

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**БРАТСКИЙ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНЫЙ КОЛЛЕДЖ
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Специальность 15.02.12

Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования
(по отраслям)

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

***ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ
по дисциплине «ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА»
Раздел Детали машин***

Братск 2019

Составила (разработала) Никитина Н.А., преподаватель кафедры
химико-механических дисциплин

Рассмотрено на заседании кафедры химико-механических дисциплин

«_____» _____ 20__ г.

(Подпись зав. кафедрой)

Одобрено и утверждено редакционным советом

(Подпись председателя РС)

«_____» _____ 20__ г.

№ _____

Содержание

Введение	4
1 Кинематические схемы, условные графические обозначения.....	5
2 Кинематический и силовой расчет привода	17
3 Расчет закрытой зубчатой передачи.....	21
4 Расчет червячной передачи.....	26
5 Расчет плоскоремной передачи	31
6 Расчет клиноремной передачи.....	37
7 Расчет цепной передачи	44
8 Проектирование валов. Выбор подшипников	49
10 Тестовые задания для защиты практических работ	53
Заключение	71
Список использованных источников	72
Приложения	73
Приложение А Условные, графические изображения в кинематических схемах.....	73
Приложение Б Нормальные линейные размеры.....	75
Приложение В Подшипники качения	76

Введение

Раздел «Детали машин» входит в состав дисциплины «Техническая механика» Изучения данного раздела предусмотрено рабочей программой.

После изучения раздела «Детали машин» обучающийся должен знать:

-основы расчетов элементов конструкций и деталей машин;

-основы расчетов механических передач и сборочных единиц общего назначения.

После изучения раздела «Детали машин» обучающийся должен уметь

-выполнять несложные расчеты элементов конструкций и деталей машин, механических передач и сборочных единиц.

По специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) учебным планом предусмотрено 16 часов для выполнения лабораторно-практических работ и 30 часов на выполнение курсового проекта.

Настоящие методические указания обеспечивают выполнение практических работ по разделу «Детали машин» в полном объеме и могут быть использованы, как методики для расчетов курсового проекта.

1 Кинематические схемы, условные графические обозначения

Цель работы:

1. Вычертить принципиальную кинематическую схему привода по заданию преподавателя.
2. Дать названия позициям.

Исходные данные:

1. Схема по варианту.
2. Условные кинематические обозначения (приложение А).

Теоретическое обоснование

Схема – графический конструкторский документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части оборудования и связи между ними (ГОСТ 2.102-68). Схемы носят условный характер и позволяют лаконично и выразительно излагать инженерную мысль с помощью символики и условных обозначений, схемы должны содержать сведения в объеме, достаточном для монтажа, ремонта и эксплуатации промышленного оборудования.

В зависимости от основного назначения схемы бывают:

1. Структурные.
2. Функциональные.
3. Принципиальные.
4. Соединений (монтажные).
5. Подключения.
6. Общие.
7. Расположения.
8. Прочие.
0. Объединенные.

Виды схем в зависимости от составных частей:

- вакуумные В;
- гидравлические Г;
- деления Е;
- кинематические К;
- оптические Л;
- пневматические П;
- комбинированные С;
- энергетические Р;
- газовые Х;
- электрические Э.

Принципиальная схема (полная) определяет полный состав элементов и связей между ними и дает представление о принципах работы изделия. Служит

для разработки других конструкторских документов, например, чертежей, а также изучения принципов работы изделия при его наладке и эксплуатации.

Кинематические схемы устанавливают состав механизмов и поясняют условия взаимодействия их элементов. Кинематические схемы выполняют в виде развертки: все валы и оси условно считаются расположены в одной плоскости или в параллельных плоскостях.

На кинематической схеме элементам присваиваются номера. Валы нумеруются римскими цифрами, остальные элементы арабскими. Эти обозначения заносят в перечень элементов, который выполняют в виде таблицы, располагаемой над основной надписью и заполняемой сверху вниз.

Условные кинематические обозначения указаны в приложении А. Пример оформления показан на рисунке 1.1

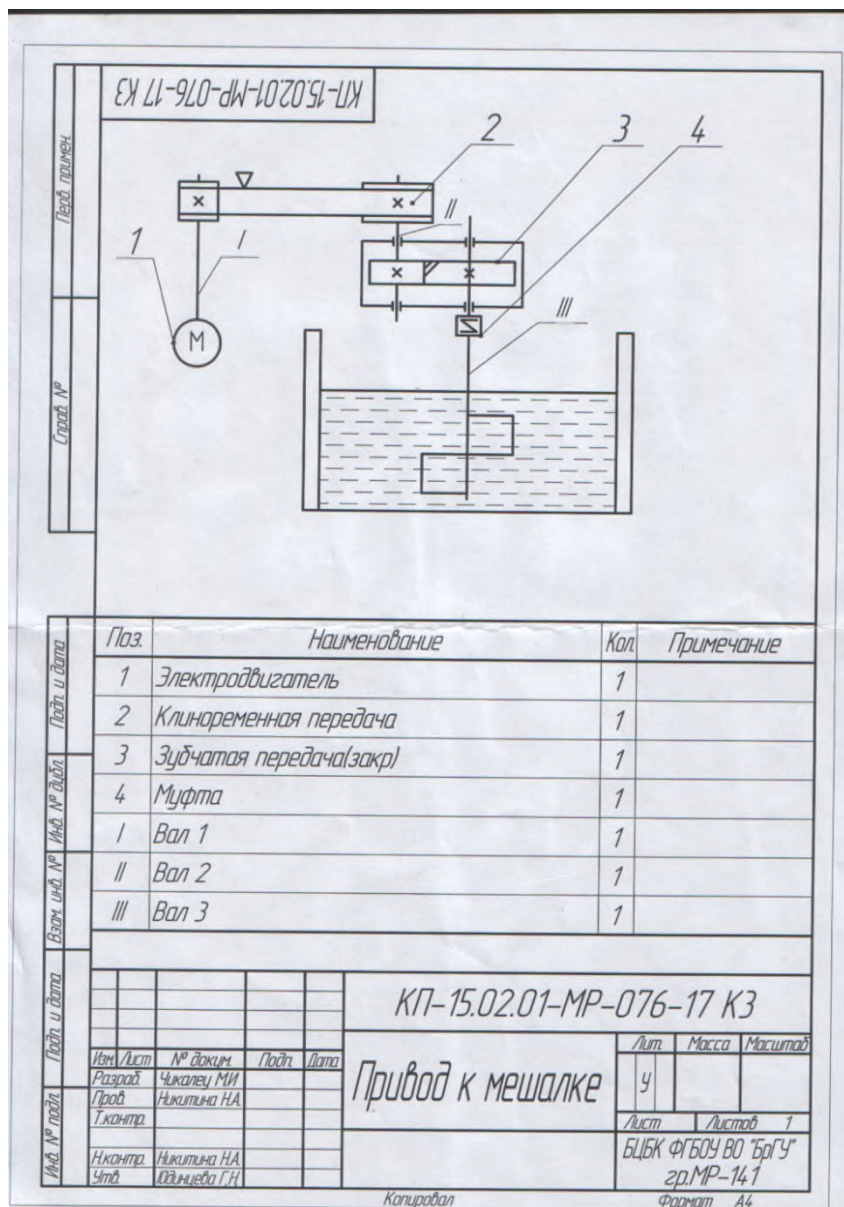
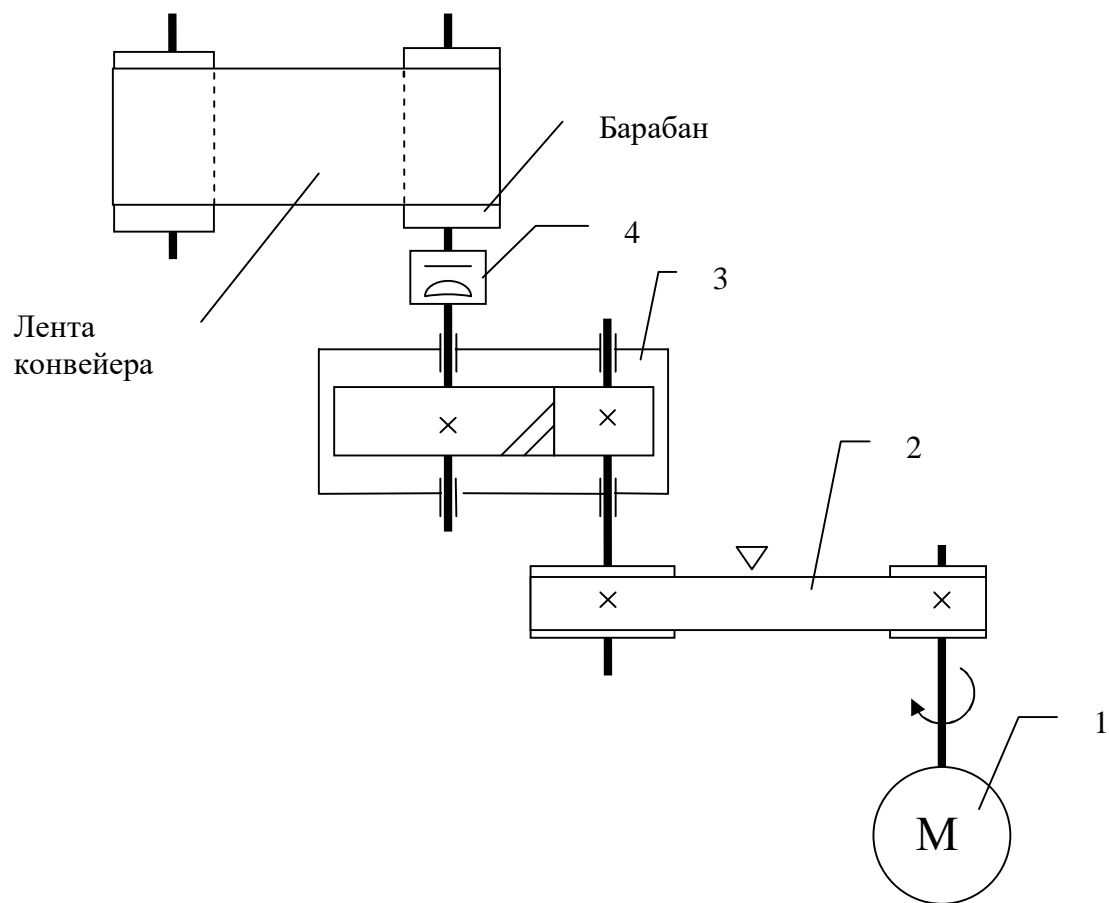
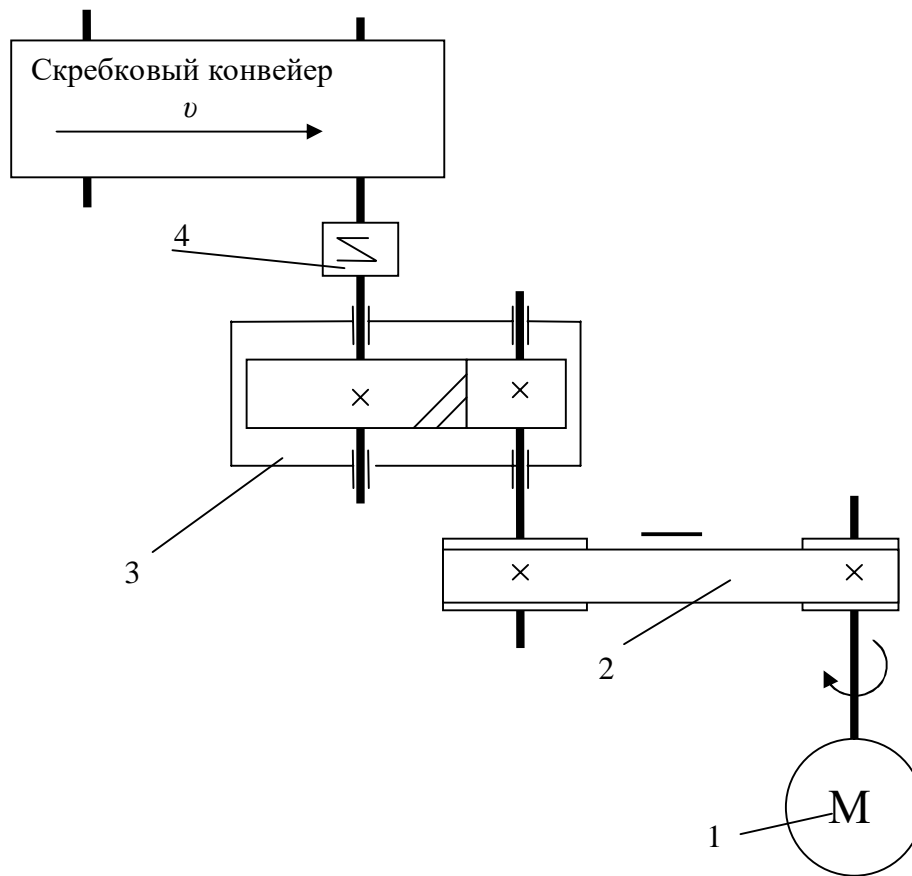


Рисунок 1.1 – Пример оформления кинематической схемы



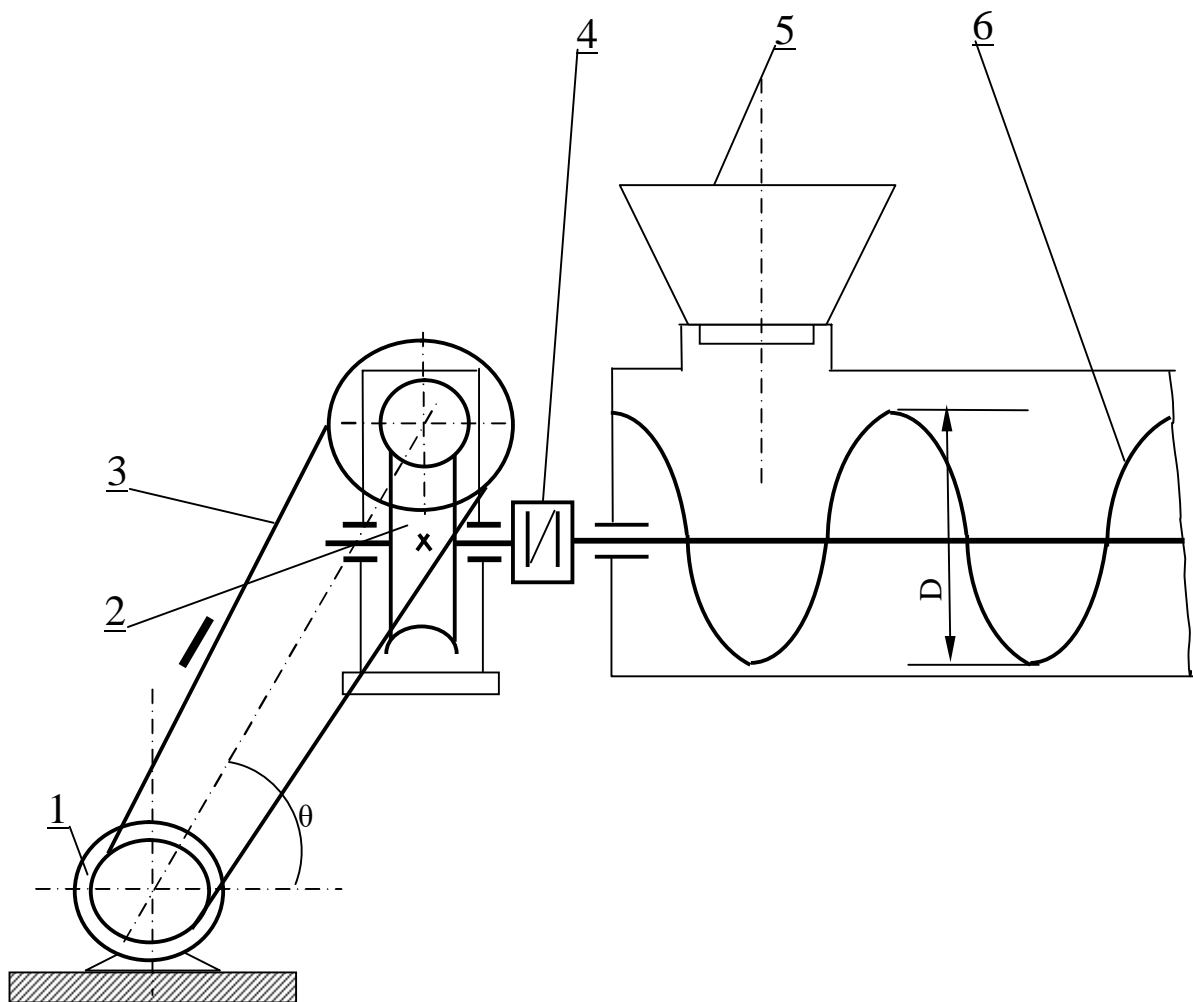
Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила F , кН	1,2	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2
Скорость v , м/с	0,8	0,9	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5
Диаметр барабана D , мм	200	200	225	225	250	250	275	275	250	250
Допускаемое отклонение скорости ленты δ ,	4	4	5	7	6	3	5	4	3	6
Срок службы привода L_r , лет	5	6	7	4	6	7	5	6	3	4

