 = qm = \quad (\text{мм}), \quad (8.10)$$

$$d_2 = z_2 m = \quad (\text{мм}). \quad (8.11)$$

Допускаемое напряжение изгиба зуба колеса для неревверсивной передачи

$$[\sigma_{F2}] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B)K_{FL}. \quad (8.12)$$

2.3.5.1. Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_F}} = \quad (8.13)$$

Базовое число циклов $N_{FO} = 10^6$.

$$\text{Фактическое число циклов } N_F = 60n_2t = \quad (8.14)$$

Частота вращения червячного колеса

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \quad (\text{мин}^{-1}). \quad (8.15)$$

$$\text{Общее время работы передачи } t = 250t_T t_c = \quad (\text{ч}).$$

где t_c – время работы передачи в сутки, ч;

t_T – срок службы в годах.

$$[\sigma_{F2}] = \quad (\text{МПа}).$$

Угол подъема резьбы червяка γ принимаем по графику (рисунок 8.2.).

$$\gamma = \quad (\text{град}).$$

Коэффициент V_{F2} формы зуба червячного колеса зависит от эквивалентного числа зубьев, которое определяется

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \quad (8.16)$$

Далее по графику (рисунок 8.3.) определяется $V_{F2} =$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{F\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right) \cdot (1 - \chi) = \quad (8.17)$$

где θ – коэффициент деформации червяка;

χ – коэффициент, учитывающий характер нагрузки (при постоянной нагрузке $\chi = 1$).

Коэффициент деформации червяка θ определяется по графику (рисунок 8.4).

$$\theta =$$

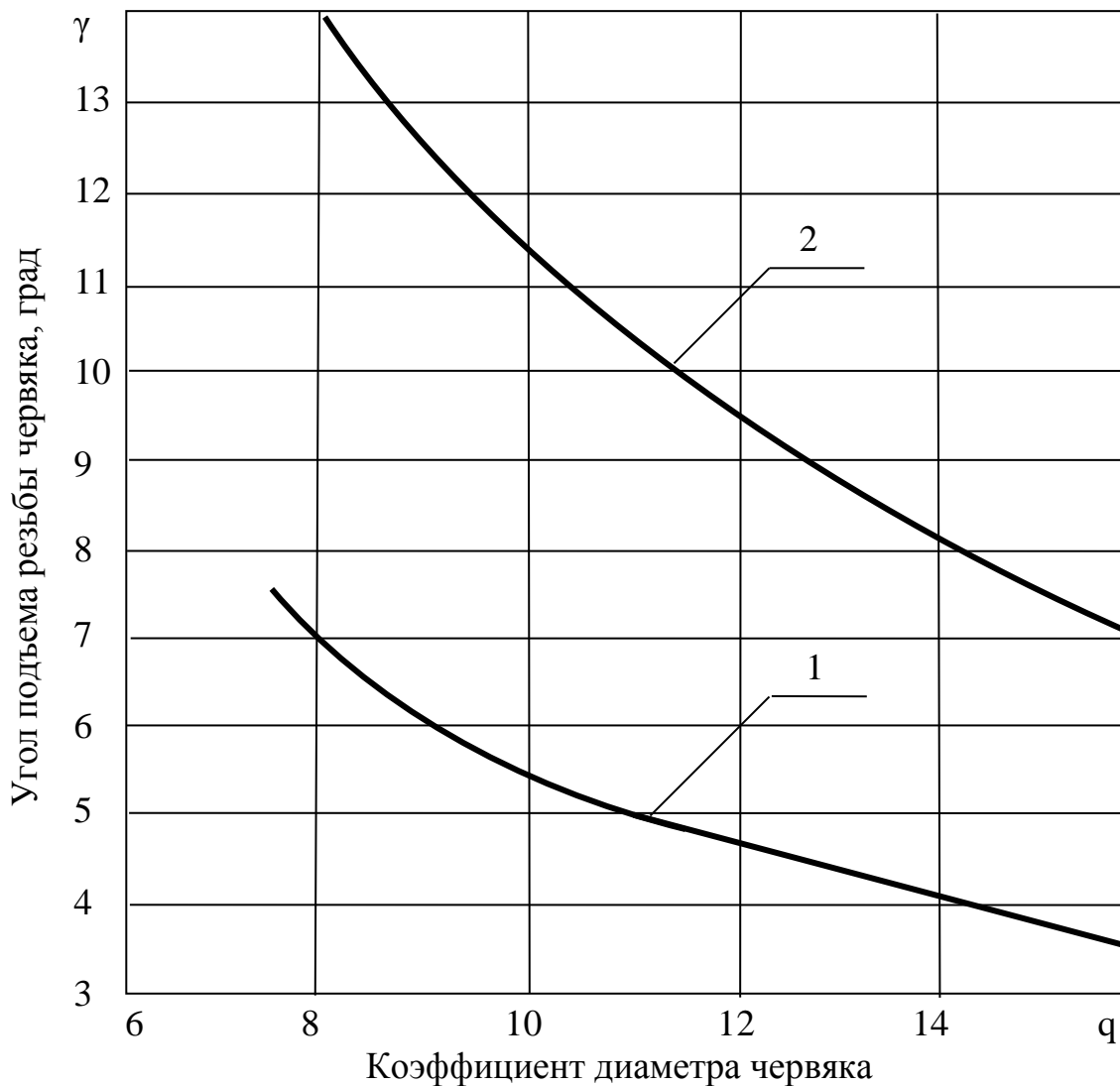


Рисунок 8.2. График зависимости угла подъема резьбы червяка γ от коэффициента диаметра червяка q .

1 – однозаходный червяк; 2 – двухзаходный червяк.

Коэффициент динамичности нагрузки K_{Fv} зависит от скорости скольжения $\mathcal{G}_{ск}$:

$$\mathcal{G}_{ск} = \sqrt{\mathcal{G}_1^2 + \mathcal{G}_2^2} = \quad (\text{м/с}), \quad (8.18)$$

где \mathcal{G}_1 и \mathcal{G}_2 – окружные скорости червяка и колеса:

$$\mathcal{G}_1 = \frac{\pi \cdot d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \quad (\text{м/с}); \quad (8.19)$$

$$\mathcal{G}_2 = \frac{\pi \cdot d_2 n_2}{60 \cdot 1000} = \quad (\text{м/с}). \quad (8.20)$$

При $\mathcal{G}_{ск} \leq 3$ м/с $K_{Fv} = 1$, при $\mathcal{G}_{ск} > 3$ м/с K_{Fv} от 1 до 1,3.

Принимаем $K_{Fv} =$.

