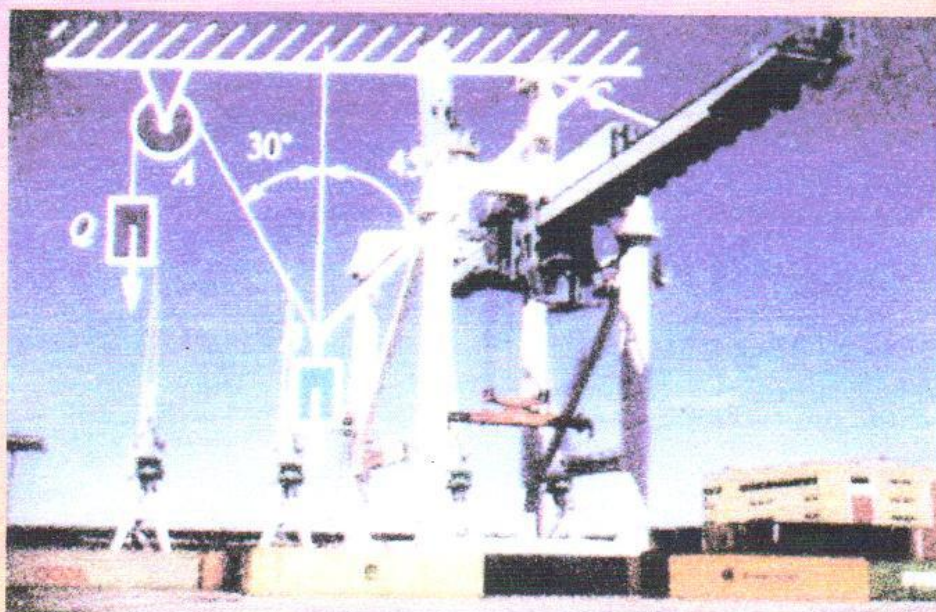


Ирбитский мотоциклетный техникум

Учебная дисциплина
Техническая механика

Организация внеаудиторной
работы студентов

Сборник заданий на расчетно-графические работы



Расчетно-графическая работа № 1

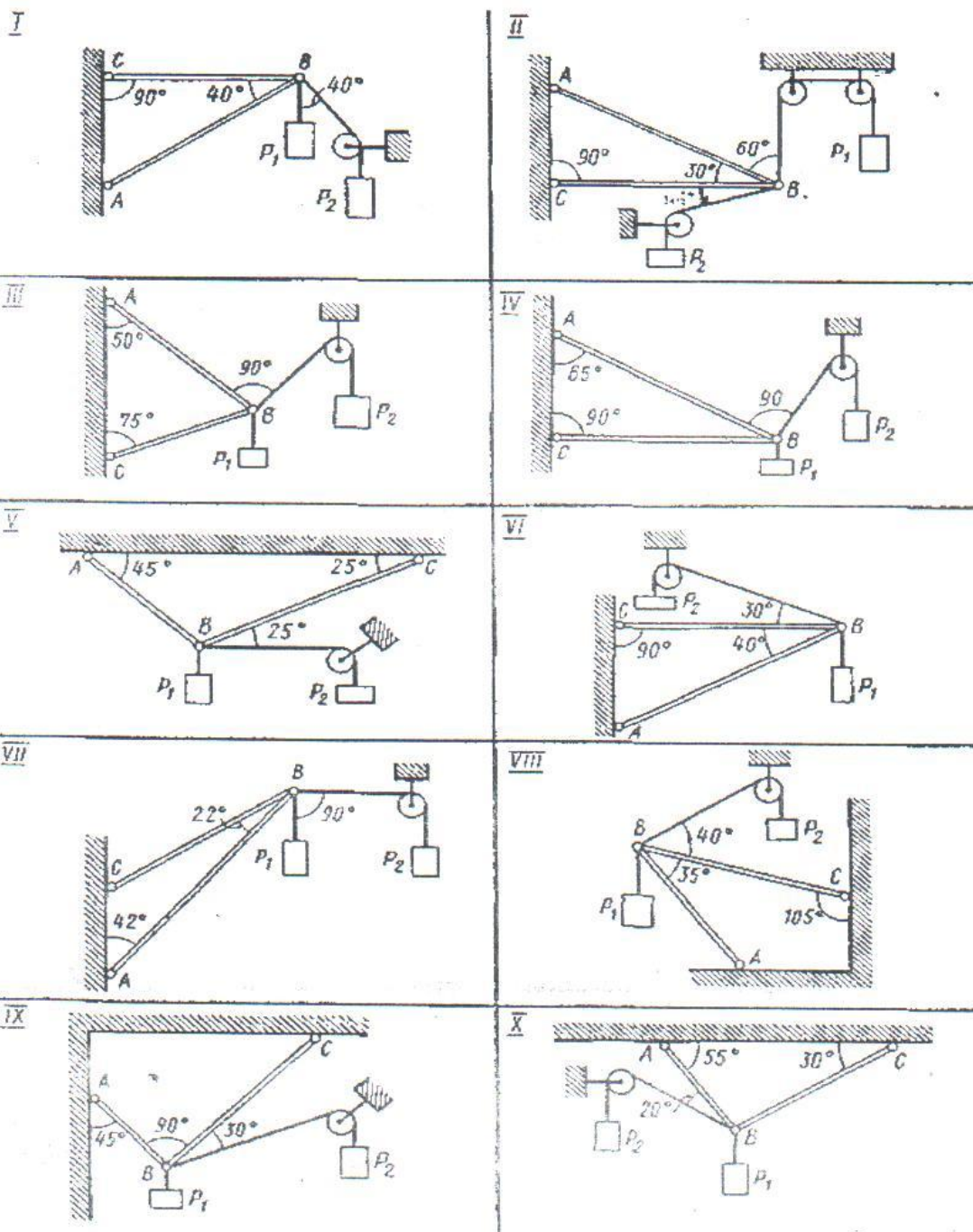
СТАТИКА

Задача 1. Тема *Плоская система сходящихся сил*

Определить реакции в стержнях конструкции. Схема нагружения представлена на рисунке 1, числовые данные приведены в таблице 1.

Таблица 1

Варианты	Схема на рис. 1	P_1 , кН	P_2 , кН
1, 11, 21	1	10	100
2, 12, 22	2	20	90
3, 13, 23	3	30	80
4, 14, 24	4	40	70
5, 15, 25	5	50	60
6, 16, 26	6	60	50
7, 17, 27	7	70	40
8, 18, 28	8	80	30
9, 19, 29	9	90	20
10, 20, 30	10	100	10