Рисунок 1.2 – Привод ленточного конвейера и варианты для расчета



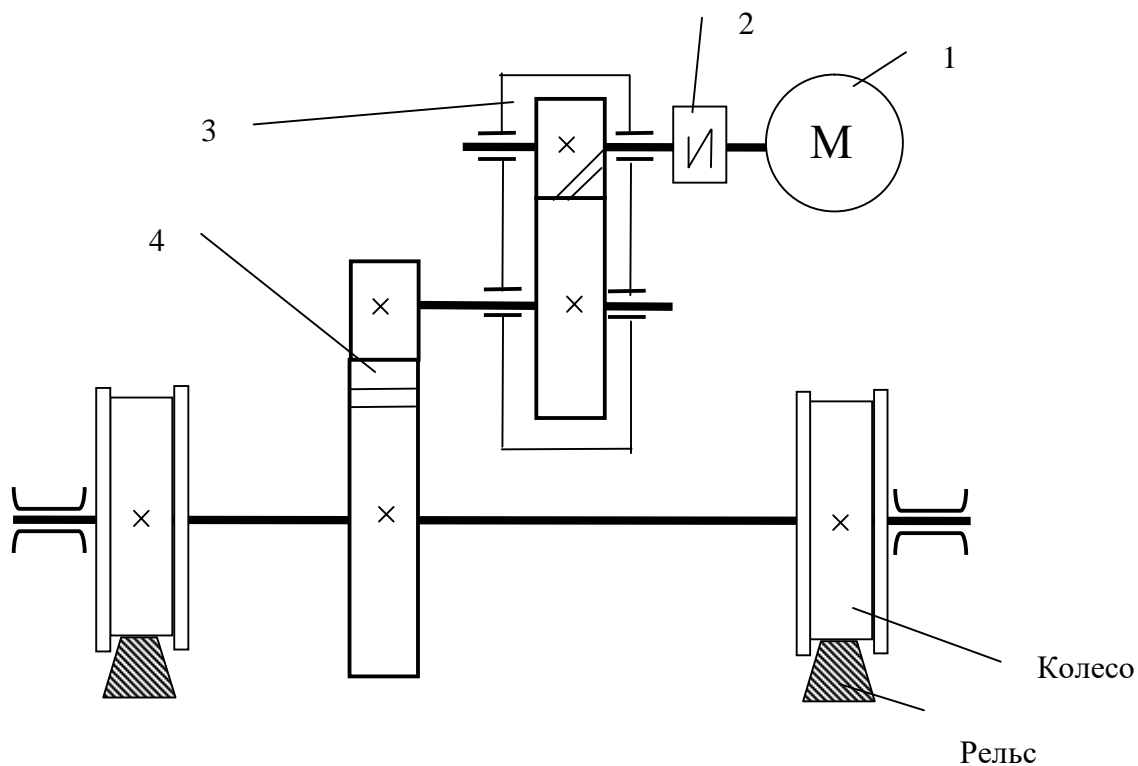
Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	2,0	2,4	2,6	2,8	3,0	3,5	3,7	4,0	4,4	4,8
Скорость тяговой цепи v , м/с	0,50	0,60	0,65	0,55	0,55	0,60	0,60	0,50	0,65	0,65
Шаг тяговой цепи p , мм	80	100	100	80	80	100	80	80	100	80
Число зубьев звездочки Z	7	8	7	8	9	7	9	7	7	8
Допускаемое отклонение скорости тяговой цепи δ , %	4	5	6	5	6	5	4	6	6	5
Срок службы привода L_G , лет	5	7	4	6	3	4	7	5	6	4

Рисунок 1.3 – Привод скрепового конвейера и варианты для расчета



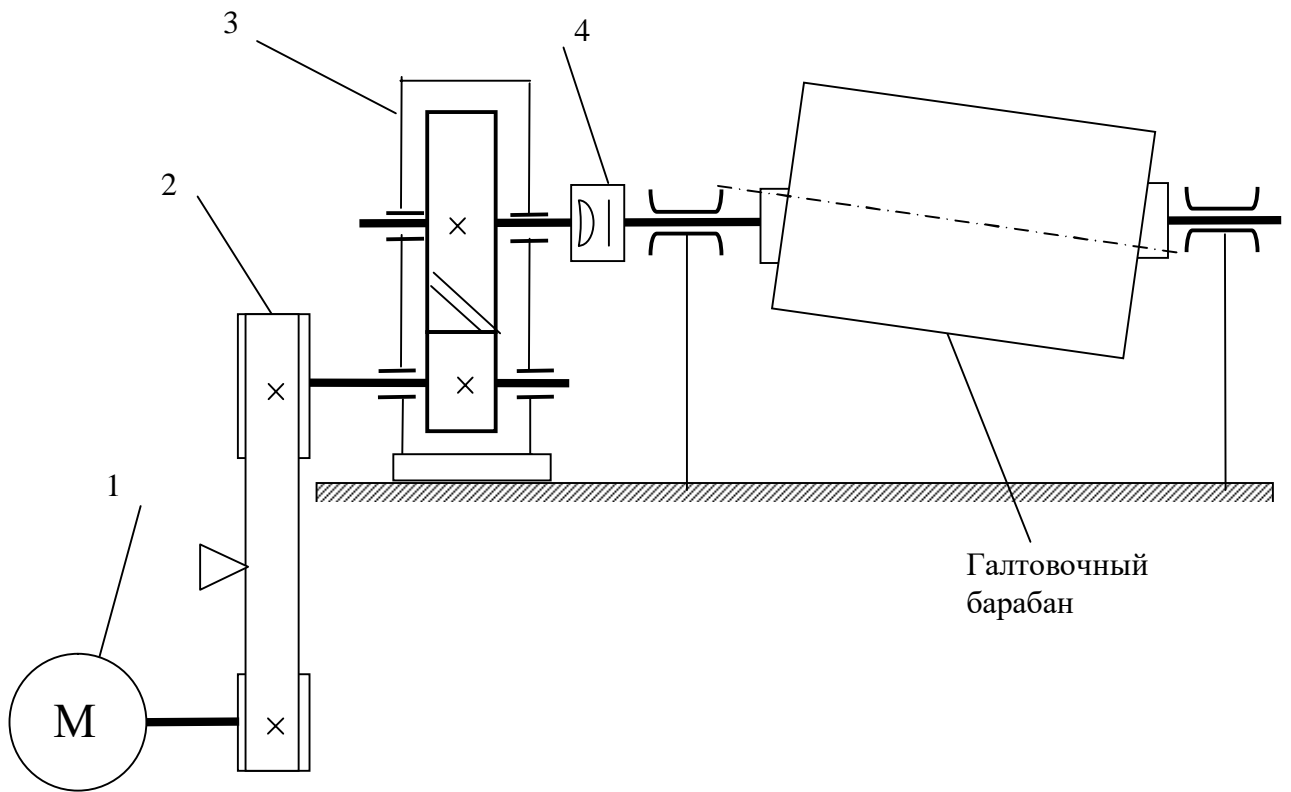
Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила шнека F , кН	1,1	1,3	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	2,7	2,9	3,0
Скорость перемещения смеси v , м/с	0,8	0,9	1,1	1,3	1,2	1,0	1,1	0,9	1,3	1,2
Наружный диаметр шнека D , мм	400	400	450	550	500	500	550	550	500	450
Угол наклона ременной передачи Θ , град	45	30	60	45	45	60	30	45	60	30
Допускаемое отклонение скорости смеси δ , %	4	3	6	5	3	6	5	5	4	3
Срок службы привода L_T , лет	6	5	7	7	5	6	4	4	5	6

Рисунок 1.4 – Привод к шнеку смесителю и варианты для расчета



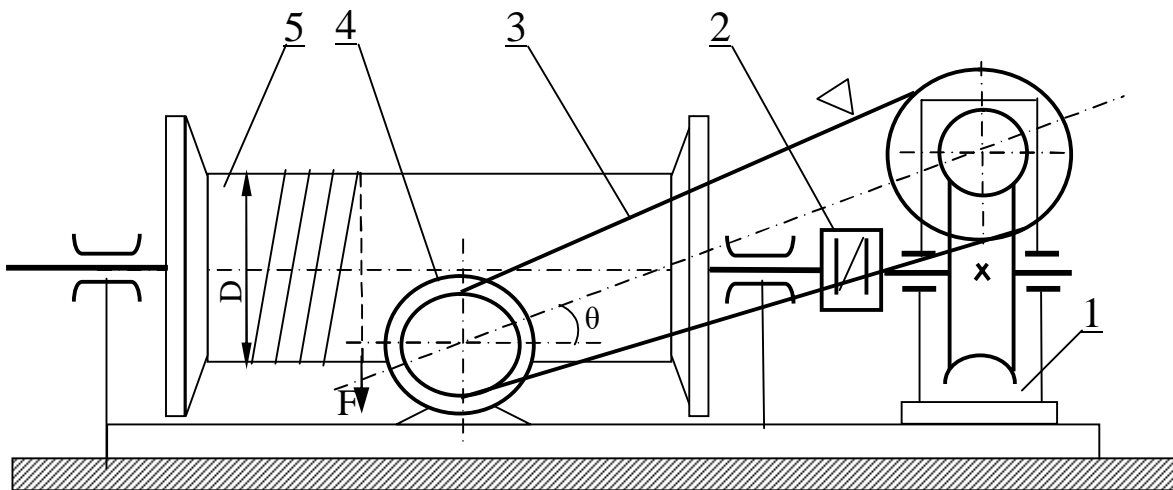
Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила сопротивления движению моста F , кН	1,5	2,0	2,5	3,0	2,0	3,0	1,5	2,5	2,5	3,5
Скорость моста v , м/с	1,00	1,35	1,65	1,00	2,00	1,35	1,65	2,00	1,00	1,65
Диаметр колеса D , мм	200	300	400	300	500	400	600	700	400	500
Допускаемое отклонение скорости ленты δ , %	3	4	6	6	5	3	4	5	5	6
Срок службы привода L_r , лет	5	6	7	3	4	6	5	4	6	3

Рисунок 1.5 – Привод механизма передвижения мостового крана и варианты для расчета



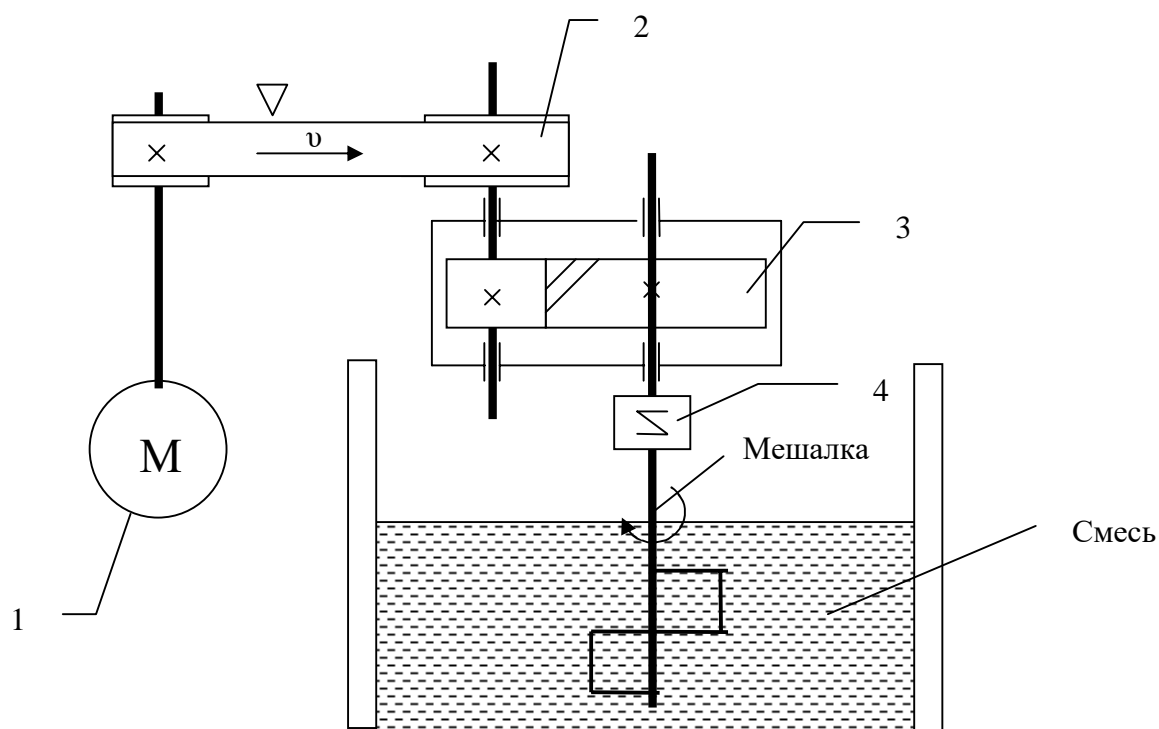
Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила F , кН	0,5	0,8	1,0	1,0	0,7	0,8	0,9	1,1	1,2	0,5
Окружная скорость барабана v , м/с	2,0	2,5	2,0	2,5	3,5	3,0	3,0	2,5	2,0	3,0
Диаметр барабана D , мм	400	400	600	600	800	900	900	800	800	800
Допускаемое отклонение скорости ленты δ , %	3	4	5	5	4	4	3	4	4	5
Срок службы привода L_T , лет	7	6	4	5	6	7	5	5	4	6

Рисунок 1.6 – Привод галтовочного барабана для снятия заусенцев и варианты для расчета



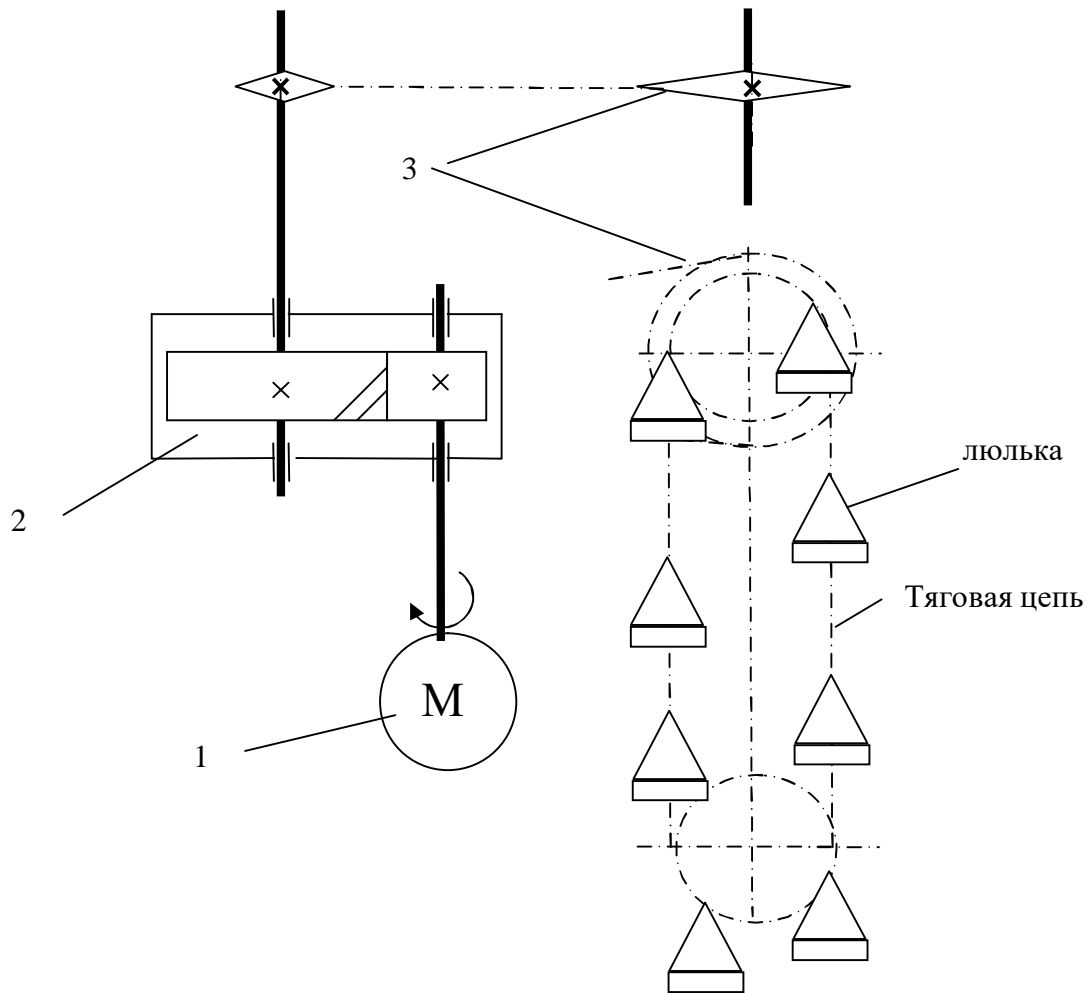
Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность лебедки F , кН	1,0	1,5	1,8	2,0	2,5	2,8	3,0	3,2	3,5	4,0
Скорость подъема v , м/с	0,17	0,20	0,25	0,26	0,27	0,20	0,27	0,25	0,23	0,20
Диаметр барабана D , мм	200	200	250	250	300	300	350	350	300	250
Угол наклона ременной передачи θ , град	60	60	30	45	30	45	60	30	45	45
Допускаемое отклонение скорости ленты δ , %	5	6	4	4	5	5	6	6	5	4
Срок службы привода L_f , лет	7	6	5	6	4	7	5	4	7	6

Рисунок 1.7 – Привод электрической лебедки и варианты для расчета



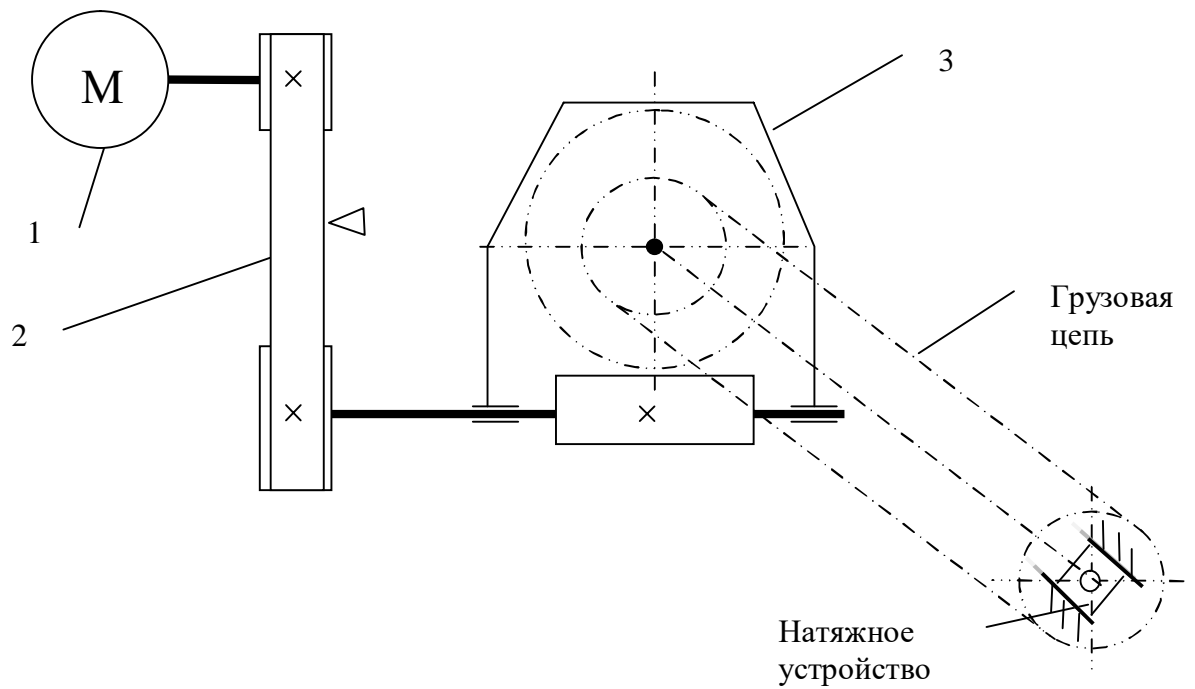
Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Момент сопротивления вращению $T, \text{кНм}$	0,15	0,18	0,20	0,25	0,27	0,30	0,32	0,34	0,38	0,40
Частота вращения мешалки, $n, \text{об/мин}$	60	65	70	75	80	70	65	60	70	80
Допускаемое отклонение скорости мешалки $\delta, \%$	5	4	6	7	3	4	7	5	6	4
Срок службы привода $L_T, \text{лет}$	3	5	4	6	4	5	6	7	5	3