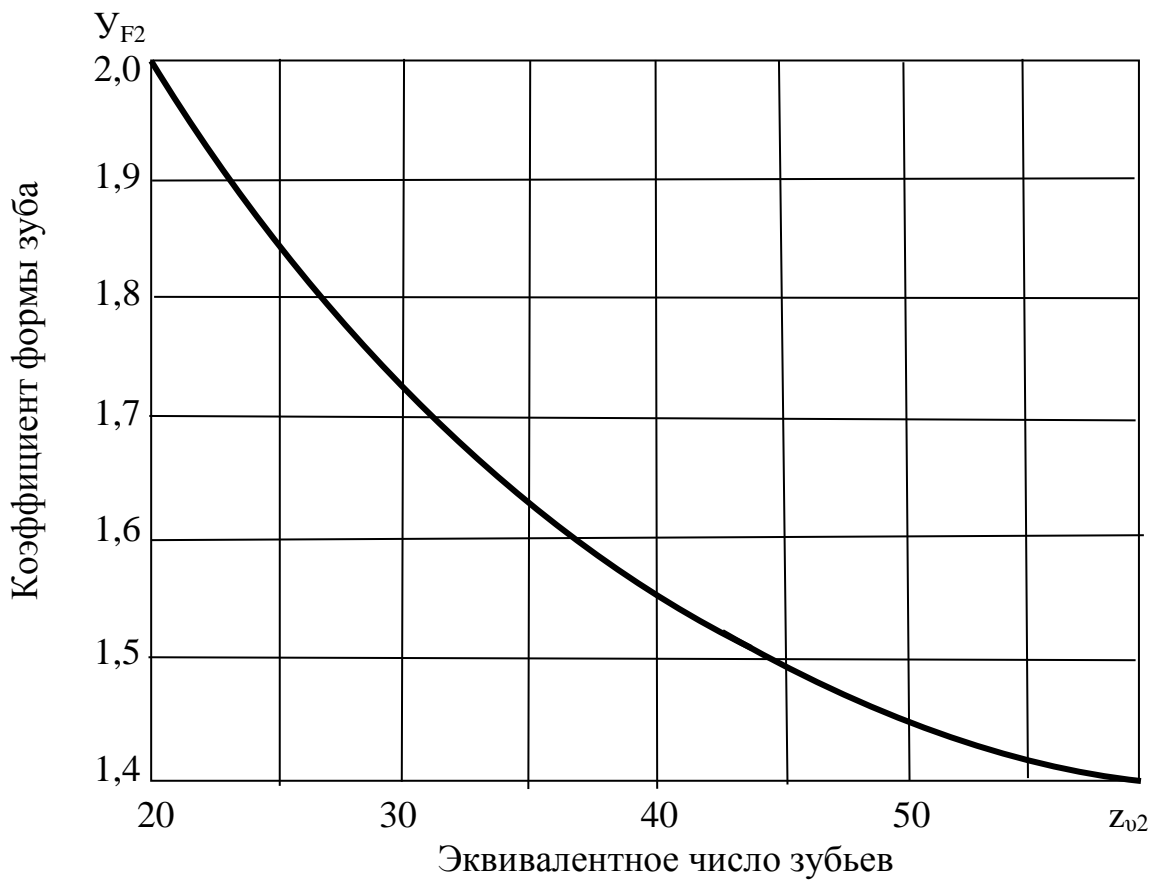


Рисунок 8.3. График зависимости коэффициента формы зуба Y_{F2} от эквивалентного числа зубьев z_v .

Определяем крутящий момент

$$T_2 = \quad \text{(Н·м)}.$$

Определяем мощность электродвигателя

$$P_{дв} = \frac{T_2 n_1}{9550 i \eta} = \quad \text{(кВт)},$$

где η – КПД червячной пары (для однозаходного червяка $\eta = 0,75$, для двухзаходного червяка $\eta = 0,8$).

2.4. Выбираем по каталогу марку трехфазного асинхронного короткозамкнутого защищенного электродвигателя сельскохозяйственного исполнения СУ 4А (ГОСТ 19523-89): мощностью $P_{дв.к} = \quad$ кВт.

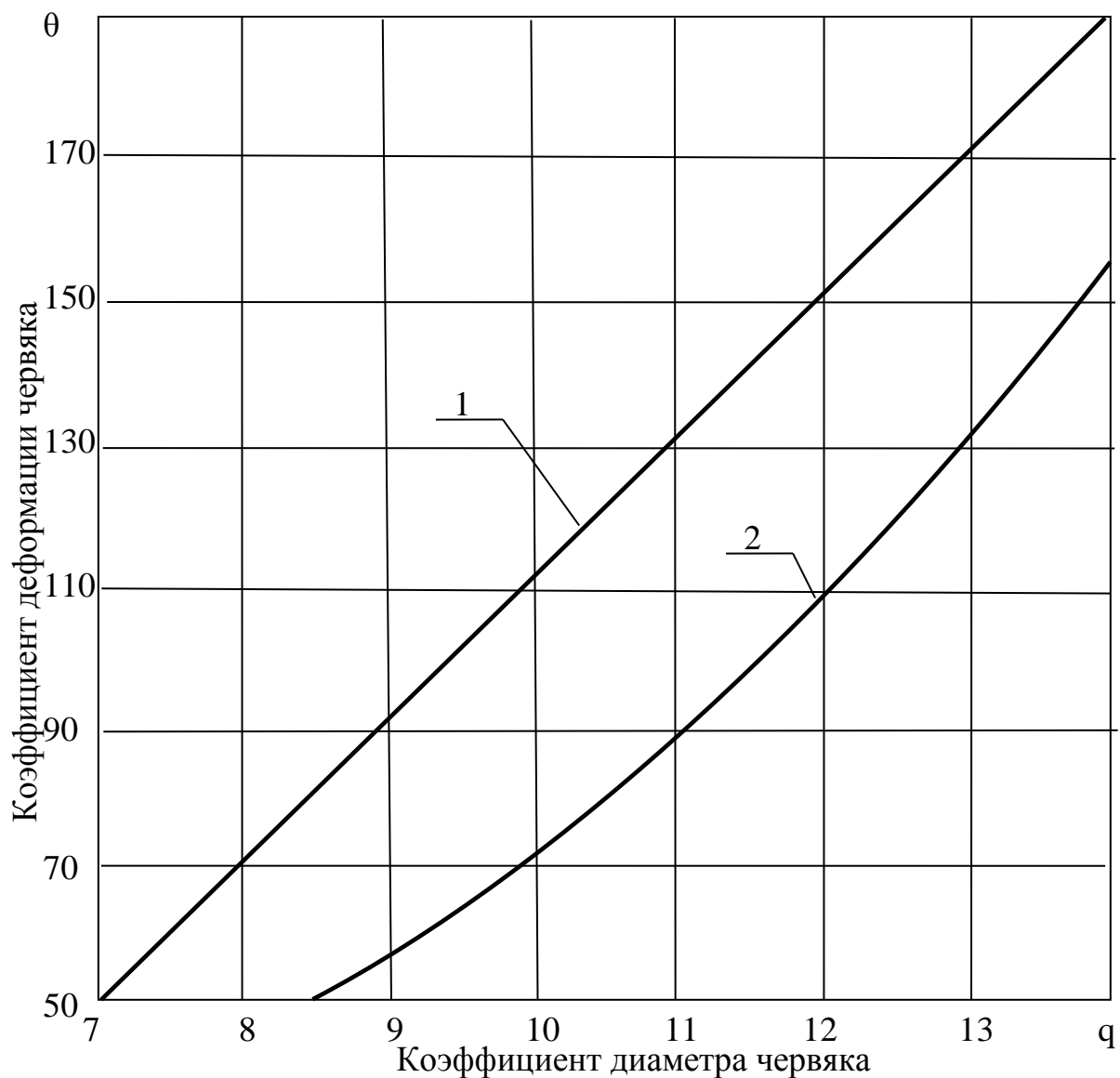


Рисунок 8.4. График зависимости коэффициента деформации червяка θ от коэффициента диаметра червяка q .

1 – однозаходный червяк; 2 – двухзаходный червяк.

Заключение:

Работу выполнил _____

(подпись)

(дата)

ИССЛЕДОВАНИЕ И ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ МУФТ

Объект работы: модели муфт – фланцевой, зубчатой, шарнирной, торообразной, кулачковой, фрикционной дисковой, срезной предохранительной, обгонной, центробежной колодочной.