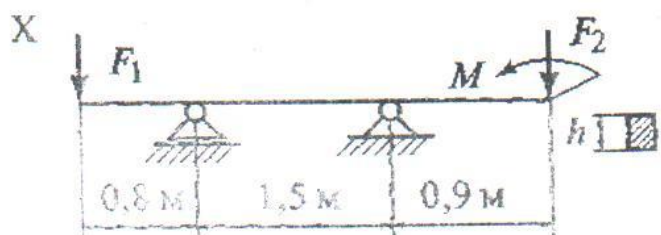
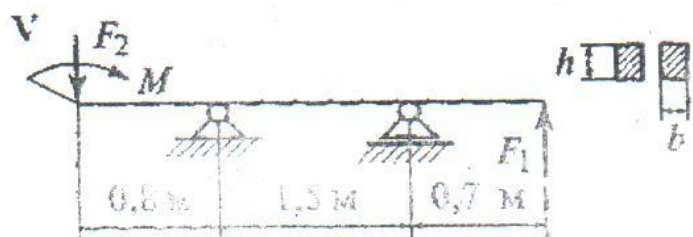
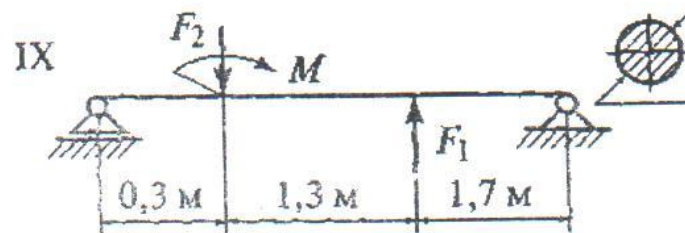
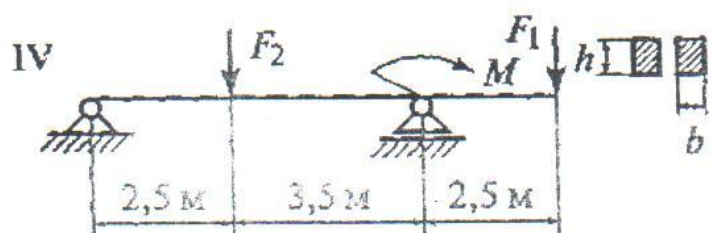
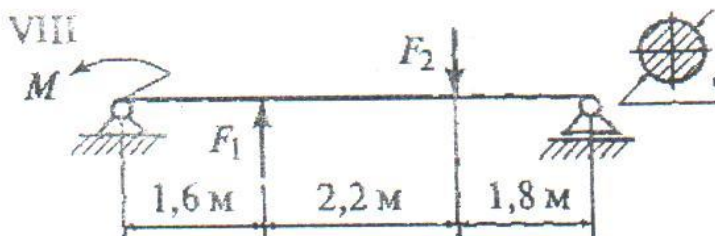
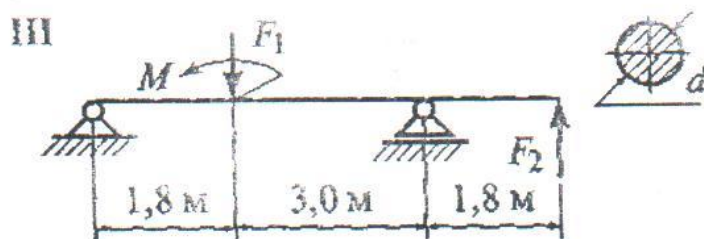
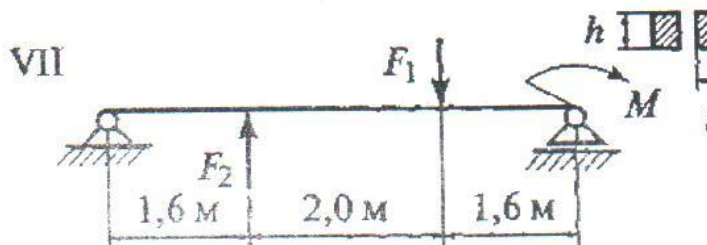
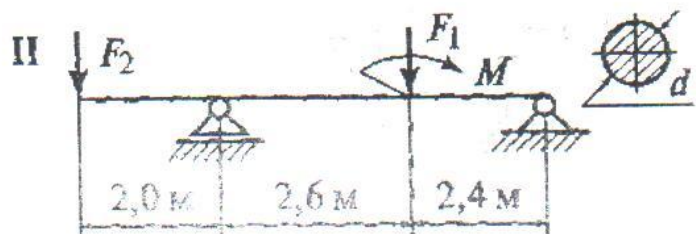
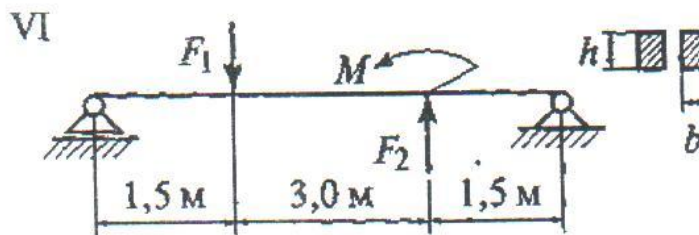
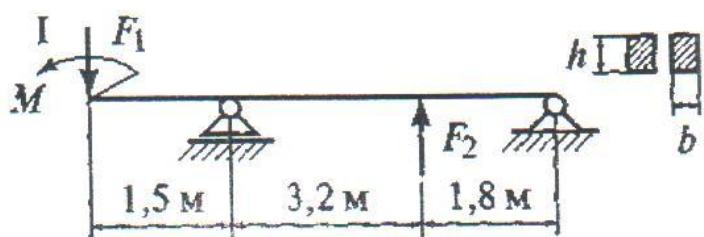


Задача 2. Тема Плоская система произвольно расположенных сил

Определить реакции в опорах балки. Схема нагружения представлена на рисунке 2, числовые данные приведены в таблице 2.

Таблица 2

Варианты	Схема на рис. 2	F_1 , кН	F_2 , кН	M , кН м
1, 11, 21	1	10	20	12
2, 12, 22	2	12	8	20
3, 13, 23	3	10	15	30
4, 14, 24	4	30	20	40
5, 15, 25	5	18	22	26
6, 16, 26	6	16	24	36
7, 17, 27	7	14	26	38
8, 18, 28	8	10	14	8
9, 19, 29	9	4	20	12
10 20 30	10	10	8	20