Рисунок 1.8 – Привод к мешалке и варианты для расчета



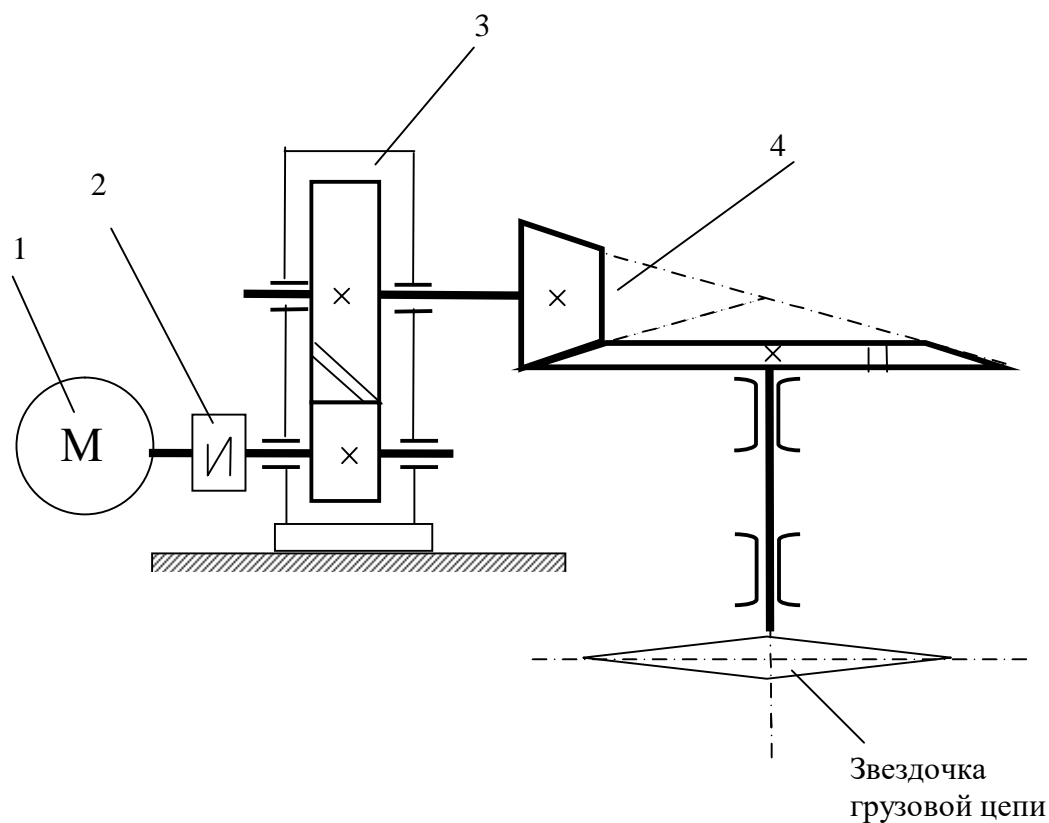
Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	1,5	2,0	2,5	2,8	3,0	2,0	2,0	1,8	1,5	1,6
Скорость тяговой цепи v , м/с	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Шаг тяговой цепи p , мм	100	125	125	80	80	100	125	150	100	150
Число зубьев звездочки z	7	8	7	9	11	10	10	7	8	9
Допускаемое отклонение скорости тяговой цепи δ , %	4	5	5	6	4	3	6	5	4	3
Срок службы привода L_T , лет	6	7	4	5	7	6	5	4	6	5

Рисунок 1.9 – Привод люлечного элеватора и варианты для расчета



Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	5	6	7	8	3	4	5	13	10	6
Скорость грузовой цепи v , м/с	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,35	0,25	0,30	0,40
Шаг тяговой цепи p , мм	80	100	125	150	80	80	100	150	125	100
Число зубьев звездочки Z	8	9	10	7	10	11	8	12	9	11
Допускаемое отклонение скорости ленты δ , %	4	6	6	5	4	5	6	4	3	3
Срок службы привода L_r , лет	7	6	7	7	5	4	6	4	5	6

Рисунок 1.10 – Привод к подъемнику и варианты для расчета



Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	1
Тяговая сила цепи F , кН	3,0	3,4	3,8	4,0	4,2	4,6	4,8	5,0	5,2	5,5
Скорость грузовой цепи v , м/с	0,55	0,60	0,65	0,60	0,65	0,65	0,60	0,65	0,55	0,63
Шаг тяговой цепи p , мм	80	80	100	80	100	80	80	100	80	100
Число зубьев звездочки Z	7	9	8	7	9	8	8	9	7	8
Допускаемое отклонение скорости ленты δ , %	6	5	4	7	8	5	4	7	6	4
Срок службы привода L_T , лет	5	5	7	6	7	7	5	4	4	6

Рисунок 1.11 – Привод подвешенного конвейера и варианты для расчета

2 Выбор двигателя, кинематический и силовой расчет привода

Цель работы:

1. Определить частоты вращения, угловые скорости валов и передаточные числа передач.
2. Определить мощности и моменты на валах.
3. Выбрать электродвигатель.

Исходные данные:

1. Кинематическая схема.
2. Исходные данные для расчета привода по варианту.

Теоретическое обоснование

Привод – это устройство, предназначенное для приведения в движение рабочего органа машины. В состав привода входит электродвигатель и понижающие механические передачи, как показано на рисунке 2.1

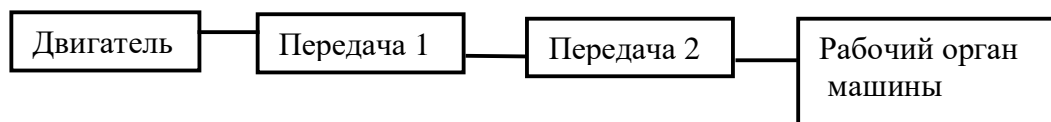


Рисунок 2.1 – Схема привода

Передачи привода понижают угловую скорость, при этом момент возрастает.

В состав приводов входят такие передачи, как:

- а) закрытая зубчатая цилиндрическая или червячная передача;
- б) открытая ременная, цепная или зубчатая цилиндрическая передача.

При выборе электродвигателя необходимо учитывать, что цилиндрический редуктор может понизить частоту вращения не более, чем в 6 раз, следовательно, необходимо выбрать двигатель с частотой вращения 750 об/мин. Если в состав привода входит червячный редуктор, то частота вращения двигателя может составлять 1000 или 1500 об/мин.

Результатом расчета должны быть кинематические и силовые характеристики трех валов привода и передаточные числа u , двух передач.

К кинематическим характеристикам относятся:

- частота вращения n , об/мин;
- угловая скорость ω , рад/с;

К силовым характеристикам относятся:

- мощность P , кВт;
- к.п.д., η ;
- моменты, T , кНм.

1. Определение силовых и кинематических характеристик привода:
 а) определить мощность на валу рабочей машины, кВт, по формуле

$$P_{p.m.} = P_{III} = F \times u \quad \text{или} \quad P_{p.m.} = P_{III} = T \times \frac{\rho n}{30}, \quad (2.1)$$

где F, T – сила или момент, по заданию, кН или кНм;

υ, n – скорость или частота вращения, по заданию, м/с или об/мин

б) определить частоту вращения приводного вала рабочей машины, об/мин, по формуле

$$n_{p.m.} = n_{III} = \frac{60 \times 1000 \times u}{\rho \times D} \quad \text{или} \quad n_{p.m.} = n_{III} = \frac{60 \times 1000 \times u}{z \times p}, \quad (2.2)$$

в) определить общий к.п.д. привода по формуле

$$h_{общ} = h_{o.n} \times h_{z.n}, \quad (2.3)$$

где $\eta_{з.п.}$, $\eta_{o.п.}$ – к.п.д. механизмов выбирать по таблице 2.1

Таблица 2.1 – Коэффициенты полезного действия для передач

Тип передачи	Закрытые	открытые
Зубчатая цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
Зубчатая коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячные при передаточном числе $u > 30$ $u > 14$ до 30; $u > 8$ до 14;	предварительно 0,75...0,85 0,70...0,75 0,80...0,85 0,85...0,95	
Плоскоременная	-	0,96...0,98
Клиноременная	-	0,95...0,97
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93

г) определить требуемую мощность электродвигателя, кВт, по формуле

$$P_{эл.дв} = \frac{P_{III}}{h_{общ}}, \quad (2.4)$$

и принять стандартную номинальную мощность $P_{ном}$, кВт, по таблице 2.2, округлив в большую сторону до стандартного значения и назначить частоту вращения из предложенных $n_{эл.дв.}$ (синхронная частота вращения 750, 1000, 1500)

Таблица 2.2– Двигатели асинхронные, технические данные

Номи- нальная мощность $P_{ном}$ кВт	1500		1000		750	
	Тип двигателя	Номиналь- ная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номиналь- ная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номиналь- ная частота $n_{ном}$, об/мин
0,25	4ААМ63А2У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680
0,37	4ААМ63В2У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675
0,55	4АМ471А2У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700
0,75	4АМ71В2У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90ЛА8У3	700
1,1	4АМ80А2У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90ЛВ8У3	700
1,5	4АМ80В2У3	1415	4АМ90Л6У3	935	4АМ100Л8У3	700
2,2	4АМ90Л2У3	1425	4АМ100Л6У3	950	4АМ112МА8У3	700
3,0	4АМ100S2У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700
4,0	4АМ100Л2У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132S8У3	720
5,5	4АМ112М2У3	1445	4АМ132S6У3	965	4АМ132М8У3	720
7,5	4АМ132S2У3	1455	4АМ132М6У3	970	4АМ160S8У3	730

д) определить общее передаточное число по формуле

$$u_{общ} = \frac{n_{эл.дв}}{n_{р.м}}, \quad (2.5)$$

6. Назначить передаточное число закрытой передачи $u_{з.п}$ из стандартных по таблице 2.3

Таблица 2.3 – Передаточные числа

Тип передачи	Значение «u»
зубчатые передачи закрытые (редуктор)	2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3.
Червячные передачи	10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5
Открытые зубчатые передачи	3...7
ременных передач	2...4
цепных передач	2...5

е) определить передаточное число открытой передачи по формуле

$$u_{о.п.} = \frac{u_{общ}}{u_{з.п.}}, \quad (2.6)$$

(передаточное число не должно превышать рекомендуемого в таблице 2.3)

ж) записать марку двигателя по таблице 2.2.

2.Расчет частот вращения, угловых скорости, мощностей и вращающих моментов трех валов привода:

а) частота вращения: n_I , n_{II} , и n_{III} , об/мин,

$$n_I = n_{эл.дв} = n_{ном}; \quad n_{II} = \frac{n_I}{u_1}; \quad n_{III} = \frac{n_I}{u_2} = n_{р.м} \quad (2.7)$$

где u_1 u_2 , – передаточное число открытой и закрытой передачи, в том порядке, в котором они установлены после электродвигателя

б) угловые скорости в рад/с для каждого вала по формуле

$$\omega_1 = \frac{\rho \times n_1}{30} \quad \omega_{II} = \frac{\rho \times n_{II}}{30} \quad \omega_{III} = \frac{\rho \times n_{III}}{30} \quad (2.8)$$

в) мощности на валах привода, кВт

$$P_I = P_{\text{эл.двиг}}; \quad P_{II} = P_{\text{эл.двиг}} \cdot h_{o.n.}; \quad P_{III} = P_{II} \cdot h_{з.н.}$$

г) вращающие моменты на валах, кНм

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_1}; \quad T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}}; \quad T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}}.$$

3 Расчет закрытой зубчатой передачи

Цель работы:

1. Выбрать материал.
2. Спроектировать зубчатую передачу.
3. Определить силы в зацеплении.
4. Выполнить эскиз передачи.

Исходные данные:

1. $T(T_2)$ – момент на тихоходном валу редуктора
2. $u(u_{з.п})$ – передаточное число закрытой передачи.

Исходные данные взять из практической работы «Выбор двигателя, кинематический и силовой расчет привода»

Теоретическое обоснование

В процессе работы на зубья действуют силы передаваемой нагрузки и силы трения, напряжения изменяются циклично. Повторно-переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев (поломка зубьев и выкрашивание рабочих поверхностей). Силы трения в зацеплении вызывают изнашивание и заедание зубьев.

Поломка зубьев – это наиболее опасный вид разрушения. Под действием повторно переменных нагрузок зубья испытывают изгиб. Максимальные переменные напряжения изгиба σ_F приходятся на ножку зуба, в конце концов, в этом месте возникают усталостные трещины и зуб ломается.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев – это основной вид разрушения для закрытых передач, такое разрушение возникает в месте контакта зубьев под действием повторно переменных контактных напряжений σ_H .

Расчета на контактную прочность выполняют как проектный расчет по допускаемым контактным $[\sigma]_H$.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ зависят от допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_{H0}$, соответствующих контактной выносливости при N_{H0} числе циклов переменных напряжений ($[\sigma]_{H0}$ и N_{H0} справочные величины) и коэффициента долговечности K_{HL} , который учитывает влияние срока службы и режима нагрузки.

Расчет с учетом изгибной прочности выполняют по изгибным $[\sigma]_F$ напряжениям, как проверочный.

Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач стандартизован (ГОСТ 21354-87). В данной практической работе введены упрощения, мало влияющие на результаты, приводится методика проектного расчета, а проверочный расчет проводится отдельно.

1. Выбор материал для изготовления зубчатых колес и варианты термообработки:

а) выбор материал для изготовления зубчатых колес и варианты термообработки: проводится по таблице 3.1:

Таблица 3.1 – Материал, термообработка и допускаемые напряжения

Элемент передачи	Марка стали	D _{пред}	Термообработка	HRC _{1cp}	[σ] _н	[σ] _н среднее	[σ] _ф
		S _{пред}		HB _{2cp}	Н/мм ²		
Шестерня	40X	80	У + ТВЧ	47,5	835	637,16	232,5
Колесо	40X	125	У	285,5	580,9		220,5

б) так как к размерам проектируемого редуктора не предъявляют высоких требований, применяется сталь 40X для шестерни и колеса;

в) термообработка для шестерни улучшение плюс закалка ТВЧ, средняя, твердость $HRC_{1cp} = \frac{45+50}{2} = 47,5$, что в единицах HB составляет, $HB_{1cp}=457$;

термообработка для колеса улучшение, средняя твердость $HB_{2cp} = \frac{269+302}{2} = 285,5$;

2. Проектный расчет передачи проводят в последовательности:

а) определяется межосевое расстояние a_w , мм, по формуле

$$a_w^3 K_a \chi(u+1) \times \sqrt{\frac{T \times 10^6}{\psi_a \chi u^2 \chi [s]_H^2}} \times K_{Hb}, \quad (3.1)$$

где $K_a=43$, вспомогательный коэффициент для косозубых передач;

u ($u_{z.n}$)– передаточное число закрытой передачи;

T (T_2)– кН·м, вращающий момент на тихоходном валу редуктора;

$\psi_a = 0,28 \dots 0,36$ коэффициент ширины венца колеса;

$[\sigma]_H = 637,16$, Н/мм², среднее контактное напряжение;

$K_{Hb}=1.$, коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба

Полученное значение a_w округляют до целого числа по ГОСТ 6636-69 приложение Б

б) определяется делительный диаметр колеса по формуле

$$d_2 = \frac{2a_w u}{(u+1)}, \quad (3.2)$$

в) определяется ширина венца колеса, мм, по формуле

$$b_2 = y_a a_w, \quad (3.3)$$

г) определяется модуль зацепления, m , мм, по формуле

$$m \geq \frac{2 K_m T \times 10^6}{d_2 b_2 [\sigma]_F}, \quad (3.4)$$

где $K_m = 5,8$, вспомогательный коэффициент, для косозубых передач;

T – вращающий момент на тихоходном валу передачи, кН·м;

d_2 – делительный диаметр колеса, мм;

b_2 – ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_F$, – допустимое напряжение изгиба $[\sigma]_F = 220,5 \text{ Н/мм}^2$;

полученное значение модуля m , округляется в большую сторону, до стандартного числа, из ряда чисел

Значение стандартных модулей зубчатых передач, мм

1-й ряд (предпочтительный) 1,0; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10

2-й ряд 1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

д) определяется синус угла наклона зубьев по формуле

$$\sin b_{\min} = \frac{3,5m}{b_2}, \quad (3.5)$$

определяют значение угла наклона β_{\min} , в градусах.

е) определяется суммарное число зубьев шестерни и колеса по формуле

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = \frac{2a_w \cos b_{\min}}{m}, \quad (3.6)$$

полученное значение Z_{Σ} округляется в меньшую сторону до целого числа

ж) уточняется действительная величина угла наклона зубьев по формуле

$$\cos b = \frac{Z_{\Sigma} \cdot m}{2a_w}, \quad (3.7)$$

значение угла в градусах должно быть в пределах $7^{\circ} \leq \beta \leq 20^{\circ}$

з) определяется число зубьев шестерни Z_1 по формуле

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{1+u}, \quad (3.8)$$

Значение z_1 округляют до ближайшего целого числа. Из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев выполняют рекомендацию $z_1 \geq 17$

и) определяется число зубьев колеса Z_2 по формуле

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1, \quad (3.9)$$

к) определяется фактическое передаточное число u_ϕ и проверяется отклонение от заданного Δu по формулам

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}, \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \times 100\%, \quad (3.10 \text{ а}, 3.10 \text{ б})$$

Норма отклонения от заданного $\Delta u \leq 4\%$

При невыполнении нормы отклонения передаточного числа пересчитать число зубьев шестерни и колеса.