Цель работы: изучить конструкции муфт и их классификацию.

Теоретическая часть

1. Муфты привода служат для соединения валов и передачи крутящего момента от одного вала к другому.

Кроме соединения валов муфты выполняют и другие функции: уменьшение динамических нагрузок, компенсация небольшой соосности и углового перекоса валов, для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе, предохранение машин от перегрузок и др.

Выбор типа муфты зависит от конкретных условий работы механизма.

В общем случае муфты могут быть механического действия (механические), электрического действия (электрические), гидравлического действия (гидравлические).

В данной работе рассматриваются механические муфты.

Механические муфты подразделяются на три типа:

1) муфты неуправляемые (постоянно действующие): глухие (фланцевая муфта), компенсирующие жесткие (зубчатая и шарнирная муфты), компенсирующие упругие (торообразная муфта);

2) муфты управляемые: кулачковые и фрикционные;

3) муфты самоуправляемые автоматические: центробежные или самоуправляемые по частоте вращения (центробежная колодочная), предохранительные или самоуправляемые по величине передаваемого крутящего момента (срезная предохранительная и фрикционная муфта), муфта свободного хода или самоуправляемые по направлению вращения (обгонная муфта).

Как видим, некоторые муфты по классификации могут относиться к тому или иному типу. Например, фрикционная муфта может относиться к управляемым муфтам, если она имеет привод управления для отключения (отсоединения) дисков трения (муфты сцепления автомобилей и тракторов), но может относиться и к предохранительным муфтам, если она не имеет привода управления, а отрегулирована на предельный крутящий момент, передаваемый механизмом.

2. Составьте классификационную схему перечисленных выше девяти муфт, вписав названия муфт в отведенное им место (табл. 9.1).

Таблица 9.1 - Классификация механических муфт для соединения валов

Муфты механического действия (механические)							
Муфты глухие	Муфты компенсирующие, жесткие	Муфты компенсирующие, ющие, упругие	Муфты кулачковые	Муфты фрикционные	Муфты центробежные (самоуправляемые по частоте вращения)	Муфты свободного хода (самоуправляемые по направлению вращения)	Муфты предохранительные (самоуправляемые по значению момента)

Экспериментальная часть

Ознакомиться с конструкцией перечисленных выше девяти муфт по их моделям, кратко описать их устройство и назначение.

1. Муфта фланцевая.
2. Муфта зубчатая.
3. Муфта шарнирная.
4. Муфта торообразная.
5. Муфта кулачковая.
6. Муфта фрикционная дисковая.
7. Муфта срезная предохранительная.
8. Муфта обгонная.
9. Муфта центробежная колодочная.

Заключение:

Работу выполнил _____
(подпись)

_____ (дата)

РАБОТА 10

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ «ВИНТ - ГАЙКА» С РУЧНЫМ ПРИВОДОМ.

Объект работы: Передача «Винт - гайка» (рисунок 10.1.)

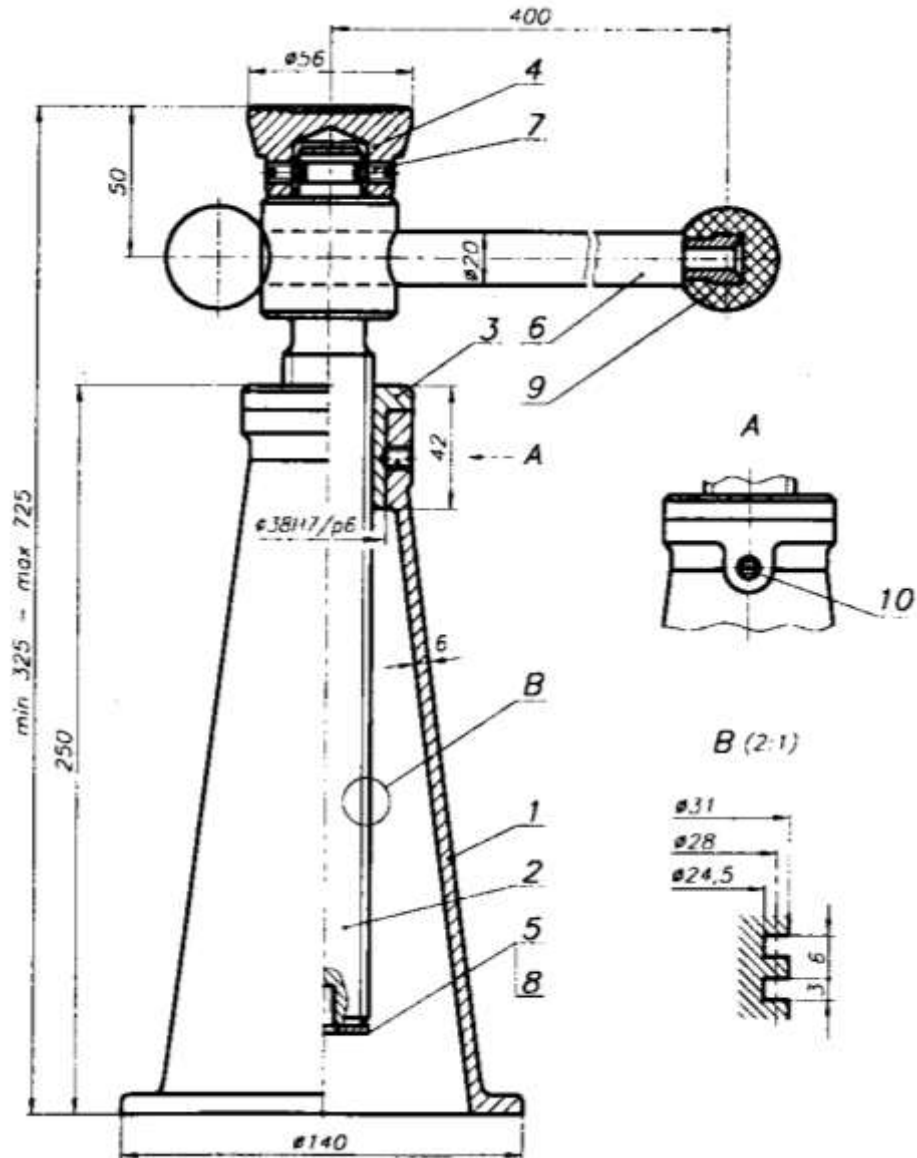


Рисунок 10.1. Передача «Винт - гайка» с ручным приводом.

Цель работы: Исследование и выбор основных параметров передачи «Винт - гайка».

Теоретическая часть

Передачу «Винт - гайка» применяют для преобразования вращательного движения в поступательное с большим выигрышем в силе. В агропромышленном комплексе винтовые устройства (передачи) получили

разнообразное применение - натяжные и нажимные приспособления, зажимные устройства, для создания значительных осевых усилий (прессы, грузовые винты и домкраты). В сельскохозяйственных машинах широко применяют винтовые механизмы с вращающимся и одновременно перемещающимся винтом и неподвижной гайкой. Съёмный винтовой механизм используют для замены и регулировки положения рабочих органов почвообрабатывающих агрегатов: плугов, борон и т.д.

Расчетная часть

Передаточное число винтовой передачи

$$u = \frac{2\pi \cdot l_p}{p \cdot z} \quad (10.1)$$

где l_p – длина рукоятки, мм;
 p – шаг резьбы, мм;
 z – число заходов резьбы.

Скорость поступательного движения винта (гайки), м/с

$$v = \frac{z P n}{60 \cdot 10^3} \quad (10.2)$$

где n – частота вращения винта (гайки), мин⁻¹.
 Коэффициент полезного действия (КПД)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho)} \quad (10.3)$$

где ψ – угол подъема винтовой линии резьбы;
 d_2 – средний диаметр резьбы, мм;
 ρ – приведенный угол трения (табл. 10.1);
 f – коэффициент трения (табл. 10.1).

Таблица 10.1 - Значения коэффициента трения f и приведенного угла трения

Материал пары		Параметр	
Винт	Гайка	f	P
Сталь	Бронза оловянистая	0,1	5° 43'
Сталь	Бронза безоловянистая	0,12	6° 51'
Сталь	Чугун антифрикционный	0,13	7° 25'

Средний расчетный диаметр резьбы d_2' из условия износостойкости винтов (расчет по удельным давлением) мм

$$d'_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_r \psi_h [q]}} \quad (10.4)$$

где F_a – осевая нагрузка, действующая на винт, Н;

ψ_r – коэффициент высоты гайки; $\psi_r = H_r / d_2$; $d_2 \sim d'_2$;

H_r – высота гайки, мм;

Коэффициент высоты гайки $\psi_r = 1,2 \dots 2,5$, рекомендуется принимать $\psi_r = 1,5$.

ψ_h – коэффициент высоты витка резьбы

$$\psi_h = \frac{H_1}{P}$$

где H_1 – рабочая высота профиля, мм

P – шаг резьбы, мм.

Коэффициент высоты витка резьбы ψ_h принимают по табл. 10.2.

Таблица 10.2 - Некоторые параметры профиля резьбы

Профиль резьбы	ψ_h	α , град
Прямоугольная	0,50	0
Упорная	0,75	3
Трапецеидальная	0,50	15
Метрическая	0,54	30

На грузовых и ходовых винтах с целью уменьшения трения используют резьбы с малыми углами профиля – трапецеидальные (ГОСТ – 24737 - 81), прямоугольные и упорные (ГОСТ 10177 - 82). Треугольные резьбы используют редко.

Внутренний расчетный диаметр резьбы винта d'_3 из условия прочности стержня винта на сжатие с учетом кручения, мм

$$d'_3 = \sqrt{\frac{4\beta \cdot F_a}{\pi [\sigma_{сж}]}} \quad (10.5)$$

где β – коэффициент, учитывающий наличие напряжений кручения в сечении винта;

$[\sigma_{сж}] = \sigma_T / 3$, МПа – допустимое напряжение сжатия;

σ_T – предел текучести материала винта, МПа (табл.10.3)

При незначительных нагрузках и невысоких скоростях винты изготавливают из стали С_т 3, стали 45 и 50 без термообработки. При большой нагрузке из сталей 60, 40х, 40хН, подвергаемых закалке. Для гаек используют антифрикционные чугуны АВЧ -1, АВЧ -2, АКЧ – 1, АКЧ -2 и серые чугуны Сч –15, Сч-20, а при высоких частотах вращения – оловянистые бронзы Бр06Ц6С3, БрОФЖ10 – 1.

Условия самоторможения $\gamma < \rho'$, град (рисунок 10. 2) (10.6)

где $\gamma = \arctg \frac{P}{\pi d_2}$ – угол подъема винтовой линии, град;

$\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha}$ – приведенный угол трения, град.

α – угол наклона рабочей поверхности винта (табл. 10.2)

Момент трения в резьбе, Н·мм

$$T_{mp.в} = 0,5 F_d d_2 \operatorname{tg} (\gamma + \rho') \quad (10.7)$$

Размеры гайки: высота

$$H_r = \psi_r d_2 \quad (10.8)$$

Наружный диаметр гайки из расчета на растяжение

$$D_r = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_d}{\pi [\sigma_r]} + D_3^2} \quad (10.9)$$

где $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение на растяжении для материала гайки, МПа (табл.10.5)

Таблица 10.3 - Механическая характеристика некоторых сталей.

Марка стали	σ_e	σ_m	$[\sigma]_p$
См3	360...490	215	120...150
45	600	355	200...240
50	630	370	200...240
60	690	400	220...260
40х	980	785	270...370
40хН	980	785	270...370

Для резьб трапецеидальных и упорных диаметр винта выбирают по табл.10.4.

Таблица 10.4 - Размеры профиля однозаходной резьбы трапецеидальной

d	p	D_3	$D_2=d_2$	D_1	D_3
16	2	16,5	15,0	14	13,5
20	2	20,5	19	18	17,5
24	3	24,5	22,5	21	20,5
28	3	28,5	26,5	25	24,5
32	3	32,5	30,5	29	28,5
36	3	36,5	34,5	33	32,0
40	3	40,5	38,5	37	36,5
48	3	44,5	42,5	41	40,5

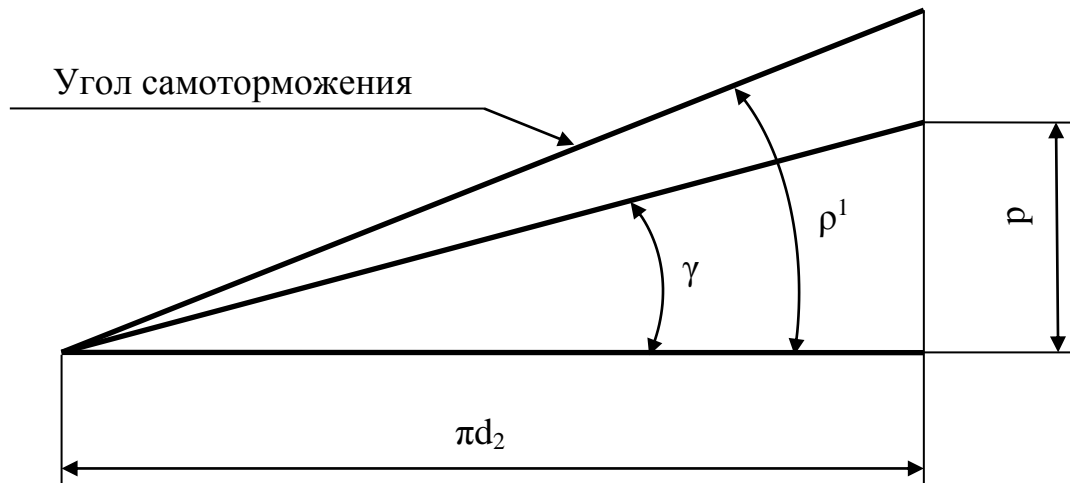


Рисунок 10.2. Графическое представление условия самоторможения винта.