л) определяется фактическое межосевое расстояние, мм, по формуле

$$a_w = \frac{(Z_1 + Z_2) \times m}{2 \cos b}, \quad (3.11)$$

м) определяют основные геометрические параметры передачи, мм, через модуль зацепления m , точность вычислений ведут до 0,01мм, значение ширины зубчатых венцов округляют по ГОСТ 6636-69 приложение Б

$$\text{Делительный диаметр шестерни } d_1 = \frac{m \times Z_1}{\cos b};$$

$$\text{Диаметр вершин зубьев шестерни } d_{a1} = d_1 + 2m;$$

$$\text{Диаметр впадин зубьев шестерни } d_{f1} = d_1 - 2,4m;$$

Ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (2 \dots 4)$ b_2 – ширина венца колеса определена ранее

$$\text{Делительный диаметр колеса } d_2 = \frac{m \times Z_2}{\cos b};$$

$$\text{Диаметр вершин зубьев колеса } d_{a2} = d_2 + 2m;$$

$$\text{Диаметр впадин зубьев колеса } d_{f2} = d_2 - 2,4m$$

По полученным размерам строится шестерня и колесо в зацеплении, как показано на рисунке 3.1

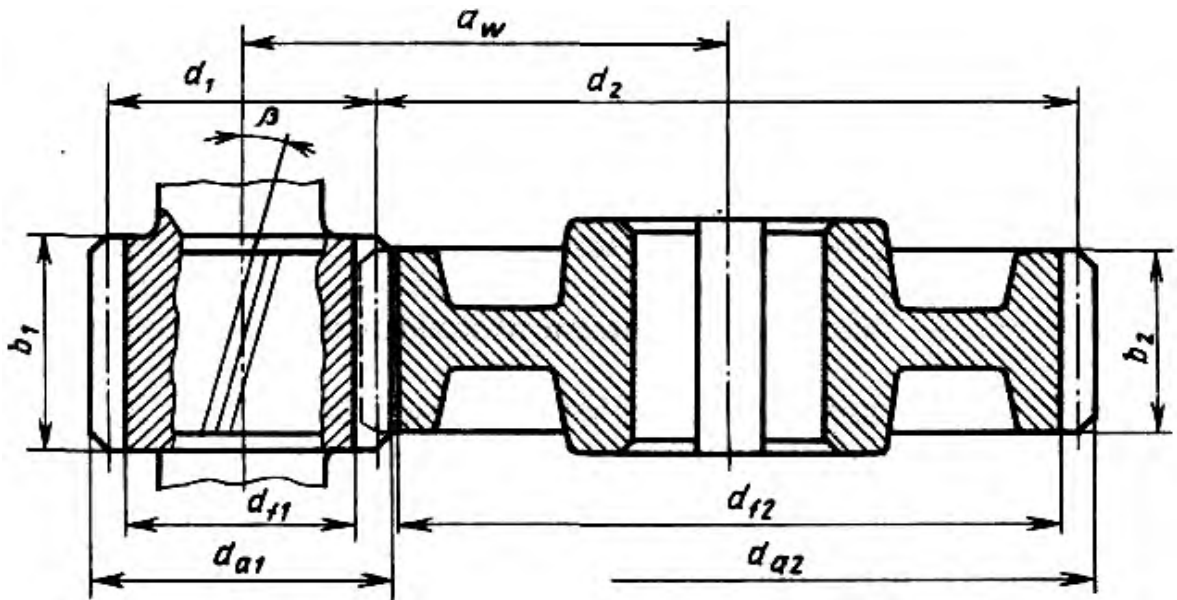


Рисунок 3.1 – Колесо и шестерня в зацеплении

3. В зацеплении рассчитывают окружную, радиальную и осевую (для косозубых передач) силы:

а) определить окружную силу в зацеплении по формуле

$$F_t = \frac{2 \times T \times 10^6}{d_2} \quad (3.12)$$

где $T(T_2)$ – момент на тихоходном валу редуктора, кН·м;

d_2 – делительный диаметр колеса, мм

б) определить радиальную силу в зацеплении по формуле

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (3.13)$$

где $\alpha=20^\circ$, угол зацепления, $\operatorname{tg} \alpha= 0,3640$;

β – угол наклона зубьев, пункт ж.

в) определить осевую силу в зацеплении для косозубых передач по формуле

$$F_a = F_t \times \operatorname{tg} \beta, \quad (3.14)$$

4 Расчет закрытой червячной передачи

Цель работы:

1. Выбрать материал.
2. Спроектировать червячную передачу.
3. Определить силы в зацеплении.
4. Выполнить эскиз передачи.

Исходные данные:

1. Момент на тихоходном валу редуктора, $T(T_2)$, кНм
2. $u(u_{з.п})$ – передаточное число закрытой передачи.

Исходные данные взять из практической работы «Выбор двигателя, кинематический и силовой расчет привода»

Теоретическое обоснование

Червяк и червячное колесо должны быть антифрикционными с высокой прочностью и износостойкостью.

Червяки изготавливаются из среднеуглеродистых (марок 40, 45, 50) или легированных сталей (марок 40X, 40XH), с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45...53HRC и с последующей шлифовкой и полировкой рабочих поверхностей, и цементуемых сталей 15X, 20X и др. с твердостью после закалки 56...63 HRC.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, марка зависит от скорости скольжения v_s .

У зубьев червячных колес возможны разрушения:

1. Поломка зубьев, которая встречается редко.
2. Усталостное выкрашивание, наиболее опасно в передачах с колесами из оловянных бронз, т.к. материал мягкий.

3. Износ зубьев колес зависит от степени загрязнения масла, точности монтажа, частоты пуска и остановок, а так же от величины контактных напряжений.

4. Заедание, наиболее распространенный вид разрушения, возможен как для мягких, так и для твердых материалов. Для мягких материалов заедание проявляется в намазывании бронзы на червяк и постепенном изнашивании сечения зуба. Для твердых алюминиевых бронз заедание переходит в задир, т. е. приваривание частиц бронзы к виткам червяка.

Основным расчетом червячных передач является расчет на прочность по контактным напряжениям σ_H .

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$ – зависят от материала, ресурса и характера нагрузки.

При работе червячной передачи выделяется большое количество тепла, во избежании перегрева, проводят тепловой расчет на основе теплового баланса.

1. Червяк изготавливают из стали 40Х с термообработкой улучшение до твердости HRC 30...38. Червячное колесо изготавливают из бронзы, латуни или чугуна, в зависимости от скорости скольжения:

а) определяется скорость скольжения по формуле

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \omega \cdot u_{3,п}}{10^2} \sqrt[3]{T}, \quad (4.1)$$

где v_s – скорость скольжения м/с;

ω – угловая скорость тихоходного вала ($\omega_{ш}$), рад/с;

$u_{3,п}$ – передаточное число червячной передачи;

T – момент на тихоходном валу (T_2) кНм

б) по таблице 4.1 выбирается материал и его характеристики предел прочности ($\sigma_{пч}$), предел текучести (σ_T), допускаемое контактное и изгибное напряжение ($[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$)

Таблица 4.1 – Материал червячной пары

Скорость скольжения v_s м/с	Элемент	Материал	$\sigma_{пч}$ Н/м М ²	σ_T Н/м М ²	$[\sigma]_H$ Н/мм ²	$[\sigma]_F$ Н/м М ²	Твердость HRC
1	2	3	4	5	6	7	8
2...5	Червяк	Сталь 40Х	900	750			45...50
	Червячное колесо	БрА10Ж4Н4	700	460	205,7	118	
> 5	Червяк	Сталь 40Х	900	750			45...50
	Червячное колесо	БрО10Н1Ф1	285	165	203	118	

2. Проектный расчет червячной передачи:

а) определяют межосевое расстояние по формуле

$$a_\omega = 61 \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^6}{[\sigma]_H^2}}, \quad (4.2)$$

где a_ω – межосевое расстояние, мм;

T – момент на червячном колесе, кНм (T_2);

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, Н/мм²

Полученное межосевое расстояние округляется до стандартного значения по ГОСТУ 6636-69, приложение Б

б) выбирают число витков червяка Z_1 , в зависимости от передаточного числа червячной передачи $u_{3,п}$, по таблице

Таблица 4.2 – Число витков червяка

$u_{з.п}$	свыше 8 до 14	свыше 14 до 30	свыше 30
Z_1	4	2	1

в) определяют число зубьев червячного колеса по формуле

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{з.п.}, \quad (4.3)$$

Полученное значение округляется в меньшую сторону до целого числа. Из условия отсутствия подрезания число зубьев рекомендуется $Z_2 \geq 26$, оптимальное значение $Z_2 = 40 \dots 60$.

г) определить модуль зацепления m , мм, по формуле

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{a_\omega}{Z_2}, \quad (4.4)$$

Значение модуля m округляется в большую сторону до стандартного значения по таблице 4.3

Таблица 4.3 – Значение модуля

Модуль	1-й ряд (предпочтительный)	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16
m , мм	2-й ряд	3	3,5	6	7	12				

д) определяют коэффициент диаметра червяка по формуле

$$q \approx (0,212 \dots 0,25) \cdot Z_2, \quad (4.5)$$

Полученное значение округляется до стандартного значения по таблице 4.4

Таблица 4.4 - Коэффициент диаметра червяка

q	1-й ряд (предпочтительный)	6,3	8	10	12,5	16
	2-й ряд	7,1	9	11,2	14	18

е) определяется коэффициент смещения инструмента x , по формуле

$$x = \left(\frac{a_\omega}{m}\right) - 0,5(q + Z_2), \quad (4.6)$$

Во избежание подрезания зубьев рекомендуется выполнять условие $-1 \leq x \leq +1$. Если при расчете x условие не выполняется, то следует варьировать значениями q и Z_2 .

ж) определяется фактическое передаточное число u_ϕ и проверяется его отклонение Δu от заданного $u_{з.п.}$ по формуле и условию

$$u_\phi = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\%, \quad (4.7)$$

з) определяют фактическое межосевое расстояние по формуле

$$a_w = 0,5m(q + Z_2 + 2x) , \quad (4.8)$$

и) определяют основные геометрические размеры червячной передачи, мм, по формулам из таблицы 4.5

Таблица 4.5 – Геометрические размеры червячной передачи

Червяк	
Делительный диаметр:	$d_1 = qm$
Начальный диаметр:	$d_{w1} = m(q + 2x)$
Диаметр вершин витков	$d_{a1} = d_1 + 2m$
Диаметр впадин витков	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$
Делительный угол подъема линии витков	$\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right)$
Длина нарезаемой части червяка При $x \leq 0$, $C=0$; при $x > 0$ $C = 100 \frac{m}{Z_2}$	$b_1 = (10 + 5,5 x + Z_1)m + C$ x – коэффициент смещения пункт е)
Червячное колесо	
Делительный диаметр	$d_2 = d_{w2} = mZ_2$
Диаметр вершин зубьев	$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$
Наибольший диаметр колеса	$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{(Z_1 + 2)}$
Диаметр впадин зубьев	$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x)$
Ширина венца	при $z_1 = 1; 2$ $b_2 = 0,355a_w$ при $z_1 = 4$; $b_2 = 0,315a_w$
Радиусы закругления зубьев	$R_a = 0,5d_1 - m$; $R_f = 0,5d_1 + 1,2m$;
Условный угол обхвата червяка венцом колеса $2\delta \approx 90 \dots 120^\circ$	$\sin\delta = \frac{b_2}{d_{a2} - 0,5m}$

к) по полученным значениям вычерчивают червяк и червячное колесо в зацеплении, как показано на рисунке 4.1

5 Расчет плоскоременной передачи

Цель работы:

1. Спроектировать плоскоременную передачу.
2. Определить силу давления ремня на вал.

Исходные данные:

1. Мощность электродвигателя, $P_{ном}$, кВт;
2. Момент на ведущем шкиву, $T (T_1)$, кВт;
3. Передаточное число плоскоременной передачи, $u (u_{o.п})$;
4. Частота вращения ведущего шкива, n_1 , об/мин;

Исходные данные взять из практической работы «Выбор двигателя, кинематический и силовой расчет привода»

Теоретическое обоснование

Плоские ремни имеют прямоугольное сечение, общин требования к материалу: высокое сопротивление усталости, прочность и износостойкость, высокий коэффициент трения, эластичность, невысокая стоимость. Плоские ремни бывают кожаные, шерстяные, хлопчатобумажные, резинотканевые и синтетические. Плоские ремни бывают бесконечные и сшивные.

Резинотканевые плоские ремни получили наибольшее распространение. они состоят из каркаса с резиновыми слоями.

Резинотканевые ремни обладают хорошей тяговой способностью, прочностью, эластичностью, малочувствительны к влаге и колебаниям температуры, однако их нельзя применять в средах, содержащих нефтепродукты.

Синтетические плоские ремни обладают высокой статической прочностью, эластичностью и долговечностью. Армированные пленочные многослойные ремни могут передавать мощность в тысячи киловатт при скорости ремня до 60 м/с . Пленочные ремни малой толщины могут передавать мощности до 15 кВт и работать при скорости до 100м/с. Тяговую способность синтетических ремней повышают за счет фрикционных покрытий.

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: тяговая способность и долговечность.

В проектном расчете определяют диаметры шкивов, длину и ширину ремня.

1. Проектный расчет:

- а) выбирается материал ремня (резинотканевый или синтетический)
- б) определить диаметр ведущего шкива по формуле

$$d_1 = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T \times 10^3}, \quad (5.1)$$

где d_1 – диаметр ведущего шкива, мм;

T (T_1) – момент на ведущем шкиву

Полученное значение округлить до стандартного значения.

Стандартный ряд диаметров шкивов плоскоремennых передач d , мм
63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355,
400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800,
2000

- в) определяют диаметр ведомого шкива, по формуле

$$d_2 = d_1 \times u_{o.n} \times (1 - \epsilon), \quad (5.2)$$

где $u_{o.n}$ – передаточное число открытой передачи;

ϵ – коэффициент скольжения, $\epsilon = 0,01 \dots 0,02$.

Полученное значение d_1 округляют до стандартного числа из ряда

- г) определяют фактическое передаточное число и проверить его отклонение, от заданного по формулам

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \times (1 - \epsilon)}, \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \times 100\% \leq 4\% \quad (5.3)$$

где d_1 и d_2 – стандартные диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм

- д) определяют ориентировочное межосевое расстояние, a , мм, по формуле

$$a' \approx 1,5(d_1 + d_2), \quad (5.4)$$

- е) определяют расчетную длину ремня, l , мм, по формуле

$$l_p = 2a' + \frac{p}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'}, \quad (5.5)$$

где a' – ориентировочное межосевое расстояние, мм;

d_1 и d_2 – стандартные диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм

Полученное значение l округляется до ближайшего, стандартного значения из ряда

Стандартный ряд чисел, для значения длины плоского ремня l , мм
 500, 550, 600, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300,
 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 200, 2500, 3000, 3500, 4000.

ж) уточняется значение межосевого расстояния, мм, по стандартной длине

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2l - \rho(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \rho(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}, \quad (5.6)$$

При монтаже передачи обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния a на 0,01 l для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для увеличения натяжения ремней предусматриваем возможность увеличения a на 0,025 l .

з) определяют угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 , град, по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \times \frac{d_2 - d_1}{a} \leq 150^\circ, \quad (5.7)$$

и) определяют скорость ремня по формуле

$$u = \frac{\rho \times d_1 \times n_1}{60 \times 10^3} \leq [v], \quad (5.8)$$

где v – скорость ремня, м/с;

d_1 – диаметр ведущего шкива в мм (стандартный);

n_1 – частота вращения, ведущего шкива, об/мин ($n_1 = n_{эл.дв} = n_{ном}$);

$[v]$ – допускаемая скорость, $[v] = 35$ м/с

к) определяют частоту пробегов ремня U , s^{-1} по формуле

$$U = \frac{u \times 10^3}{l} \leq [U], \quad (5.9)$$

где U – частота пробегов ремня, s^{-1} ;

l – стандартная длина ремня, мм;

$[U] = 15 s^{-1}$ – допускаемая частота пробегов

Соблюдение соотношения $U \leq [U]$ гарантирует срок службы 1000...5000

ч

л) определяют окружную силу, Н, передаваемую ремнем по формуле

$$F_t = \frac{P_{ном} \times 10^3}{u}, \quad (5.10)$$

где $P_{\text{ном}}$ мощность электродвигателя, кВт,

v – скорость ремня, м/с

м) определяют толщину ремня δ , мм из соотношения

$$\text{для резинотканевого } \frac{d}{d_1} = \frac{1}{40},$$

$$\text{для синтетического } \frac{d}{d_1} = \frac{1}{100 \dots 150}$$

Расчетная толщина ремня, должна соответствовать стандартной по таблице 1

Таблица 5.1 – Размеры плоских ремней

Стандартная ширина ремня b , мм	Число прокладок	Толщина ремня с прослойками δ , мм им
20; 32; 40; 50; 63; 71	3; 4; 5	4,5; 6; 7,5
80; 90; 100; 112	3; 4; 5; 6	4,5; 6; 7,5 9,0
125; 140; 160; 180; 200; 224; 250	4; 5; 6	4,5; 6; 7,5 9,0
Примечания 1 Толщина одной прокладки с резиновой прослойкой 1,5 мм. 2 С увеличением δ долговечность ремня уменьшается		

н) определяют допускаемую удельную окружную силу $[k_n]$ Н/мм² по формуле

$$[k_n] = \frac{[k_0]}{C_p} C_q \times C_a \times C_u \quad (5.11)$$

где $[k_0]$ – допускаемая номинальная удельная окружная сила, Н/мм²,

C_0, C_a, C_v, C_p – поправочные коэффициенты по таблице 2

для синтетических ремней $[k_0] = 11,6 - 440 \cdot (\delta/d_1)$, для резинотканевых $[k_0] = 2,5 - 10 \cdot (\delta/d_1)$

о) определяют ширину ремня b , мм, по формуле

$$b = \frac{F_t}{d \times [k_n]}, \quad (5.12)$$

где δ – толщина ремня, мм (выбрано ранее по таблице 1);

F_t – окружная сила, Н (пункт л)

$[k_n]$ – допускаемая номинальная удельная окружная сила (определена по формуле 11), Н/мм²

Ширину b округлить до стандартного значения по таблице 1.

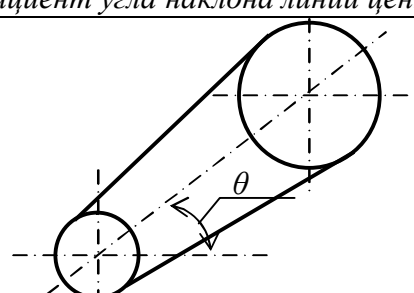
п) определяют площадь поперечного сечения ремня, мм², по формуле

$$A = \delta b, \quad (5.13)$$

где δ – толщина ремня, мм

b – стандартная ширина ремня.