Таблица 10.5 - Допустимые напряжения для материалов пары «винт - гайка»

Материал	$[\sigma_p]$, МПа	$[q]'$, МПа	$[\tau]$ МПа
Сталь	$\frac{\sigma_T}{3}$	$\frac{\sigma_T}{2}$	$0,6[\sigma_p]$
Бронза	35...45	45...50	30...50
Чугун	20...24	60...80	30...50

Для гайки, выполненной с заплечиком, наружный диаметр заплечика из условия прочности по удельным давлениям

$$D_{\text{запл}} = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[q]'} + D_r^2} \quad (10.10)$$

где $[q]'$ - допустимое удельное давление, МПа (табл.10.5)

Условие прочности заплечика на срез, МПа

$$\tau = \frac{F_a}{\pi D_r h_{\text{запл}}} \leq [\tau] \quad (10.11)$$

где $h_{\text{запл}}$ - высота заплечика, мм; $h_{\text{запл}} = (0,20 \dots 0,25)H_r$;

$[\tau]$ – допустимое напряжение на срез для материала гайки МПа, (табл. 10.5)

Длину винта определяют из конструктивных соображений,

$$L = (8 \dots 10)d, \quad (10.12)$$

где d – наружный диаметр резьбы, мм

При больших нагрузках выполняют проверочный расчет винтовой передачи на прочность по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_a}{\pi d_3^2}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d_3^3}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (10.13)$$

где σ_p – напряжение растяжения, МПа;
 τ_j – напряжение кручения, МПа;
 d^3 – внутренний диаметр резьбы винта, мм;
 T – момент трения в резьбе, Н·мм;
 $[\sigma] = \sigma_T / s$ – допустимое напряжение сжатия, МПа;
 σ_T – предел текучести материала винта, МПа;
 s – коэффициент запаса прочности, $s=2 \dots 3$
 Длинные винты проверяют на устойчивость

$$\sigma_{\text{сжс}} = \frac{F_a}{A_1} \leq [\sigma_{\text{сжс}}] \varphi \quad (10.14)$$

где $A_1 = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь поперечного сечения винта, мм²;

$[\sigma_{\text{сжс}}]$ – допустимое напряжение сжатия, МПа; $[\sigma_{\text{сжс}}] = \sigma_m / S_y$;
 S_y – коэффициент запаса устойчивости; для вертикальных винтов $S_y=2 \dots 3$;
 для горизонтальных $S_y=4 \dots 5$;
 φ – коэффициент снижения допустимых напряжений, зависящих от гибкости стержня (табл.10/6)

Гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu L}{r_{\text{min}}} \quad (10.15)$$

где μ – коэффициент, учитывающий способ заделки стержня; для винтов и одной жесткой опорой (рисунок 10.1) $\mu=2$;

L – расчетная длина стержня, мм;

r_{min} – минимальный радиус инерции, мм

$$r_{\text{min}} = \sqrt{\frac{J}{A_1}} \quad (10.16)$$

где J – приведенный момент инерции круглого сечения стержня, мм⁴.

$$J_{\text{min}} = \frac{\pi d_3^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_3} \right) \quad (10.17)$$

Для круглого сечения стержня можно принимать $r_{min} = 0,25d$.

При гибкости стержня винта $\lambda \leq 60$ расчет, на устойчивость выполнять необязательно.

Таблица 10.6 - Коэффициент снижения допустимых напряжений φ в зависимости от λ .

λ	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
φ	0,91	0,89	0,86	0,82	0,76	0,70	0,62	0,51	0,43	0,37	0,33

Наружный диаметр опорной поверхности чашки (короны) из условия ее износостойкости при $d_0 = (0,5 \dots 0,6)d$ (рисунок 10.3)

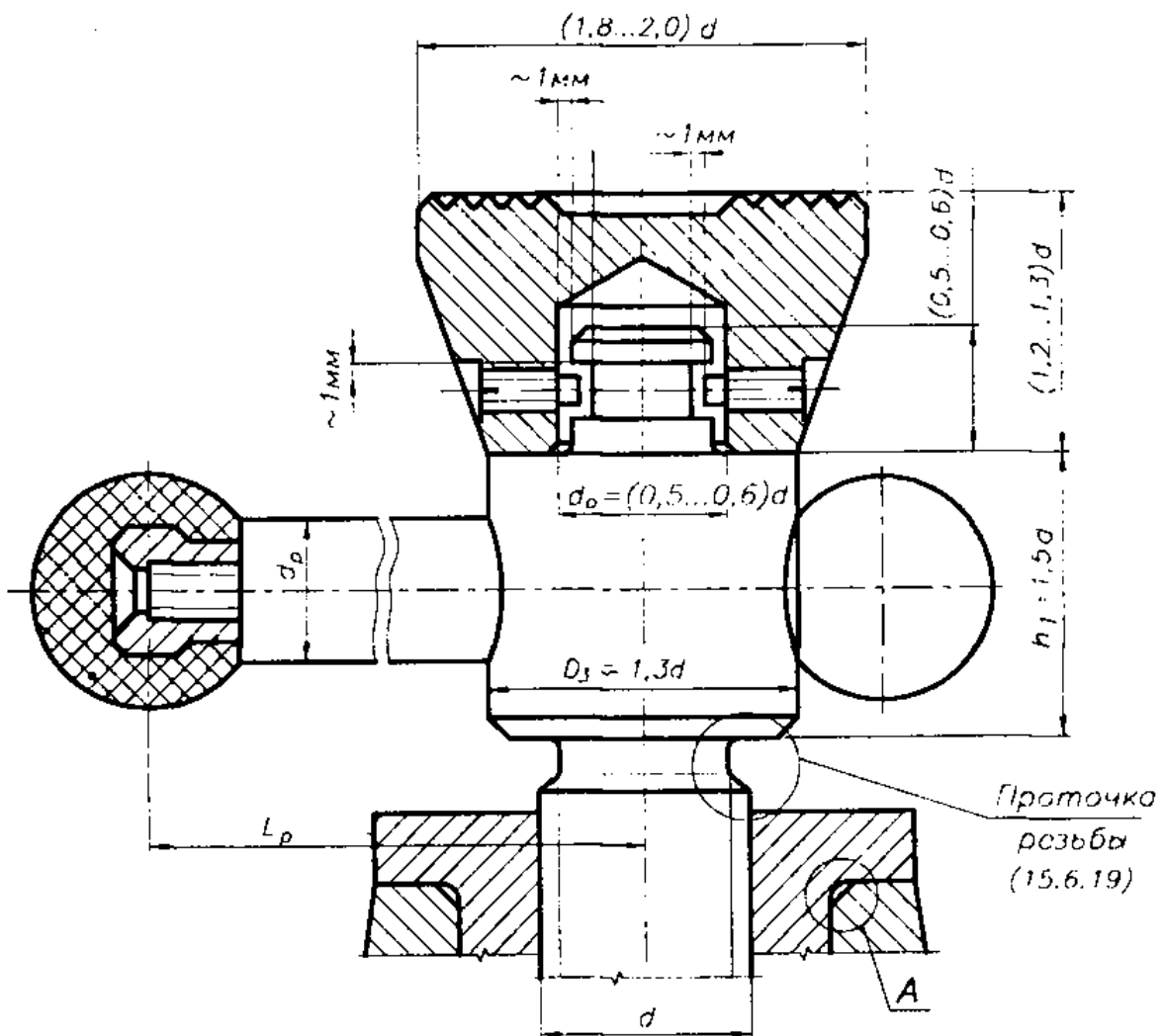


Рисунок 10.3 Установка опорной чашки (короны)

$$D_0 = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[q] + d_0^2}} \quad (10.18)$$

где d_0 – диаметр посадочного места, мм $d_0 = (0,5 \dots 0,6)d$.

Привод передачи ручной, поэтому определяем длину рукоятки

$$L_p = \frac{T_{mp.в} + T_{mp.ч}}{F_p z_p K_p} \quad (10.19)$$

где $T_{mp.в}$ – момент трения в витках винта, Н·мм;

$T_{mp.ч}$ – момент трения на опорной поверхности чашки (короны), Н·мм;

$$T_{mp.ч} = \frac{F_a f (D_0^3 - d_0^3)}{3(D_0^2 - d_0^2)} \quad (10.20)$$

где f – коэффициент трения скольжения в паре «винт - гайка»

F_p – усилие развиваемое одним рабочим на рукоятки, $F_p \leq 300H$;

z_p – количество рабочих;

K_p – коэффициент, учитывающий неравномерность одновременной работы рабочих; $K_p=0,8$.

$$d_p = \sqrt{\frac{F_p z_p K_p (L_p - 0,5D_3)}{0,1[\sigma_{и}]}} \quad (10.21)$$

где D_3 – наружный диаметр винта, мм (табл.10. 4).

Заключение:

Работу выполнил _____
(подпись)

_____ (дата)

РАБОТА 11

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРУЖИН

Объект работы: прибор ДП-6А.

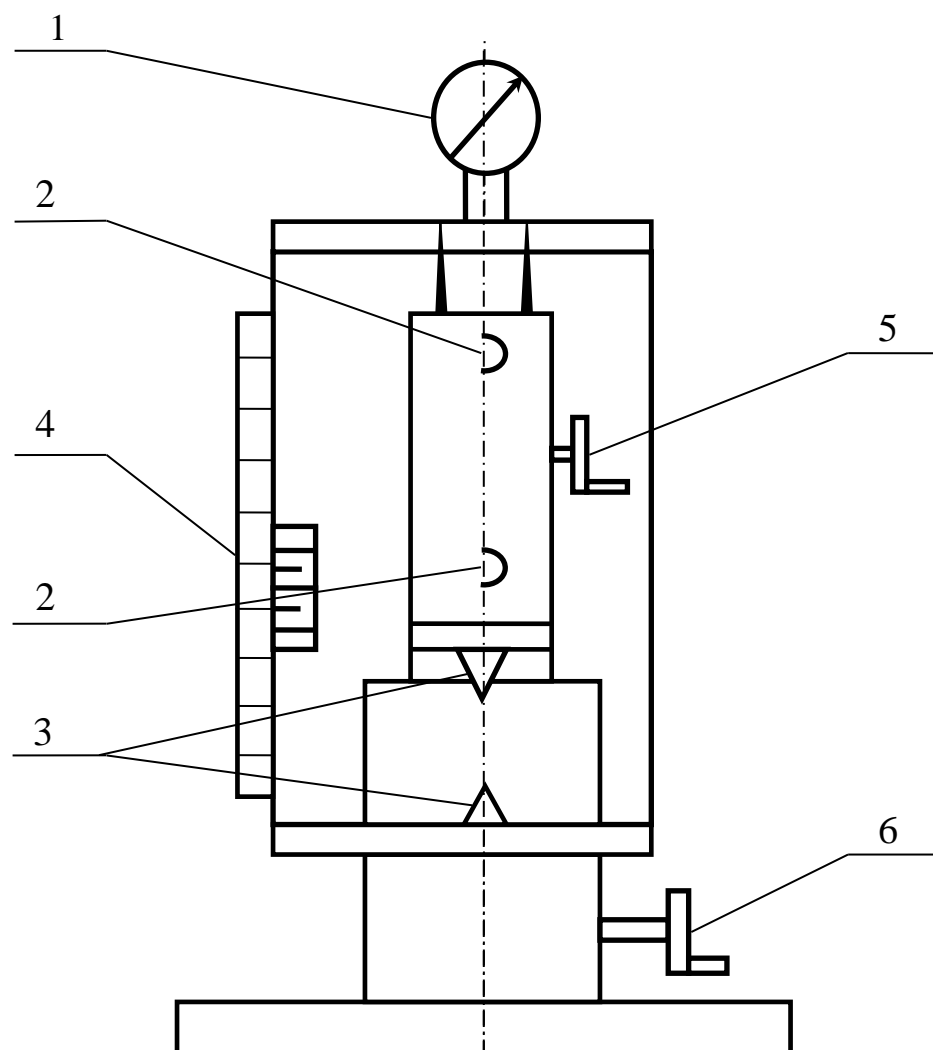


Рисунок. 11.1. Прибор ДП – 6А:

1 – индикатор измерения усилия; 2 — скобы для крепления пружины растяжения; 3 — направляющие для установки пружины сжатия; 4 — измерительная линейка; 5 — винт фиксации телескопической стойки; 6 — маховичок деформации пружины.

Цель работы: 1. Научиться теоретически определять силу, развиваемую пружиной при ее деформации.

2. Научиться экспериментальным путем на приборе ДП-6А определять силу, развиваемую пружиной при ее деформации.

3. Научится обрабатывать результаты эксперимента.

4. Научится сопоставлять результаты расчета и эксперимента и сделать технически грамотный инженерный вывод о проделанной работе.

Теоретическая часть

Пружины классифицируются по следующим признакам:

- 1) по виду воспринимаемой нагрузки: растяжения, сжатия, кручения, изгиба;
- 2) по конструкции: витые цилиндрические и конические, листовые плоские, спиральные, тарельчатые;
- 3) по характеристике: постоянной жесткости, переменной жесткости.

Наибольшее распространение в технике имеют витые цилиндрические пружины растяжения и сжатия, поэтому в курсе деталей машин им уделяется основное внимание.

Пружины сжатия навиваются с просветом между витками, крайние витки поджимаются и шлифуются для образования опорной плоскости.

Пружина растяжения, как правило, навивается без просвета между витками и с предварительным натяжением витков, чтобы обеспечить отсутствие просвета после снятия нагрузки на пружину. На концах выполняются прицелы в виде полуколец, крючков и др.

Листовые пружины, например автомобильные рессоры, при нагрузке испытывают напряжения изгиба; спиральные пружины, например пружины часов, — напряжения растяжения и изгиба.

Витые цилиндрические и конические пружины при осевом нагружении испытывают напряжение кручения

$$\tau = k_{\epsilon} \frac{T}{W_p} = k_{\epsilon} \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (11.1)$$

где T – крутящийся момент, испытываемый витком, Н·мм;

W_p – полярный момент сопротивления сечения витка, мм³;

F – осевая сила, действующая на пружину, Н;

D – средний диаметр пружины, мм;

d – диаметр проволоки, мм;

k_{ϵ} – поправочный коэффициент, учитывающий кривизну витков (табл. 11.1)

Таблица 11.1 - Зависимость k_{ϵ} от индекса пружины c

$c = \frac{D}{d}$	4	5	6	8	10	12
k_{ϵ}	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Расчет пружины базируется на ее рабочей характеристике, т. е. зависимости усилия от деформации. Величина рабочей деформация пружины и

усилия в начале и в конце деформации определяются условиями работы механизма.

Податливость пружины увеличивается с увеличением индекса c , и величина деформации от приложенной осевой силы определяется по формуле, полученной после интегрирования интеграла Мора

$$\delta = \frac{8F \cdot D^3 i}{G \cdot d^4} \quad (11.2)$$

где i – число рабочих витков;

G – модуль сдвига материала пружины.

Предельная деформация пружины ограничивается: для пружины сжатия – соприкосновением витков; для пружины растяжения – тростиком внутри пружины, максимальная длина которого на несколько миллиметров больше максимальной рабочей деформации пружины.

Пружина сжатия при значительной длине может потерять устойчивость.

Условие устойчивости: $\frac{H_0}{D} < 3$,

где H_0 – полная длина ненагруженной пружины.

При $\frac{H_0}{D} \geq 3$ рекомендуется установка пружины сжатия на оправках или в стаканах.

При вычерчивании пружин обязательно выполнение размерно-силовой диаграммы. Пружины сжатия оформляются как показано на рисунке 11.2, а пружины растяжения – на рисунке 11.3.

Расчетная часть

1. Выбрать пружину по вариантам (табл.11. 2).