Таблица 5.2 Значение поправочных коэффициентов С

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p								
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями			Со значительными колебаниями	Ударная и резко неравномерная		
C_p	1	0,9			0,8	0,7		
Пр и м е ч а н и е. При двухсменной работе C_p следует понизить на 0,1; при трехсменной – на 0,2.								
Коэффициент угла охвата α_1 на меньшем шкиве C_α								
Угол охвата α_1 , град		180	170	160	150	140	130	120
C_α	для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91	-	-	-
	для клиновых и поликлиновых ремней	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы C_v								
Скорость ремня v , м/с		1	5	10	15	20	25	30
C_v	для плоских ремней	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
Коэффициент угла наклона линии центров к горизонту C_θ								
Угол наклона θ , град					0...60	60...80	80...90	
C_θ					1	0,9	0,8	

2. Определение силы давления ремня на вал:

а) определяют силу предварительного натяжения ремня F_0 , Н по формуле

$$F_0 = A \cdot \sigma_0, \quad (5.14)$$

где σ_0 – предварительное напряжение, Н/мм²;

$\sigma_0=1,8$ МПа – для резинотканевых ремней;

$\sigma_0=10$ МПа – для синтетических ремней

б) определяют силу давления ремня на вал, Н, по формуле

$$F_{on} = 2 \times F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad (5.15)$$

в) определяют силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей, Н

$$\begin{aligned} F_1 &= F_o + \frac{F_t}{2} \\ F_2 &= F_o - \frac{F_t}{2} \end{aligned} \quad (5.16 \text{ а, б})$$

где α_1 – угол охвата малого шкива, град (определён в пункте з)

6 Расчет клиноременной передачи

Цель работы:

1. Спроектировать клиноременную передачу.
2. Определить силу давления ремня на вал.

Исходные данные:

1. Мощность электродвигателя, $P_{ном}$, кВт;
2. T (T_1) – момент на ведущем шкиву; электродвигателя, кВт;
3. u ($u_{о.п}$) – передаточное число клиноременной передачи;
4. $n_1 = n_{эл.дв}$ – частота вращения ведущего шкива об/мин;

Исходные данные взять из практической работы «Выбор двигателя, кинематический и силовой расчет привода»

Теоретическое обоснование

Клиновые ремни имеют трапецеидальное сечение, с углом клина $\varphi_0=40^\circ$, по сравнению с плоскими ремнями обладают большей тяговой способностью, имеют меньшее межосевое расстояние, допускают меньший угол охвата малого шкива и большие передаточные числа (до 10). Однако стандартные клиновые ремни не допускают скорость более 30 м/с и имеют большие потери на трение и напряжения изгиба.

Клиновые ремни выполняют бесконечными. Промышленность выпускает кордтканевые и кордшнуровые ремни, которые состоят из резинового или резиноканевого слоя растяжения, несущего слоя (кордткань или кордшнур), резинового слоя сжатия и оберточного слоя прорезиненной ткани.

В зависимости от соотношения ширины ремня к высоте, различают ремни: нормального, узкого и широкого сечения. Стандартные ремни изготавливают для умеренного и тропического климата (интервал $t = -30 \dots +60^\circ\text{C}$) и для холодного и очень холодного климата (интервал $t = -60 \dots +40^\circ\text{C}$). Для увеличения гибкости клиновые ремни изготавливают с пазами.

Ремни нормального сечения стандартизованы (ГОСТ 1284-80), в зависимости от площади сечения имеют обозначения: 0, А, Б..., всего семь типоразмеров.

Узкие ремни (ТУ 38-605205-95) имеют обозначение: У0, УА, УБ..., всего четыре типоразмера заменяют семь нормальных.

В клиноременных передачах с несколькими ремнями не рекомендуется использовать более 8...12 ремней.

Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность и долговечность.

В проектном расчете определяют диаметры шкивов, длину ремня и количество клиновых ремней в комплекте, которое обеспечит передачу необходимой мощности.

1. Проектный расчет клиноременной передачи:

а) выбирать сечение ремня в зависимости от мощности и частоты вращения электродвигателя по номограмме

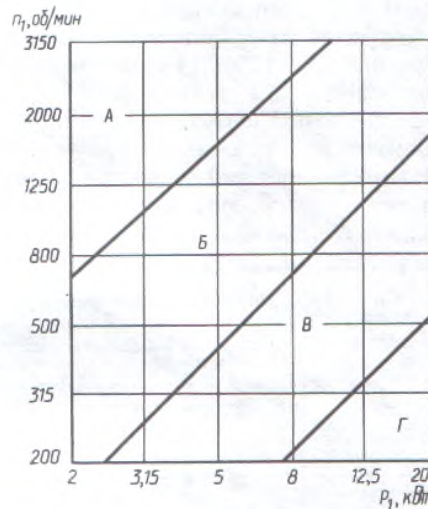


Рисунок 6.1 - Номограмма для выбора сечения ремня

б) минимально допустимый диаметр ведущего шкива d_{1min} выбирают по таблице 6.1

Таблица 6.1 – Минимально допустимые диаметры шкивов при выборе ремней

Сечение ремни	Момент $T_1 N \cdot мм$	d_{min}	Сечение ремни	Момент T_1	d_{min}
<i>Клиновые нормального сечения</i>			<i>Клиновые узкие</i>		
О	До $30 \cdot 10^3$	63	УО	До $150 \cdot 10^3$	63
А	$15 \cdot 10^3 \dots 60 \cdot 10^3$	90	УА	$90 \cdot 10^3 \dots 400 \cdot 10^3$	90
Б	$50 \cdot 10^3 \dots 150 \cdot 10^3$	125	УБ	$300 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^6$	140
В	$120 \cdot 10^3 \dots 600 \cdot 10^3$	200	УВ	Свыше $1,5 \cdot 10^6$	224
Г	$450 \cdot 10^3 \dots 2,4 \cdot 10^6$	355	<i>Поликлиновые</i>		
Д	$1,6 \cdot 10^3 \dots 6 \cdot 10^6$	500	К	До $40 \cdot 10^3$	40
Е	Свыше $4 \cdot 10^6$	800	Л	$18 \cdot 10^3 \dots 400 \cdot 10^3$	80
			М	Свыше $130 \cdot 10^3$	180

в) задаться расчетным диаметром ведущего шкива, диаметр ведущего шкива, выбрать на 1...2 порядка выше, чем d_{1min} мм, из стандартного ряда

Стандартный ряд чисел, для выбора диаметров шкивов, мм

63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000

г) определить диаметр ведомого шкива d_2 , мм, по формуле

$$d_2 = d_1 \times u_{o.n.} \times (1 - e), \quad (6.1)$$

где $u_{o.n.}$ – передаточное число ременной передачи;
 d_1 – расчетный диаметр ведущего шкива, мм;
 ε – коэффициент скольжения, $\varepsilon=0,01\dots0,02$,
 полученное значение d_2 округлить до значения из стандартного ряда чисел для выбора диаметров

г) определяют фактическое передаточное число и проверяют его отклонение, от заданного $u_{o.n.}$ по формулам

$$u_{o.n.факт} = \frac{d_2}{d_1 \times (1 - \varepsilon)}, \quad \Delta u_{o.n.} = \frac{|u_{o.n.факт} - u_{o.n.}|}{u_{o.n.}} \times 100\% \leq 5\%, \quad (6.2a, б)$$

При большем отклонения выбирают другие диаметры шкивов
 д) определяется ориентировочное межосевое расстояние, a , мм

$$a \approx 0,55(d_1 + d_2) + h, \quad (6.3)$$

где d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;
 h – высота сечения клинового ремня, по таблице от сечения

Таблица 6.2- Значение размеров поперечного сечения кордотканевых ремней

	Обозначение сечения	Расчетная ширина b_p , мм	Ширина b , мм	Высота h , мм	Расчетная длина l , мм	
					наименьшая	наибольшая
	О	8,5	10	6	400	2500
	А	11	13	8	500	4000
	Б	14	17	10,5	800	6300
	В	19	22	13,5	1800	10600
	Г	27	32	19	3150	15000
	Д	32	38	23,5	4500	16000
	Е	42	50	30	6300	18000

е) определяют расчетную длину ремня, l , мм по формуле

$$l = 2a + \frac{\rho}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}, \quad (6.4)$$

Значение l округляют до ближайшего стандартного значения

Ряд стандартных длин ремней l , мм

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100.

ж) уточняют значение межосевого расстояния при стандартной длине по формуле

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2 \times \rho(d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \times \rho(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}, \quad (6.5)$$

При монтаже передачи предусматривается возможность уменьшения межосевого расстояния a на $0,01l$ для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для увеличения натяжения ремней предусматривается возможность увеличения a на $0,025l$.

з) определяют угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 , град, по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \times \frac{d_2 - d_1}{a}, \quad (6.6)$$

Угол α_1 , соответствует требованию $\alpha \geq 120^\circ$

и) определяют скорость ремня v , м/с по формуле и сравнивают с допускаемой

$$v = \frac{\rho \times d_1 \times n_1}{60 \times 10^3} \leq [v], \quad (6.7)$$

где d_1 – диаметр ведущего шкива, мм;

$n_1 = n_{\text{эл.дв}}$ – частота вращения ведущего шкива об/мин;

$[v]$ – допускаемая скорость, м/с: $[v]=25$ м/с – для клиновых ремней;

$[v]=40$ м/с – для узких клиновых и поликлиновых ремней.

к) определить частоту пробегов ремня U , с^{-1} , по формуле и сравнить с допускаемой

$$U = \frac{v \times 10^3}{l} \leq [U], \quad (6.8)$$

где v – скорость ремня м/с; l – длина ремня, мм;

$[U]=30 \text{ с}^{-1}$ – допускаемая частота пробегов.

Соблюдение соотношения $U \leq [U]$ гарантирует срок службы ремня 1000...5000 часов

л) определяют допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем по формуле

$$[P_n] = [P_o] C_p \times C_a \times C_l \times C_z, \quad (6.9)$$

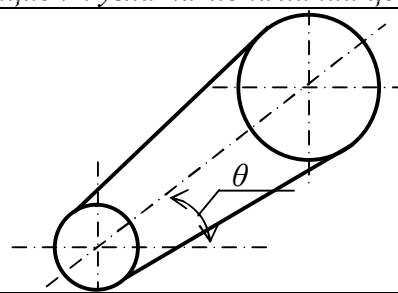
где $[P_o]$, кВт, – допускаемая приведенная мощность, по таблице 6.3

C_p, C_a, C_l, C_z , – поправочные коэффициенты выбираем по таблице 6.4

Таблица 6. 3- Допускаемая приведенная мощность [P₀], кВт

Тип ремня	Сечение; l ₀ , мм	Диаметр шкива d ₁ , мм	Скорость ремня v, м/с								
			2	3	5	10	15	20	25	30	
Клинов- вой	0 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-	
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-	
		80	-	0,43	0,63	1,07	1,41	1,60	1,65	-	
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85	
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08	
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27	
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-	
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-	
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50	
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14	
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64	
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17	
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-	
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-	
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47	
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53	
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23	
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07	
	Узкий клино- вой	УО 1600	63	-	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
			71	-	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	-
			80	-	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	-
90			-	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55	
100			-	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35	
112			-	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15	
125			-	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85	
УА 2500		90	-	1,08	1,56	2,57	-	-	-	-	
		100	-	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-	
		112	-	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	-	
		125	-	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	7,10	
		140	-	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43	
		160	-	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94	
УБ 3550		140	-	1,96	2,95	5,00	6,37	-	-	-	
		160	-	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-	
		180	-	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5	
		200	-	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3	
		224	-	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1	

Таблица. 4 – Значение поправочных коэффициентов С

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_P								
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями			Со значительными колебаниями	Ударная и резко неравномерная		
C_P	1	0,9			0,8	0,7		
Пр и м е ч а н и е. При двухсменной работе C_P следует понизить на 0,1; при трехсменной – на 0,2.								
Коэффициент угла охвата α_1 на меньшем шкиве C_a								
Угол охвата α_1 , град		180	170	160	150	140	130	120
	для клиновых и поликлиновых ремней	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы C_b								
Скорость ремня v , м/с		1	5	10	15	20	25	30
	для клиновых и поликлиновых ремней	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6
Коэффициент угла наклона линии центров к горизонту C_θ								
Угол наклона θ , град					0...60	60...80	80...90	
	C_θ				1	0,9	0,8	
Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня l_P к базовой l_0								
Отношение l_P/l		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	
C_l	для клинового нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07	
	для клинового узкого и поликлинового	0,85	0,91	0,96	1	0,03	0,06	
Коэффициент влияния диаметра меньшего шкива C_d								
Диаметр шкива		15	20	40	60	90	120 и более	
	C_d	0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2	
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кординурами и уточными нитями плоского ремня $C_F=0,85$								
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноремненной передачи C_z								
Ожидаемое число ремней z		2...3			4...5		6	
	C_z	0,95			0,90		0,85	

м) определяют количество клиновых ремней в комплекте по формуле

$$Z = \frac{P_{ном}}{[P_n]}, \quad (6.10)$$

где $P_{ном}$ – мощность электродвигателя, кВт, из расчетов;
 $[P_n]$ – кВт - допускаемая мощность, передаваемую одним клиновым ремнем

Условие для проектируемой передачи комплект клиновых ремней $Z \leq 5$ выполняется, при необходимости уменьшить Z следует увеличить d_1

2 Определение сил клиноремненной передачи:

а) определяют силу предварительного натяжения одного клинового ремня F_0 , Н, по формуле

$$F_0 = \frac{850 \times P_{ном} \times C_l}{Z \times u \times C_a \times C_p}, \quad (6.11)$$

где $P_{ном}$ – мощность электродвигателя, кВт;

C_l, C_a, C_p – поправочные коэффициенты по таблице 4

u – скорость ремня, м/с,

б) определяют окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней, F_t , Н, по формуле

$$F_t = \frac{P_{ном} \times 10^3}{u}, \quad (6.12)$$

в) определяют силу натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей, Н, одного клинового ремня по формулам [1]

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2 \times Z} \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2 \times Z} \end{aligned} \quad (6.13a, б)$$

где Z – число ремней (пункт м)

г) определяют силу давления на вал комплекта клиновых ремней по формуле

$$F_{on} = 2 \times F_0 \times Z \times \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad (6.14)$$

где α_1 – угол охвата малого шкива, град, (пункт з).

F_0 – сила предварительного натяжения одного клинового ремня, Н;

Z – количество клиновых ремней в комплекте.

7 Расчет цепной передачи

Цель работы:

1. Спроектировать цепную передачу
2. Определить силу давления на вал звездочек

Исходные данные:

1. Передаточное число цепной передачи, u ($u_{o.n}$)
2. Частота вращения ведущей звездочки, n_1 , об/мин

Теоретическое обоснование

Основными типами приводных цепей являются втулочные, роликовые и зубчатые, которые стандартизованы и изготавливаются специализированными заводами.

Роликовые цепи получили наибольшее распространение, они состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин, соединенных неподвижной втулкой, на которую надет свободно вращающийся ролик. Роликовые цепи рекомендуют при скоростях $v \leq 15 \text{ м/с}$.

Пластины роликовых цепей изготавливают из сталей и закаляют до невысоких твердостей, валики и втулки – из цементуемых сталей, ролики – из тех же сталей, но закаляют до высокой твердости. Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из цементуемых сталей при динамических нагрузках и из закаленных сталей при работе без толчков и ударов. Для звездочек с большим числом зубьев материалом служит чугун.

Шаг цепи p является исходной характеристикой, через которую выражают все геометрические параметры передачи. При больших скоростях рекомендуют цепи с малым шагом, т.к. при увеличении шага увеличивается нагрузочная способность цепи.

Для цепных передач характерна не постоянная, а средняя скорость движения. Это объясняется тем, что цепь состоит из отдельных звеньев и располагается по звездочке не по окружности, а по многоугольнику. Непостоянство скорости приводит к непостоянству передаточного числа, динамическим нагрузкам и ударам. Для ограничения вредного влияния ударов рекомендуют выбирать значение шага цепи p_{max} в зависимости от максимальной частоты вращения.

Основным критерием работоспособности цепных передач является долговечность цепи, определяемая изнашиванием шарниров. Долговечность приводных цепей по изнашиванию составляет 8...10 тыс. часов работы.

Смазывание цепи оказывает решающее влияние на долговечность. При $v \leq 4 \text{ м/с}$ применяют периодическое смазывание ручной масленкой через каждые 7 часов. При $v \leq 6 \text{ м/с}$ применяют смазывание масленками-капельницами.

1 Проектный расчет цепной передачи:

а) для цепной передачи принимается приводная роликовая цепь ПР: определяют число зубьев ведущей (меньшей) звездочки Z_1 по формуле

$$Z_1 = 29 - 2u, \quad (7.1)$$

где u – передаточное число цепной передачи ($u_{o.п.}$)

Число Z_1 округлить до нечетного целого числа;

б) вычисляют число зубьев ведомой звездочки Z_2 по формуле

$$Z_2 = Z_1 \cdot u, \quad (7.2)$$

где Z_1 – число зубьев ведущей (меньшей) звездочки

u – передаточное число цепной передачи ($u_{o.п.}$)

в) определяют фактическое передаточное число u_ϕ и проверяют его отклонение Δu от заданного u

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}, \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \times 100\% \leq 4\%, \quad (7.3 \text{ а}, 7.3б)$$

г) определяют коэффициент эксплуатации по формуле

$$K = K_D \cdot K_\theta \cdot K_{рег} \cdot K_{смаз}, \quad (7.4)$$

где K_D , K_θ , $K_{рег}$, $K_{смаз}$ – коэффициенты по таблице 7.1

Таблица 7.1 – Коэффициенты условия работы передачи

Обозначение	Наименование	Условия работы	Значение
K_D	Динамичность нагрузки	Равномерная	1
		Толчкообразная	1,5
K_θ	Положение передачи к горизонту	Наклон $\theta \leq 60^\circ$	1
		Наклон $\theta \geq 60^\circ$	1,25
$K_{рег}$	Способ регулировки натяжения цепи	Нажимные звездочки	1,1
		Одной из звездочек	1,0
		Нерегулируемые	1,25
$K_{смаз}$	Способ смазывания	Непрерывное смазывание	0,8
		Капельное смазывание	1,0
		Периодическое смазывание	1,5

д) вычисляют шаг цепи из условия износостойкости по формуле

$$p = 2,8 \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^6 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_u]}}, \quad (7.5)$$

где $T(T_1)$ – вращающий момент на ведущей звездочке, кНм
 K – коэффициент эксплуатации;
 Z_1 – число зубьев ведущей звездочки (пункт а);
 $[p_c]$ – допускаемое среднее давление, МПа, по таблице 2;

Таблица 7.2 – Допускаемое давление для роликов цепи

n, об/мин	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
$[P_c]$, МПа	34,3	29,4	25,7	22,9	20,6	18,6	17,2	14,7

е) полученное значение шага округляют до стандартного и по таблице выбирают цепь

Таблица 7.3 – Параметры приводных цепей типа ПР

Обозначение цепи	Шаг цепи, мм	Разрушающая нагрузка, кН	Проекция опорной поверхности, мм ²	Диаметр ролика шарнира цепи d_1 , мм	Масса 1 м цепи q , кг
ПР-12,70-18,2-1 ПР-12,70-18,2-2	12,70	18,2	50	4,45	0,65 0,75
ПР-15,875-22,7-1 ПР-15,875-22,7-2	15,875	22,7	70	5,08	0,8 1,0
ПР-19,05-31,3	19,05	31,3	106	5,94	1,9
ПР-25,40-56,7	25,40	56,7	180	7,92	2,6
ПР-31,75-88,5	31,75	88,5	62	9,53	3,8

ж) определить скорость цепи

$$v = \frac{pZ_1n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (7.6)$$

где v – скорость цепи, м/с

p – шаг цепи, мм

Z_1 – число зубьев ведущей звездочки

n_1 – частота вращения ведущей звездочки, об/мин

з) определяют окружную силу

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v}, \quad (7.7)$$

где F_t – окружная сила, Н

v – скорость цепи, м/с

и) определяют давление в шарнирах цепи и проводят сравнение с допускаемым

$$P = \frac{K \cdot F_t}{0,275 \cdot p^2 \cdot j} \leq [P_{ц}], \quad (7.8)$$

где K – коэффициент эксплуатации;

F_t – окружная сила, Н

p – шаг цепи, мм

$j = 1$ – предварительное число рядов роликовой цепи

При невыполнении условия $P \leq [P_{ц}]$, увеличить число рядов цепи j

к) вычисляют межосевое расстояние

$$a = 40 \cdot p, \quad (7.9)$$

где p – стандартный шаг, мм

л) определяется число звеньев цепи L_p и её длину L

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{p(Z_2 - Z_1)^2}{40a}, \quad L = L_p \cdot p, \quad (7.10)$$

где p – стандартный шаг, мм

a – межосевое расстояние, мм

$Z_1 Z_2$ – число зубьев ведущей и ведомой звездочек

Число звеньев цепи округляется до целого числа, полученное значение длины цепи L не округляется.