Таблица 11.2 - Варианты для выполнения работы

Параметры пружин	Варианты				
	1	2	3	4	5
Наружный диаметр, D_n , мм	17	27	28	28,5	42
Диаметр d проволоки, мм	2,5	2	2	3	3,5
Шаг витков t , мм	4	8	11	7	9
Длина пружины в свободном падении L_c , мм	50	102	34	52	76
Длина сжатой пружины $L_{сж}$, мм	27	30	10	29	33

2. определить средний диаметр выбранной пружины

$$D = D_n - d = \quad (\text{мм}). \quad (11.3)$$

3. подсчитать число рабочих витков

$$i = \quad (\text{ВИТКОВ})$$

4. Определить деформацию пружины сжатия до соприкосновения витков

$$\delta_{max} = L_c - L_{сж} = \quad (\text{мм}). \quad (11.4)$$

5. Принять рабочую деформацию пружины

$$\delta_p = 0,8 \delta_{max} = \quad (\text{мм}) \quad (11.5)$$

6. Определить силу, развиваемую пружиной при деформациях:

$$\delta_1 = 0,25 \delta_p = \quad (\text{мм});$$

$$\delta_2 = 0,5 \delta_p = \quad (\text{мм});$$

$$\delta_3 = 0,75 \delta_p = \quad (\text{мм});$$

$$\delta_4 = \delta_p = \quad (\text{мм});$$

по формуле

$$F_T = \frac{\delta G d^4}{8 D^3 i}$$

где G – модуль сдвига материала пружины ($G = 80000$ МПа).

$$F_{T1} = \quad (\text{Н});$$

$$F_{T2} = \quad (\text{Н});$$

$$F_{T3} = \quad (\text{Н});$$

$$F_{T4} = \quad (\text{Н}).$$

7. Построить теоретическую рабочую характеристику пружины, т.е. график зависимости силы от деформации (рис 11.4).

Расчетные точки выделить кружочками.

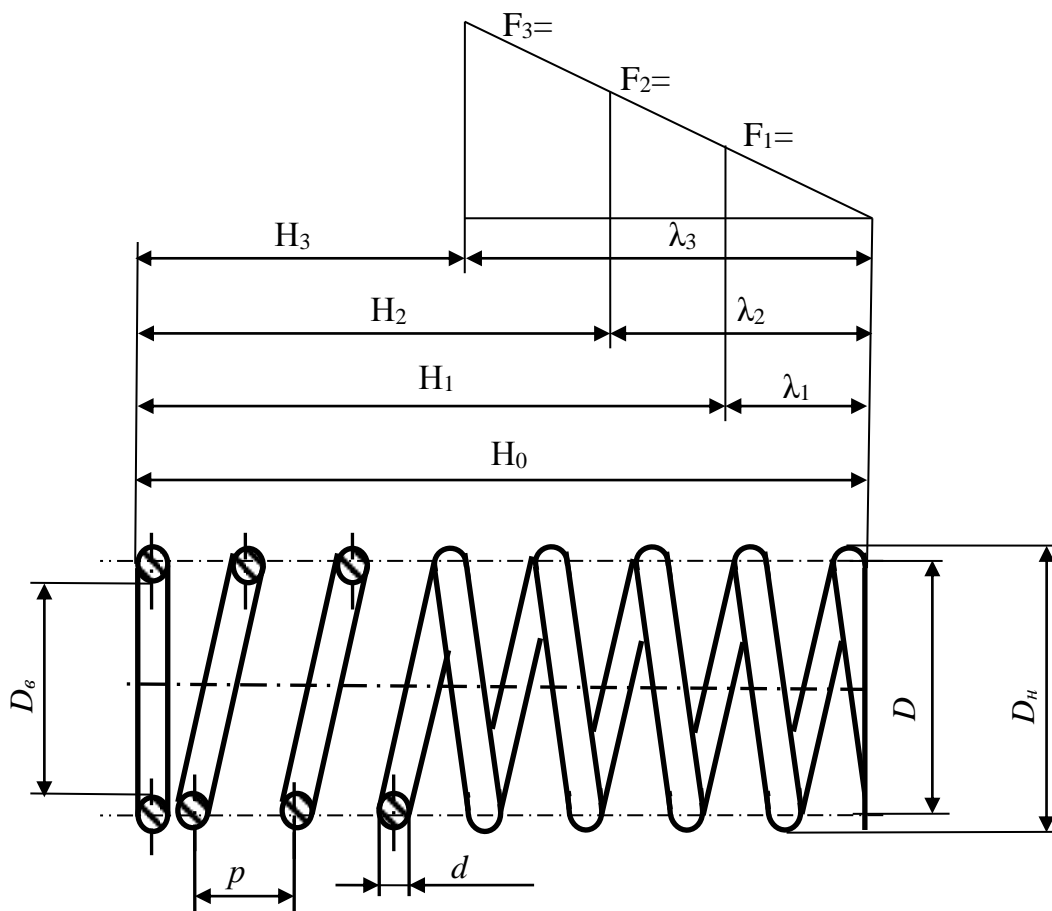


Рисунок 11.2. Оформление чертежа детали «Пружина сжатия»

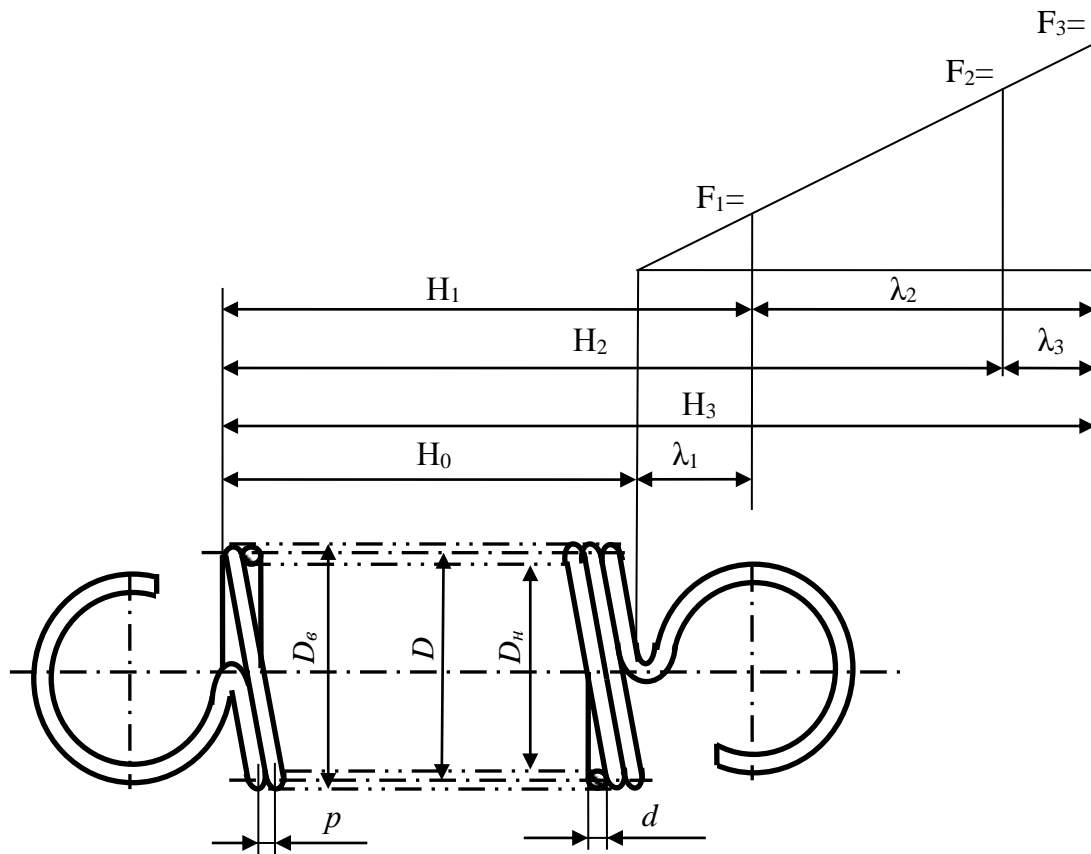


Рисунок 11.3. Оформление чертежа детали «Пружина растяжения»

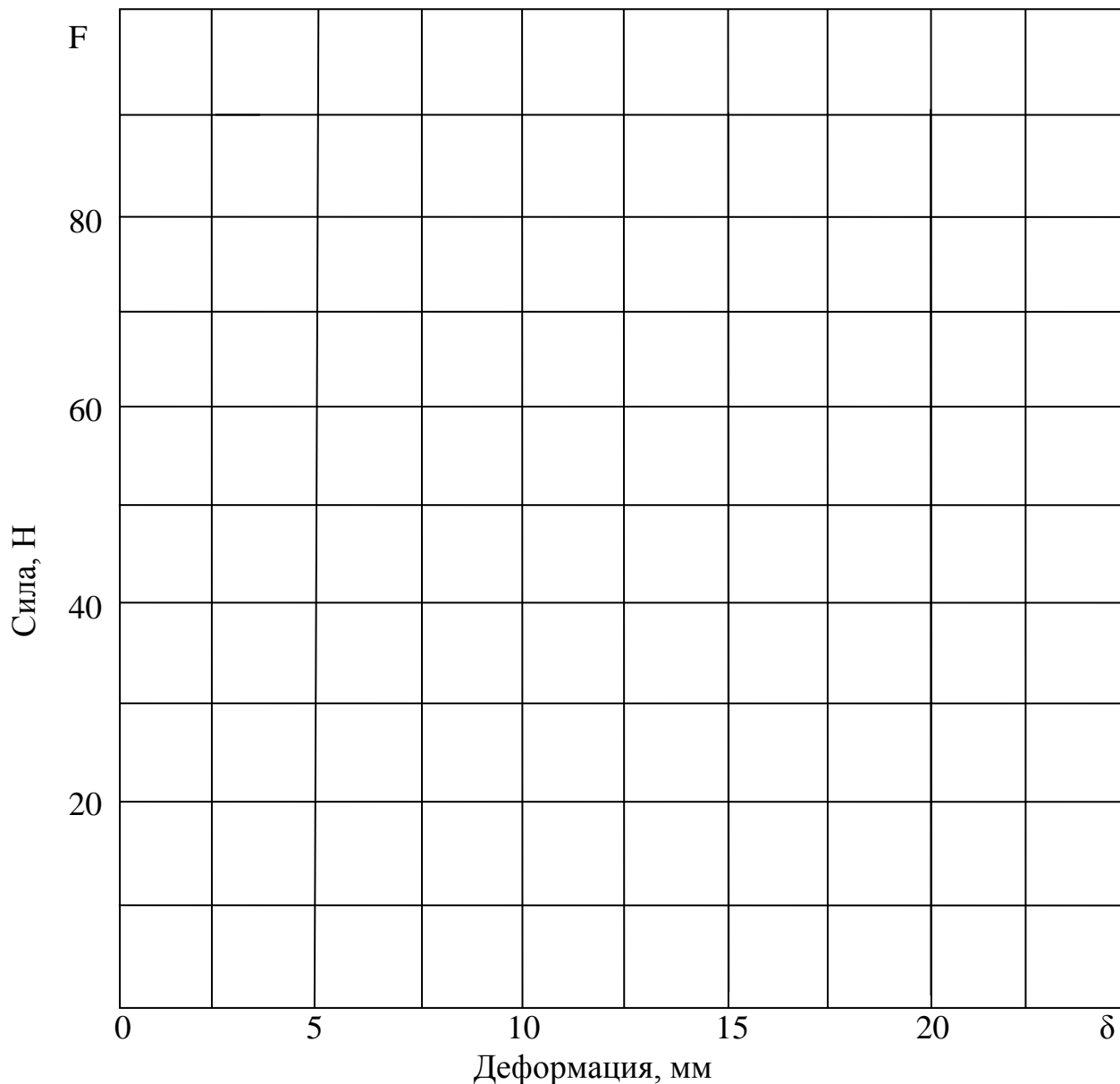


Рисунок 11.4. Рабочая характеристика пружины.

Экспериментальная часть

1. Ознакомится с конструкцией прибора ДП – 6А (рисунок 11.1)
2. установить выбранную пружину на прибор.
3. Передвижением тубуса установить пружину в положение, соответствующее началу деформации.
4. Вращением маховичка начать сжимать пружину. Начало деформации определяется по перемещению стрелки индикатора. Этот момент зафиксировать на миллиметровой шкале с нониусом прибора.
5. Определить фактическое показание на шкале деформации исследуемой пружины:

$$\delta_{\phi 1} = \delta_1 + \frac{F_{T1}}{K} = \quad \text{мм;}$$

$$\delta_{\phi 2} = \delta_2 + \frac{F_{T2}}{K} = \quad \text{мм};$$

$$\delta_{\phi 3} = \delta_3 + \frac{F_{T3}}{K} = \quad \text{мм};$$

$$\delta_{\phi 4} = \delta_4 + \frac{F_{T4}}{K} = \quad \text{мм};$$

где K – тарировочный коэффициент измерительной пружины прибора ($K=63\text{Н/мм}$).

6. Деформировать пружину на величины $\delta_{\phi 1}$; $\delta_{\phi 2}$; $\delta_{\phi 3}$; $\delta_{\phi 4}$; и на каждой ступени зафиксировать показания λ индикатора:

$$\lambda_1 = \quad ; \lambda_2 = \quad ; \lambda_3 = \quad ; \lambda_4 = \quad ; (\text{мм}).$$

7. Пересчитать показания индикатора в силу развиваемую пружиной

$$F_{\phi} = K\lambda$$

$$F_{\phi 1} = \quad ; F_{\phi 2} = \quad ; F_{\phi 3} = \quad ; F_{\phi 4} = \quad ; (\text{Н}).$$

8. Построить экспериментальную рабочую характеристику пружины (рисунок 11.4).

9. сделать заключение.

Заключение:

Работу выполнил _____
(подпись)

_____ (дата)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Работа 1. Исследование клиноременной передачи.....	5
Работа 2. Исследование плоскоременной передачи с зубчатым ремнем.....	12
Работа 3. Исследование затянутого болтового соединения.....	19
Работа 4. Исследование клеммового соединения.....	24
Работа 5. Исследование момента трения в резьбе и на торце гайки.....	28
Работа 6. Исследование конического зубчатого зацепления, регулировка по пятну контакта и расчет на прочность.....	34
Работа 7. Подбор электродвигателя для цилиндрического редуктора на основе энергосберегающих требований путем расчета зубьев на контактную прочность.....	44
Работа 8. Подбор электродвигателя для червячного редуктора на основе энергосберегающих требований путем расчета зубьев на изгиб.....	51
Работа 9. Исследование и изучение конструкции муфт.....	58
Работа 10. Исследование передачи «Винт-гайка» с ручным приводом.....	61
Работа 11. Исследование пружин.....	69