м) уточняется межосевое расстояние при принятом целом числе звеньев a' и

$$a' = 0,25p \left\{ L_p - \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right\}, \quad (7.10)$$

н) определяется фактическое межосевое расстояние a

$$a = a' \cdot p, \quad (7.11)$$

где p – стандартный шаг, мм

L_p – целое число звеньев цепи

$Z_1 Z_2$ – число зубьев ведущей и ведомой звездочек

2 Определение сил предварительного натяжения цепи и давления цепи на вал:

а) сила предварительного натяжения цепи определяется по формуле

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g, \quad (7.12)$$

где F_0 – сила предварительного натяжения, Н;
 K_f – коэффициент провисания по таблице 7.5;
 q – масса 1м цепи, кг по таблице 7.3;
 a – межосевое расстояние, мм;
 $g=9,8\text{м/с}^2$ – ускорение свободного падения

Таблица 7.4 – Коэффициент провисания цепи

Положение передачи к горизонту	Значение коэффициента провисания K_f
Горизонтальное положение	6
Наклон к горизонту до 40°	3
Вертикальное положение	1

б) определяется сила давления цепи на вал

$$F_{оп} = 1,5K_d \cdot F_t + 2F_0, \quad (7.13)$$

где $F_{оп}$ – сила давления на вал, кН;
 K_d – коэффициент динамичности нагрузки по таблице 7.1;
 F_t – окружная сила, Н;
 F_0 – сила предварительного натяжения, Н

3 Определение диаметров звездочек проводится по формулам из таблицы 7.5:

Таблица 7.5 – Размеры звездочек

Диаметры звездочек	Ведущая звездочка	Ведомая звездочка
Диаметр делительной окружности	$d_{\partial 1} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}}$	$d_{\partial 2} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z_2}}$
Диаметр окружности впадин	$D_{i1} = d_{\partial 1} - (d_1 - 0,175 \sqrt{d_{\partial 1}})$	$D_{i2} = d_{\partial 2} - (d_1 - 0,175 \sqrt{d_{\partial 2}})$
Диаметр окружности выступов	$D_{e1} = p \left(0,7 + \frac{ctg 180^\circ}{Z_1} - \frac{0,31}{\lambda} \right)$	$D_{e2} = p \left(0,7 + \frac{ctg 180^\circ}{Z_2} - \frac{0,31}{\lambda} \right)$
Геометрическая характеристика зацепления	$\lambda = p/d_1$ (где d_1 – диаметр ролика по таблице 3)	

8 Проектирование валов. Выбор подшипников

Цель работы:

1. Спроектировать тихоходный и бастроходный вал.
2. Выполнить эскиз.

Исходные данные:

1. $T(T_1 \text{ и } T_2)$ – моменты на валах редуктора

Исходные данные взять из практической работы «Выбор двигателя, кинематический и силовой расчет привода»

Теоретическое обоснование

Вал – вращающаяся деталь машины, предназначенная для поддержания установленных на нем зубчатых колес, звездочек, шкивов и т.п. и для передачи вращающего момента.

Вал при работе испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях – дополнительно растяжение и сжатие.

По геометрической форме валы делятся на прямые, коленчатые и гибкие. Валы могут быть гладкими или ступенчатыми, сплошными или полыми.

Цапфа – это опорная часть вала. Диаметры цапф под подшипники качения соответствуют диаметру внутреннего кольца по ГОСТу.

Буртиком называют кольцевое утолщение вала, составляющее с ним одно целое.

Запечиком называют переходную поверхность от одного сечения к другому, служащую для упора насаживаемых на вал деталей.

Для уменьшения концентрации напряжений, в местах изменения диаметра вала делают плавный переход – галтель (постоянного или переменного радиуса кривизны).

Для выхода шлифовального круга переходные участки бывают с канавками. Канавки повышают концентрацию напряжений.

Материалы валов должны быть прочными и хорошо обрабатываться. Преимущественно валы и оси изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Для валов без термообработки применяют Ст5 и Ст6, для валов с термообработкой стали 45, 40Х. Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

Валы и оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. Основными критериями работоспособности являются сопротивление усталости и жесткость.

Практикой установлено, что в основном разрушения носят усталостный характер, поэтому основным является расчет на усталость.

1 Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров деталей. Устройство редукторных валов показано на рисунке 8.1 и 8.2.

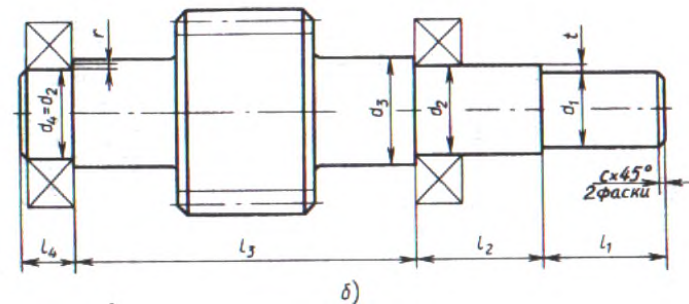
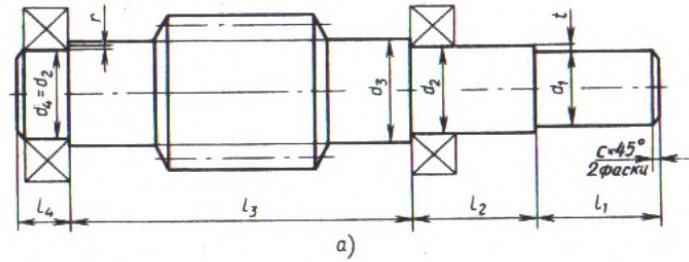


Рисунок 8.1 – Быстроходный вал редуктора
а) вал-шестерня; б) червяк

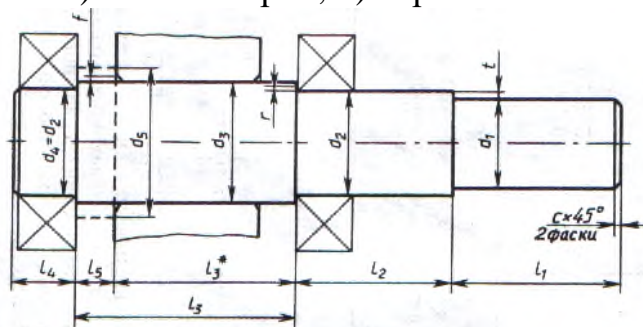


Рисунок 8.2 – Тихоходный вал

Проектный расчет валов проводят из условия прочности на кручение, принимая значительно пониженные допускаемых напряжений:

а) определяют геометрические размеры входного (выходного) участка по формулам, размер фаски по таблице 8.1

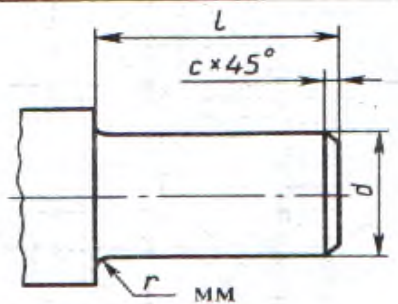
$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \times 10^6}{0,2[t_k]}} \quad (8.1)$$

$$l_1 = 1,5 d_1 \quad (8.2)$$

где d_1 – диаметр входного (выходного) участка, мм;

l_1 – длина данного участка, мм;
 M_k – крутящий момент, равный вращающему моменту на валу, кНм;
 $[\tau_k] = 20 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемое напряжение

Таблица 8.1 – Концы валов цилиндрические



d_1	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	70	80	90
r	1,6				2,0				2,5				3,0	
c	1,0				1,6				2,0				2,5	

б) размеры участков под подшипники (цапф) определяются по формулам, диаметры округляют до числа, оканчивающегося на 0 или 5

$$d_2 = d_4 = d_1 + 2t, \quad (8.3a)$$

$$l_4 = B + c \text{ или } T + c, \quad (8.3b)$$

$$l_2 = (1,25 \dots 1,5) \cdot d_2, \quad (8.3b)$$

где $d_2 = d_4$ – диаметры цапф, мм;

l_4 и l_2 – длины участков, мм;

t – увеличение ступени 2, мм, по таблице 8.2;

B и T – ширина подшипников, мм.

в) выбирают по значению d_2 подшипники согласно рекомендациям в таблице 8.3 и выписываем размеры подшипников D и $B(T)$ из приложения В

Таблица 8.2 – Увеличение ступеней вала от диаметра соответствующей ступени

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

Примечания
1 Высота заплечика t
2 Ориентировочная величина фаски ступицы f
3 Ориентировочная величина фаски подшипника r

Таблица 8.3 – Предварительный выбор подшипников

передача	Вал	Тип подшипника	серия	Угол контакта	Схема установки
Цилиндрическая косозубая	Б	300 (200)	Средняя (легкая)	–	С одной фиксирующей опорой
		200 (300) 7000	Легкая (средняя)	$\alpha = 11...16^{\circ}$ для типа 7000	враспор
		200 7000	Легкая		
Червячные	Б	46000 27000 300	Средняя	$\alpha = 11...16^{\circ}$ для типа 7000 $\alpha = 25...29^{\circ}$ для типа 27000 $\alpha = 12^{\circ}$ для типа 36000 $\alpha = 26^{\circ}$ для типа 46000	С одной фиксирующей опорой
		7000 36000			враспор
	Т	7000	Легкая		

г) определяют диаметр под шестерню или колесо по формуле

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r, \quad (8.4)$$

д) определяют длину участка l_3 определяем по формуле

$$l_3 = l_2 + (8...10 \text{ мм}), \quad (8.5)$$

е) определяется диаметр упорного буртика для колеса по формуле

$$d_5 = d_3 + 3f, \quad (8.6)$$

где f – увеличение диаметра, мм по таблице 8.2

Длина упорного буртика вала l_5 назначается конструктивно.

2 По полученным размерам вычерчиваем быстроходный и тихоходный вал.

9 Тестовые задания для защиты практических работ

1...устройство, предназначенное для облегчения или замены физического или умственного труда человека.

- | | |
|-------------|-------------|
| 1) Машина | 3) Деталь |
| 2) Механизм | 4) Редуктор |

2 ... - это устройство, предназначенное для преобразования движения одних тел в требуемое движение других .

- | | |
|-------------|-----------|
| 1) Машина | 3) Деталь |
| 2) Механизм | |

3 ... - это передача, повышающая угловую скорость.

- | | | |
|---------------------|---------------|---------------|
| 1) мультипликатором | 2) редуктором | 3) вариатором |
|---------------------|---------------|---------------|

4...часть машины или механизма изготовленная без применения сборочных операций

- | | |
|-----------|-------------|
| 1) деталь | 3) передача |
| 2) узел | 4) Редуктор |

5 Одна или несколько передач в корпусе, понижающие угловую скорость называется

- | | | |
|-------------|-------------|-------------------|
| 1) вариатор | 2) редуктор | 3) мультипликатор |
|-------------|-------------|-------------------|

6....называют передачу, плавно изменяющую скорость.

- | | | |
|---------------------|---------------|---------------|
| 1) мультипликатором | 2) редуктором | 3) вариатором |
|---------------------|---------------|---------------|

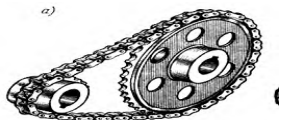
7 Устройство, предназначенное для соединения 2х валов, называют....

- | | | | |
|--------------|---------|----------|----------|
| 1) Подшипник | 2) Болт | 3) Цапфа | 4) Муфта |
|--------------|---------|----------|----------|

8.... – это опоры на которые валы опираются цапфами.

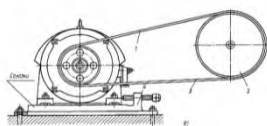
- | | | | |
|----------|--------------|-----------|---------|
| 1) Муфта | 2) Подшипник | 3) Втулка | 4) Болт |
|----------|--------------|-----------|---------|

9 На рисунке представленапередача



- | | | |
|--------------|-------------|-----------|
| 1) Зубчатая | 2) Ременная | 3) Цепная |
| 4) Червячная | | |

10 На рисунке представленапередача



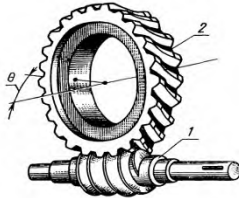
- | | | |
|--------------|-------------|-----------|
| 1) Зубчатая | 2) Ременная | 3) Цепная |
| 4) Червячная | | |

11 На рисунке представленапередача



- 1) Зубчатая 2) Ременная 3) Цепная
4) Червячная

12 На рисунке представленапередача



- 1) Зубчатая 2) Ременная 3) Цепная
4) Червячная

13 Передаточное число механической передачи показывает....

- 1) во сколько раз понижается скорость
2) на сколько оборотов повышается скорость
3) потери мощности

14 Коэффициент полезного действия передачи $\eta=0,98$, значит потери составляют...

- 1) 2% 2) 98% 3) 0,98%

15 К.п.д. последовательно соединенных механизмов $\eta_{общ} =$

- 1) $\eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_k$ 2) $\eta_1 + \eta_2 + \dots \eta_k$ 3) $\eta_1 / \eta_2 / \eta_3 \dots$

16 Момент на ведущем валу определяют по формуле....

- 1) $= \frac{P_1}{\omega_1}$ 2) $= \frac{P_2}{\omega_2}$ 3) $= \frac{n_1}{n_2}$ 4) $\eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_k$

17 Фрикционная передача состоит из.....и прижимного устройства

- 1) 2х звездочек 3) шестерни и колеса
2) 2 х катков 4) 2х шкивов

18 Зубчатая передача состоит из.....

- 1) 2х шкивов 3) 2 х катков
2) 2х звездочек 4) Шестерни и колеса

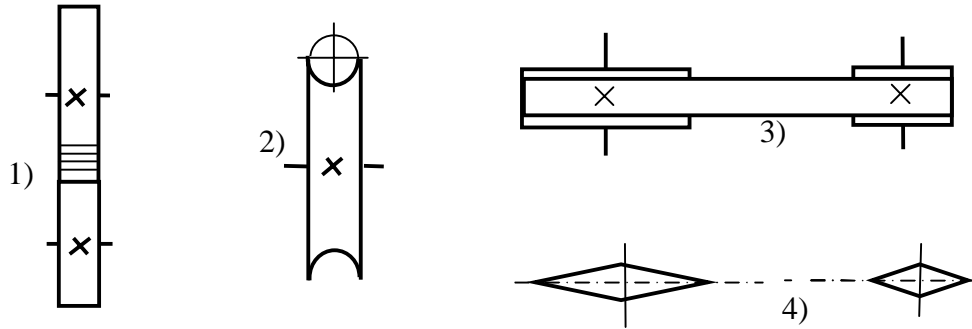
19 Ременная передача состоит из....., ремня и натяжного устройства

- 1) 2х звездочек 3) Шестерни и колеса
2) 2х шкивов 4) 2 х катков

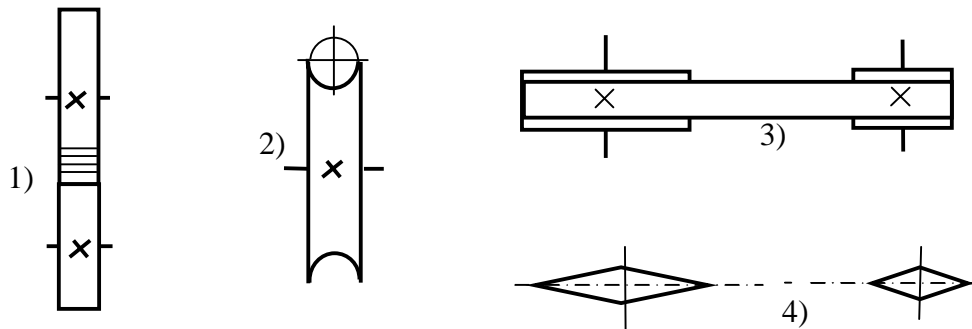
20 Цепная передача состоит из и цепи

- | | |
|-----------------|----------------------|
| 1) 2х звездочек | 3) Шестерни и колеса |
| 2) 2х шкивов | 4) 2 х катков |

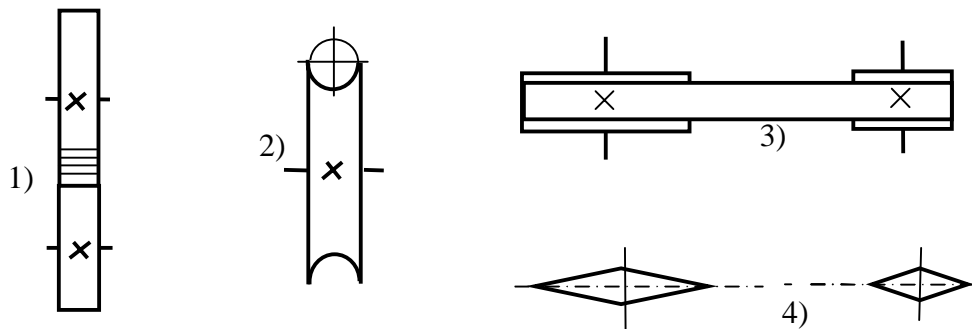
21 Кинематическое обозначение червячной передачи на рисунке...



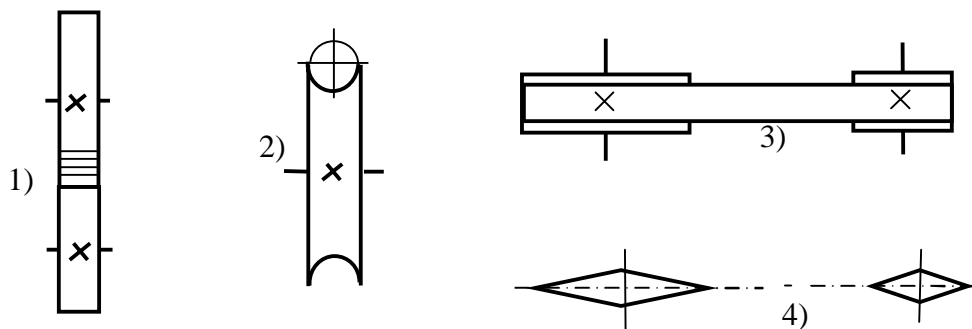
22 Кинематическое обозначение ременной передачи на рисунке



23 Кинематическое обозначение цилиндрической зубчатой передачи на рисунке



24 Кинематическое обозначение цепной передачи на рисунке.....



25 Фрикционная передача передает движение....

- 1) Зацепление через гибкий элемент
- 2) Трением через гибкий элемент
- 3) Зацеплением
- 4) Трением

26 Зубчатая передача передает движение.....

- 1) Зацепление через гибкий элемент
- 2) Трением через гибкий элемент
- 3) Зацеплением
- 4) Трением

27 Ременная передача передает движение.....

- 1) Зацепление через гибкий элемент
- 2) Трением через гибкий элемент
- 3) Зацеплением
- 4) Трение

28 Цепная передача передает движение.....

- 1) Зацепление через гибкий элемент
- 2) Трением через гибкий элемент
- 3) Зацеплением
- 4) Трением

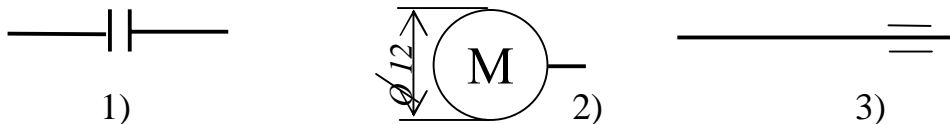
29 Деталь, продолговатой формы, предназначенная для установки на неё других деталей и передающая крутящий момент, называется..., деталь испытывает изгиб и кручение.

- 1) Подшипник
- 2) Муфта
- 3) Ось
- 4) Вал

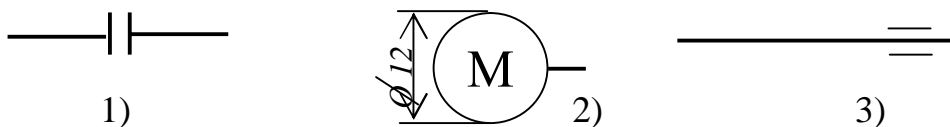
30 Деталь, продолговатой формы, предназначенная для поддержания других деталей, испытывает изгиб, называется....

- 1) Подшипник
- 2) Муфта
- 3) Ось
- 4) Вал

31 Подшипник изображен на рисунке....



32 Муфта изображена на рисунке....



33 Детальными резьбовых соединений являются....

- 1)болт, гайка 2) шпонка, втулка 3)муфта 4)штифт, шайба

34 Вал и ступица колеса соединяются...

- 1)резьбой 2)шпонкой 3)муфтой 4)шайбой

35 К неразъемным соединениям относятся...

- 1) резьбовые 2) шпоночные и шлицевые 3)сварные и
заклепочные

36 К разъемным соединениям относятся...

- 1) резьбовые, шпоночные 2)заклепочные 3)клеевые, сварные

37 Подшипник качения состоит из внутреннего и внешнего кольца, тел качения и, для удержания тел качения.

- 1)втулки 2)крышки 3)сепаратора 4)вкладыша

38 Подшипник скольжения состоит из....и корпуса

- 1)тел качения 2)сепаратора 3)вкладыша

39 Достоинством подшипниковявляется то, что они могут быть разъемными

- 1)качения 2)скольжения 3)любых

40 Недостатком подшипников.....является большой расход смазки.

- 1)качения 2)скольжения 3)любых

41 ...муфты допускают соединение валов с несовпадающими осями

- 1)компенсирующие 2)упругие 3)управляемые
4)самодействующие

42...муфты поглощают толчки и удары

- 1)компенсирующие 2)упругие 3)управляемые
4)самодействующие

43...муфты допускают соединение и разъединение валов на ходу

- 1)компенсирующие 2)упругие 3)управляемые
4)самодействующие

44...муфты автоматически соединяют или разъединяют валы на ходу, при изменении режима работы

- 1)компенсирующие 2)упругие 3)управляемые
4)самодействующие

45 Наиболее распространена...крепежная резьба

- 1) метрическая 2) дюймовая 3) трапецеидальная 4) прямоугольная

46 Цилиндрический стержень, с резьбой на обоих концах...

- 1) болт 2) винт 3) шпилька 4) шуруп

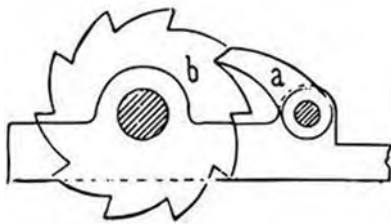
47 Деталь, в виде цилиндрического стержня с головкой и резьбой, на резьбу которого навинчивается гайка...

- 1) болт 2) винт 3) шпилька 4) шуруп

48 Профиль упорной резьбы представляет собой...

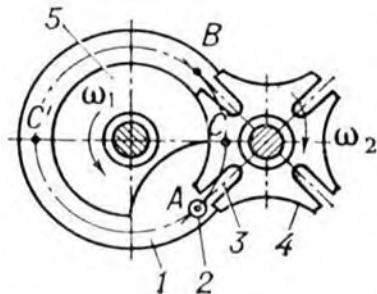
- 1) угловой профиль с углом $\alpha=55^0$
 2) угловой профиль с углом $\alpha=60^0$
 3) равнобокую трапецию
 4) неравнобокую трапецию

49 На рисунке изображен.....



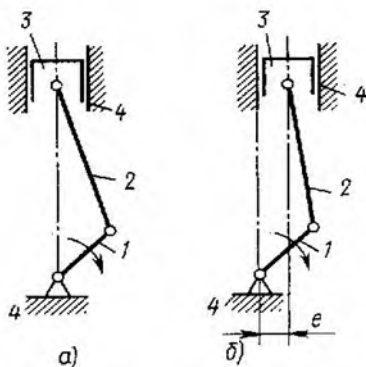
- 1) Храповый механизм
 2) Мальтийский механизм
 3) Кулачковый механизм
 4) Кулисный механизм

50 На рисунке изображен.....



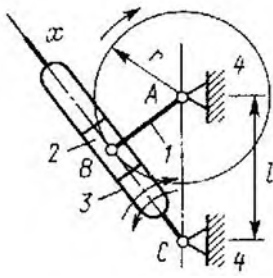
- 1) Храповый механизм
 2) Мальтийский механизм
 3) Червячный редуктор
 4) Мотор-редуктор

51 На рисунке изображен.....



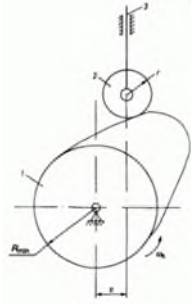
- 1) Храповые механизмы
 2) Кривошипно-ползунный механизмы
 3) Кулачковые механизмы
 4) Кулисные механизмы

52 На рисунке изображен.....



- 1) Храповый механизм
- 2) Мальтийский механизм
- 3) Кулачковый механизм
- 4) Кривошипно-кулисный механизм

53 На рисунке изображен.....



- 1) Храповый механизм
- 2) Мальтийский механизм
- 3) Кулачковый механизм
- 4) Кулисный механизм

54 На рисунке изображен.....



- 1) Храповый механизм
- 2) Цилиндрический редуктор
- 3) Червячный редуктор
- 4) Мотор-редуктор

55 На рисунке изображен.....



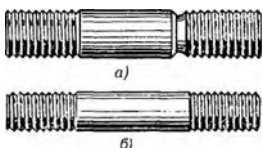
- 1) Храповый механизм
- 2) Мальтийский механизм
- 3) Червячный редуктор
- 4) Мотор-редуктор

56 На рисунке изображен.....



- 1) Храповый механизм
- 2) Цилиндрический редуктор
- 3) Червячный редуктор
- 4) Мотор-редуктор

57 На рисунке изображены....



- 1) Втулки
- 2) Шпонки
- 3) Шпильки

58 На рисунке изображены....



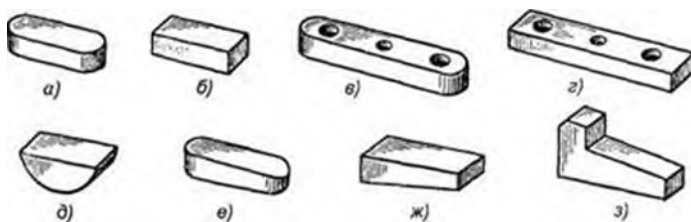
- 1) Втулки
- 2) Шпонки
- 3) Шпильки
- 4) Шплинты

59 На рисунке изображены....



- 1) Втулки
- 2) Шпонки
- 3) Шпильки
- 4) Шплинты

60 На рисунке изображены....



- 1) Втулки
- 2) Шпонки
- 3) Шпильки
- 4) Шплинты

61.... – свойство не разрушаться и не проявлять остаточных деформаций

- 1) Пластичность
- 2) Упругость
- 3) Прочность
- 4) Твердость

62... - свойство сопротивляться упругим деформациям

- 1) Пластичность
- 2) Жесткость
- 3) Прочность
- 4) Твердость

63 ...- свойство сохранять равновесие

- 1) Устойчивость
- 2) Упругость
- 3) Прочность
- 4) Твердость

64...– это способность поверхности материала оказывать сопротивление проникновению в неё других тел.

- 1) Пластичность
- 2) Упругость
- 3) Прочность
- 4) Твердость

65....– свойство материалов под действием нагрузок изменять, не разрушаясь, свои формы и размеры и сохранять остаточные деформации после снятия нагрузок

- 1) Хрупкость
- 2) Жесткость

77 Такой вид разрушения поверхности, когда на поверхности есть микротрещины, в которые попадает масло, в момент контакта масло запрессовывается, микротрещины растут и превращаются в раковины, называется...

- | | |
|-----------------------------|---------------------|
| 1) поломка зуба | 3) абразивный износ |
| 2) усталостное выкрашивание | 4) заедание |

78 Такой вид разрушения поверхности, когда внешние частицы попадают в место контакта и поверхность истирается, называют...

- | | |
|-----------------------------|---------------------|
| 1) поломка зуба | 3) абразивный износ |
| 2) усталостное выкрашивание | 4) заедание |

79 Такой вид разрушения, когда в тяжело нагруженных передачах в месте контакта поверхностей возникают высокие температуры и частички одной поверхности привариваются к другой, называют...

- | | | |
|----------|-----------------|-------------|
| 1) Износ | 2) Выкрашивание | 3) Заедание |
|----------|-----------------|-------------|

80 Такой вид разрушения, как абразивный износ характерен для.....

- | | | |
|--------------------|--------------------|-------------------------------|
| 1)Закрытых передач | 2)Открытых передач | 3) Тяжело нагруженных передач |
|--------------------|--------------------|-------------------------------|

81 ... – звено, совершающее вращательное движение

- | | | | |
|-------------|----------|---------|------------|
| 1)Коромысло | 2)Ползун | 3)Шатун | 4)Кривошип |
|-------------|----------|---------|------------|

82 ... – звено механизма, совершающее сложное плоско параллельное движение.

- | | | | |
|-------------|----------|---------|------------|
| 1)Коромысло | 2)Ползун | 3)Шатун | 4)Кривошип |
|-------------|----------|---------|------------|

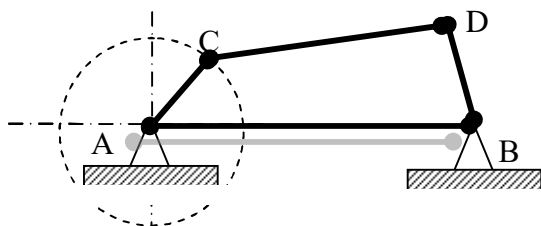
83 ...– звено, совершающее возвратно-поступательное движение.

- | | | | |
|-------------|----------|---------|------------|
| 1)Коромысло | 2)Ползун | 3)Шатун | 4)Кривошип |
|-------------|----------|---------|------------|

84 ... –звено, совершающее колебательное движение.

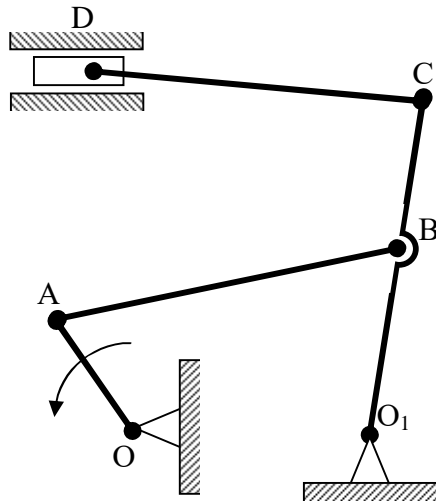
- | | | | |
|-------------|----------|---------|------------|
| 1)Коромысло | 2)Ползун | 3)Шатун | 4)Кривошип |
|-------------|----------|---------|------------|

85Звено АВ – неподвижное, звено CD называют ...



- | |
|---------------|
| 1) коромыслом |
| 2) ползуном |
| 3)шатунном |
| 4)кривошипом |

86 Звено, O_1 – неподвижное, звено O_1C называют ...



- 1) коромыслом
- 2) ползуном
- 3) шатуном
- 4) кривошипом

87 Генератор относится к классу...

- 1) Технологических машин
- 2) Энергетических машин
- 3) Передач

88 Вал, гайка, шестерня - это ...

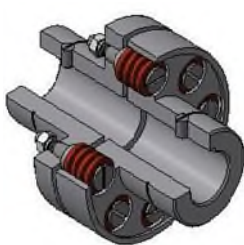
- 1) Механизмы
- 2) Узлы
- 3) Детали

89 Компенсирующие муфты указаны на рисунках... (несколько ответов верных)

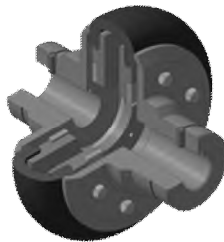
90 Упругие муфты указаны на рисунках....(несколько ответов верных)

91 Жесткие муфты на рисунках.....(несколько ответов верных)

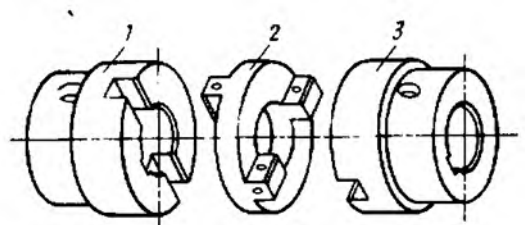
92 Муфта упругая втулочно-пальцевая на рисунке...



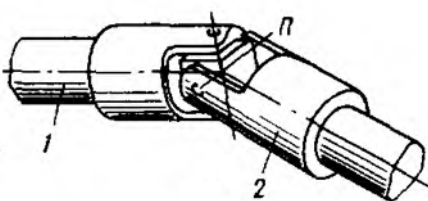
1)



2)



3)



4)



5)



6)

93...муфты допускают соединение валов с несовпадающими осями

- 1)компенсирующие 2)упругие 3)управляемые
4)самодействующие

94...муфты поглощают толчки и удары

- 1)компенсирующие 2)упругие 3)управляемые
4)самодействующие

95...муфты допускают соединение и разъединение валов на ходу

- 1)компенсирующие 2)упругие 3)управляемые
4)самодействующие

96...муфты автоматически соединяют или разъединяют валы на ходу, при изменении режима работы

- 1)компенсирующие 2)упругие 3)управляемые
4)самодействующие

97 Участки вала под подшипниками называются...

- 1)Галтель 2) Цапфа 3) Буртик 4) фаска

98 Для упора деталей, на валах предусмотрен кольцеобразный выступ

-
1)Галтель 2) Цапфа 3) Буртик 4) фаска

99Концевые участки валов имеют....

- 1)Галтель 2) Цапфа 3) Буртик 4) фаска

100 Плавный переход от одного диаметра к другому называют...

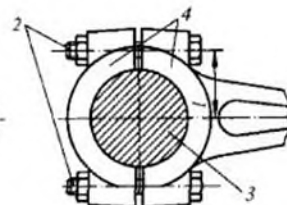
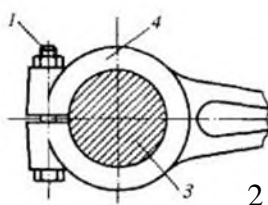
- 1)Галтель 2) Цапфа 3) Буртик 4) фаска

101 На рисунке 2 изображено....соединение

- 1)Сварное 2) Заклепочное 3) Клеммовое 4)шлицевое



1



3

102 На рисунке 3 изображено....соединение

- 1)Сварное 2) Заклепочное 3) Клеммовое 4) шлицевое

103. Для соединения вала и ступицы колеса применяют

- 1) Сварное 2) Заклепочное 3) Клеммовое 4) шлицевое

104. ...соединения хорошо воспринимает вибрации

- 1) Сварное 2) Заклепочное 3) Клеммовое 4) паяное

105. Единицы измерения угловой скорости

- 1) м/с 2) рад/с 3) об/мин

106. Единицы измерения частоты вращения

- 1) м/с 2) рад/с 3) об/мин

107. Единицы измерения момента силы

- 1) Ньютон 2) Джоуль 3) Ньютон умноженный на метр 4) Ватт

108. Единицы измерения силы

- 1) Ньютон 2) Джоуль 3) Ньютон умноженный на метр 4) Ватт

109. Формула $\dots = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$

- 1) $a_\tau =$ 2) $n =$ 3) $v =$ 4) $a_n =$

110. Формула $\dots = \omega \cdot \frac{d}{2}$

- 1) $a_\tau =$ 2) $n =$ 3) $v =$ 4) $a_n =$

111. Мощность при вращательном движении определяют по формуле

$P = \dots$

- 1) $= m \cdot a$ 2) $= F \cdot s$ 3) $= F \cdot v$ 4) $= M \cdot \omega$

112. Мощность при поступательном движении определяют по формуле

$P = \dots$

- 1) $= m \cdot a$ 2) $= F \cdot s$ 3) $= F \cdot v$ 4) $= M \cdot \omega$

113. Причиной вращательного движения является...

- 1) момент силы и сила 2) момент силы и пара сил 3) сила

114. Канат, поднимающий груз, натянут с силой равной силе тяжести груза, если движение...

- 1) с постоянной скоростью 2) замедленное 3) ускоренное

115. Канат, поднимающий груз, натянут с силой больше, чем вес груза, если движение...

- 1) с постоянной скоростью 2) замедленное 3) ускоренное

116. Канат, поднимающий груз, натянут с силой меньше, чем вес груза, если движение...

- 1) с постоянной скоростью 2) замедленное 3) ускоренное

117. Коэффициент полезного действия показывает....

- 1) часть полезной работы 2) затраченную работу 3) часть потерянной работы
4) ничего

118. Коэффициент полезного составляет 98%, это показывает....

- 1) 98% - потери 2) 2% - потери 3) ничего

119. Коэффициент полезного $\eta = 0,98$, единицы измерения....

- 1) проценты 2) ватты 3) безразмерная величина (части)

120. Коэффициент полезного последовательно соединенных

механизмов $\eta_{\text{общ}} = \dots$

- 1) Сумме всех к.п.д 2) частного от деления 3) $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \cdot \eta_n$

121. Детальными резьбовых соединений являются....

- 1) болт, гайка 2) шпонка, втулка 3) муфта 4) штифт, шайба

122. Вал и ступица колеса соединяются...

- 1) резьбой 2) шпонкой 3) муфтой 4) шайбой

123. К неразъемным соединениям относятся...

- 1) резьбовые 2) шпоночные и шлицевые 3) сварные и заклепочные

124. К разъемным соединениям относятся...

- 1) резьбовые, шпоночные 2) заклепочные 3) клеевые, сварные

125. Подшипник качения состоит из внутреннего и внешнего кольца, тел качения и, для удержания тел качения.

- 1) втулки 2) крышки 3) сепаратора 4) вкладыша

126. Подшипник скольжения состоит из....и корпуса

- 1) тел качения 2) сепаратора 3) вкладыша

127. Достоинством подшипниковявляется то, что они могут быть разъемными

- 1) качения 2) скольжения 3) любых

128. Недостатком подшипников...является большой расход смазки.
1)качения 2)скольжения 3)любых

129. Подшипник 305 имеет диаметр внутреннего кольца....
1) 5мм 2) 305мм 3) 50мм 4) 25мм

130. Подшипник 325 имеет диаметр внутреннего кольца....
1) 5мм 2) 325мм 3) 125мм 4) 25мм

131. Подшипник 205 имеет диаметр внутреннего кольца....
1) 5мм 2) 305мм 3) 50мм 4) 25мм

132. Подшипник 225 имеет диаметр внутреннего кольца....
1) 5мм 2) 325мм 3) 125мм 4) 25мм

133. Достоинством ...передачи является большая кинематическая точность и возможность больших передаточных чисел, а недостатком является износ и применение дорогостоящих бронз
1) червячная 2) винт-гайка 3) ременная 4) цепная

134. Достоинствомпередач является отсутствие проскальзывания и возможность передачи движения на расстояния до 8м, недостатком является требования тщательного ухода.
1) червячная 2) винт-гайка 3) ременная 4) цепная

135. Передача...преобразует вращательное движение в поступательное или наоборот.
1) червячная 2) винт-гайка 3) ременная 4) цепная

136. Достоинством... передачи является простота конструкции и возможность передачи движения на большие расстояния до 15м, недостаток – наличие натяжных устройств.
1) червячная 2) винт-гайка 3) ременная 4) цепная

137. Маркировка цепи: ПЗ-1-19,05-74-45, цифра 19,05 обозначает...
1) ширина цепи 2) шаг 3) разрушающая сила 4) тип

138 Маркировка цепи: ПЗ-1-19,05-74-45, цифра 74 обозначает...
1) ширина цепи 2) шаг 3) разрушающая сила 4) тип

139 Маркировка цепи: ПЗ-1-19,05-74-45, цифра 45 обозначает...
1) ширина цепи 2) шаг 3) разрушающая сила 4) тип

149 Ось, под действием поперечной силы заметно прогнулась, но после снятия нагрузки, выпрямилась опять, причиной стала...

- | | |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1) Недостаточная жесткость | 3) Недостаточная твердость |
| 2) Недостаточная прочность | 4) Недостаточная устойчивость |

150 Длинный вал, под действием продольной силы искривился, причина в том, что вал...., он потерял прямолинейную форму равновесия.

- | | |
|-------------------------|----------------------------|
| 1) Недостаточно жесткий | 3) Недостаточно твердый |
| 2) Недостаточно прочный | 4) Недостаточно устойчивый |

151 Медный стержень под действием поперечной силы, прогнулся и после снятия нагрузки прогиб остался, причиной этого

- | | |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1) Недостаточная жесткость | 3) Недостаточная твердость |
| 2) Недостаточная прочность | 4) Недостаточная устойчивость |

152 Стержень, под действием сжимающей силы разрушился, причина этого -

- | | |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1) Недостаточная жесткость | 3) Недостаточная твердость |
| 2) Недостаточная прочность | 4) Недостаточная устойчивость |

153 Размеры определяют в.....

- | | |
|-----------------------------|-------------------------|
| 1) расчетах на жесткость | 3) проектных расчетах |
| 2) расчетах на устойчивость | 4) проверочных расчетах |

154 Деформации определяют в....

- | | |
|-----------------------------|-------------------------|
| 1) расчетах на жесткость | 3) проектных расчетах |
| 2) расчетах на устойчивость | 4) проверочных расчетах |

155 Определяют фактическое напряжение и сравнивают с предельным напряжением в

- | | |
|-----------------------------|-------------------------|
| 1) расчетах на жесткость | 3) проектных расчетах |
| 2) расчетах на устойчивость | 4) проверочных расчетах |

156 На устойчивость проверяют...

- 1) Длинные валы, под действием продольной нагрузки
- 2) Балки под действием поперечной нагрузки
- 3) Короткие оси

157 Генератор относится к классу...машины

- | | |
|-------------------|--------------------|
| 1) энергетические | 3) технологические |
| 2) транспортные | 4) информационные |

158 Кран относится к классу...машины

- | | |
|------------------|--------------------|
| 1) энергетически | 3) технологические |
| 2) транспортные | 4) информационные |

159 Токарный станок относится к классу...машины

- | | |
|------------------|--------------------|
| 1) энергетически | 3) технологические |
| 2) транспортные | 4) информационные |

160 Калькулятор относится к классу...машины

- | | |
|------------------|--------------------|
| 1) энергетически | 3) технологические |
| 2) транспортные | 4) информационные |

Заключение

Методическое пособие разработано с учетом требований ФГОС по специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям).

Методическое пособие помогает студентам осваивать методики расчетов механических передач, пособие содержит много справочного материала.

Методическое пособие может быть использовано как при проведении практических занятий, курсового и дипломного проектирования, а так же при самостоятельном изучении тем.

Список использованных источников

1. Аркуша А.И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов. - М., ВШ., 2002.
2. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р., Сопротивление материалов, - М.,Наука, 1986.
3. Винокуров А.И. Сборник задач по сопротивлению материалов. М., ВШ., 1990.
4. Дубейковский Е.Н., Савушкин Е.С. Сопротивление материалов. – М., ВШ.,1985.
5. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика. М., ВШ., 1989.
6. Куприянов Д.Ф., Метальников Г.Ф. Техническая механика. М., ВШ., 1975
7. Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.Г. Основы технической механики, Л, Машиностроение, 1978.
8. Олофинская В.П., Техническая механика.-М., ФОРУМ-ИНФРА-М., 2013
9. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов.- М., Наука, 1974.
- 10.Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Теоретическая механика. Сопротивление материалов. М., ВШ., Академия, 2001.

Приложение А

Условные, графические изображения в кинематических схемах



Рисунок А.1 – Вал, ось, стержень и т.д.

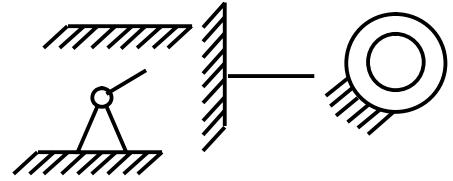


Рисунок А.2 – Неподвижное звено

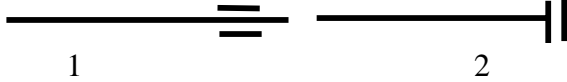


Рисунок А.3 – Подшипники (без уточнения типа)
1 – радиальные, радиально-упорные, 2 – упорные

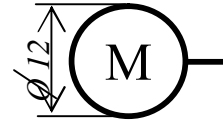


Рисунок А.4 – Электродвигатель

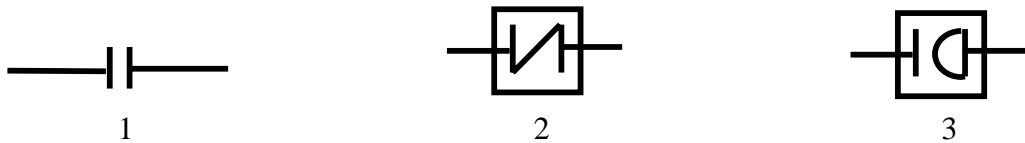


Рисунок А.5 – Муфты
1 – без уточнения типа, 2 – упругая; 3 – со звездочкой

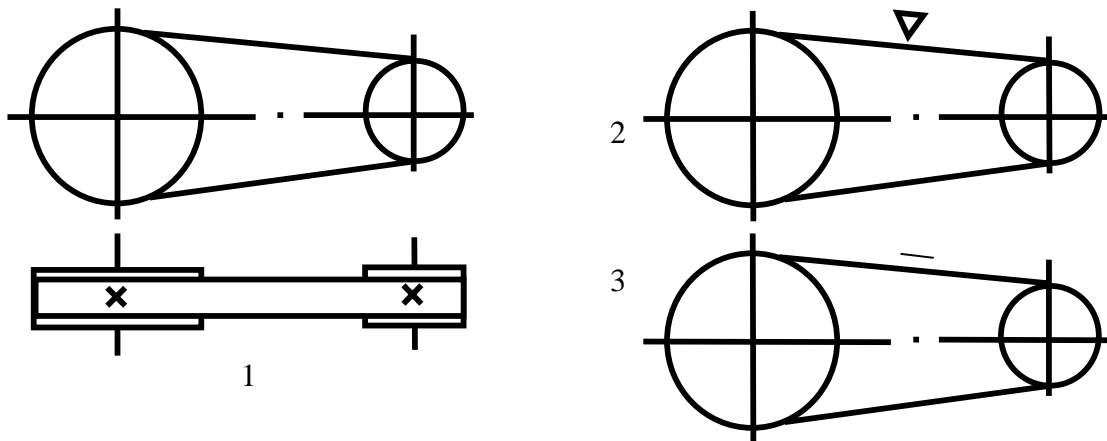


Рисунок А.6 – Ременные передачи
1 – без уточнения типа ремня, 2 – клиновидным ремнем, 3 – плоским ремнем

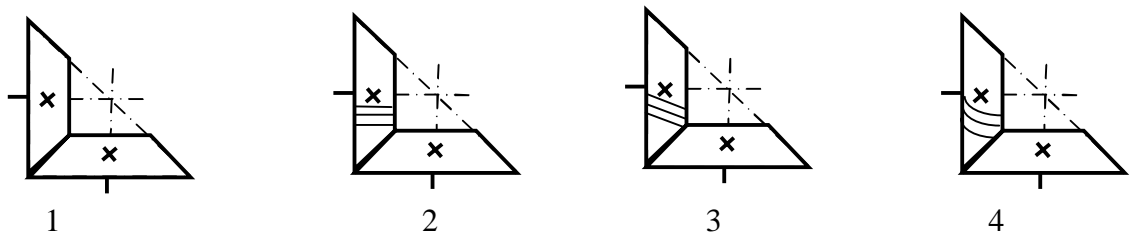


Рисунок А.7 – Передачи зубчатые конические
1 – без уточнения типа зубьев, 2 – прямозубые, 3 – косозубые, 4 – с круговым зубом

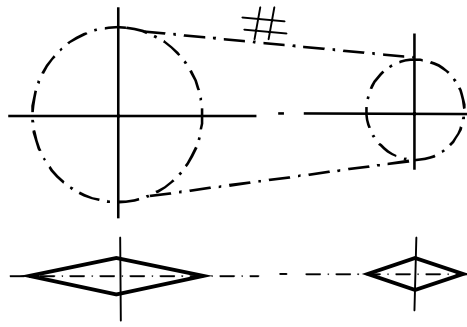


Рисунок А.8 – Цепная передача пластинчатой цепью

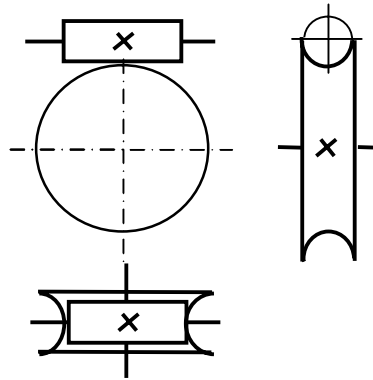


Рисунок А.9 – Передача червячная с цилиндрическим червяком

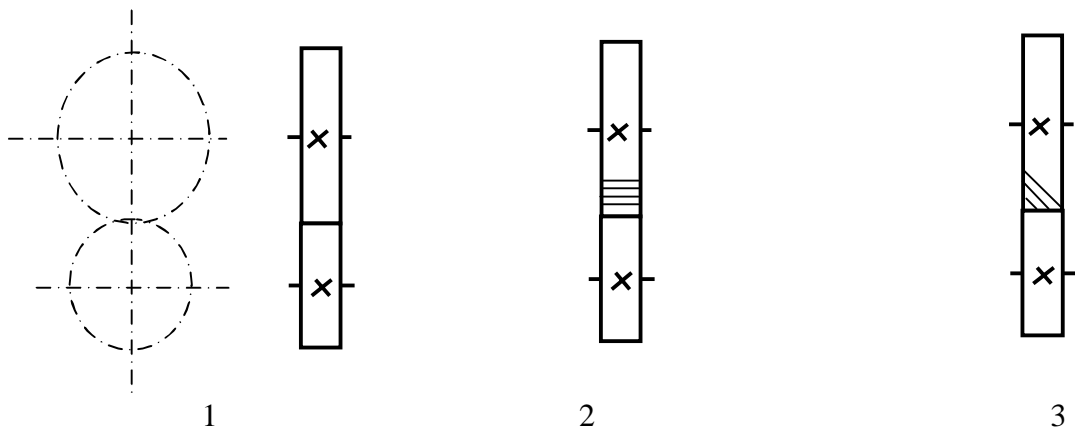


Рисунок А.10 – Передачи зубчатые цилиндрические
1 – без уточнения типа зубьев, 2 – прямозубые, 3 – косозубые

Приложение Б

Таблица Б.1 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры
R_a 10	R_a 20	R_a 40		R_a 10	R_a 20	R_a 40		R_a 10	R_a 20	R_a 40	
8,0	8,0	8,0	8,2 8,8 9,2 9,8	40	40	40	41 44 46 49 52 55 58 62 65 70 73 78	200	200	200	205 230 270 290 310 330 350 370 410 440 460 490 515 545 580 615 650 690 730 775 825 875 925 975
		8,5				42				210	
	9,0	9,0			45	220					
		9,5			48	240					
10	10	10	10,2 10,8 11,2 11,8	50	50	50	52 55 58 62 65 70 73 78	250	250	250	
		10,5				53				260	
	11	11			56	280					
		11,5			60	300					
12	12	12	12,5 13,5 14,5 15,5	63	63	63	65 70 73 78	320	320	320	
		13				67				340	
	14	14			71	360					
		15			75	380					
16	16	16	16,5 17,5 18,5 19,5	80	80	80	82 92 98	400	400	400	
		17				85				420	
	18	18			90	450					
		19			95	480					
20	20	20	20,5 23	100	100	100	102 108 112 115 118 135 145 155 165 175 185 195	500	500	500	
		21				105				530	
	22	22			110	560					
		24			120	600					
25	25	25	27 29 31 33 35 37 39	125	125	125	115 118 135 145 155 165 175 185 195	630	630	630	
		26				130				670	
	28	28			140	710					
		30			150	750					
32	32	32	31 33 35 37 39	160	160	160	155 165 175 185 195	800	800	800	
		34				160				850	
	36	36			180	900					
		38			190	950					

Приложение В

Таблица Б1 – Подшипники шариковые радиальные

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C	C ₂		d	D	B	r	C	C ₂
<i>Особо легкая серия</i>						<i>Средняя серия</i>							
104	20	42	12	1	9,36	4,5	304	20	52	15	2	15,9	7,8
105	25	47	12	1	11,2	5,6	305	25	62	17	2	22,5	11,4
106	30	52	13	1,5	13,3	6,8	306	30	72	19	2	29,1	14,6
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5	307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2	309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2	310	50	100	27	3	61,8	36,0
111	55	90	18	2	28,1	17,0	311	55	120	29	3	71,5	41,5
112	60	95	18	2	29,6	18,3	312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
113	65	100	18	2	30,7	19,6	313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
114	70	110	20	2	37,7	24,5	314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
115	75	115	20	2	39,7	26,0	315	75	160	37	3,5	112,0	72,0
<i>Легкая серия</i>						<i>Тяжелая серия</i>							
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7	408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
208	40	80	18	2	32,0	17,8	409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
209	45	85	19	2	33,2	18,6	410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
210	50	90	20	2	35,1	19,8	411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0	412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0	413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0	414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5	416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0	417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

П р и м е ч а н и е Пример условного обозначения подшипника средней серии диаметров 3, узкой серии ширины, с d=30 мм, D=72 мм: Подшипник 305 ГОСТ 8338-75.