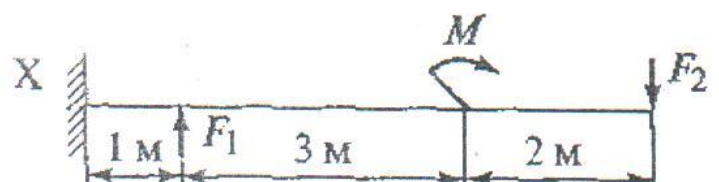
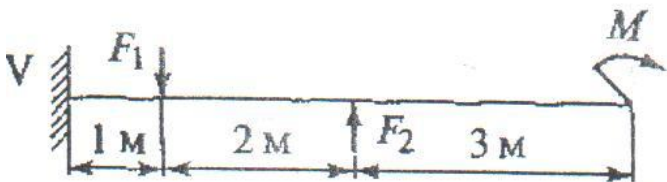
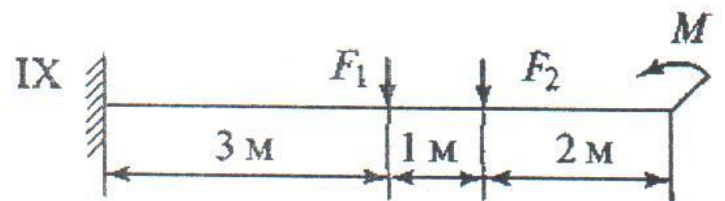
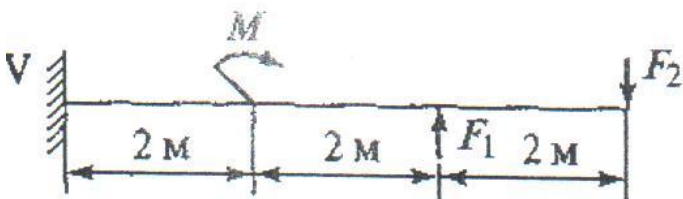
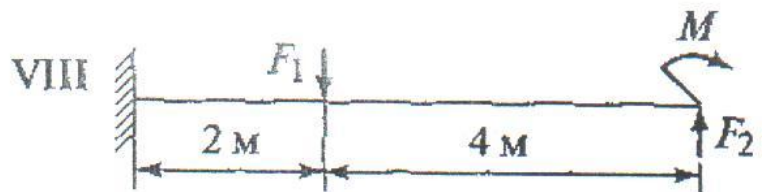
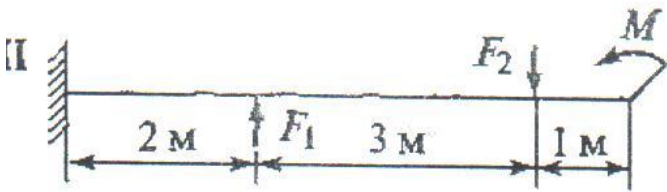
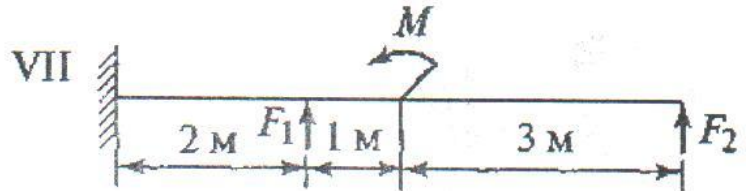
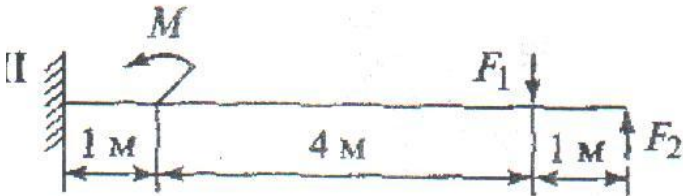
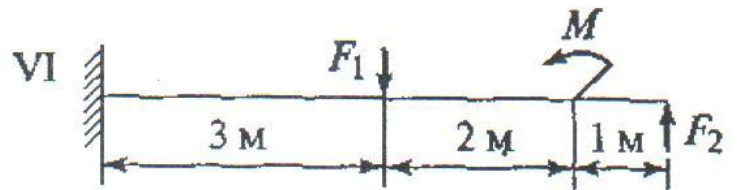
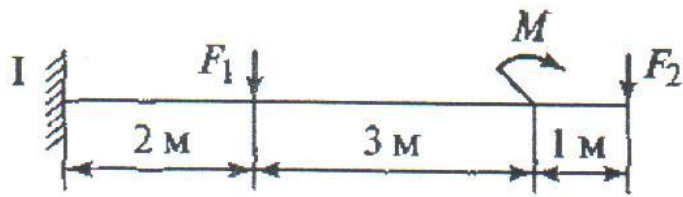


Задача 3. Тема Плоская система произвольно расположенных сил

Определить реакции в заделке консоли. Схема нагружения представлена на рисунке 3, числовые данные приведены в таблице 3.

Таблица 3

Варианты	Схема на рис. 3	F_1 , кН	F_2 , кН	M , кН м
1, 11, 21	1	10	20	12
2, 12, 22	2	12	8	20
3, 13, 23	3	10	15	30
4, 14, 24	4	30	20	40
5, 15, 25	5	18	22	26
6, 16, 26	6	16	24	36
7, 17, 27	7	14	26	38
8, 18, 28	8	10	14	8
9, 19, 29	9	4	20	12
10, 20, 30	10	10	8	20

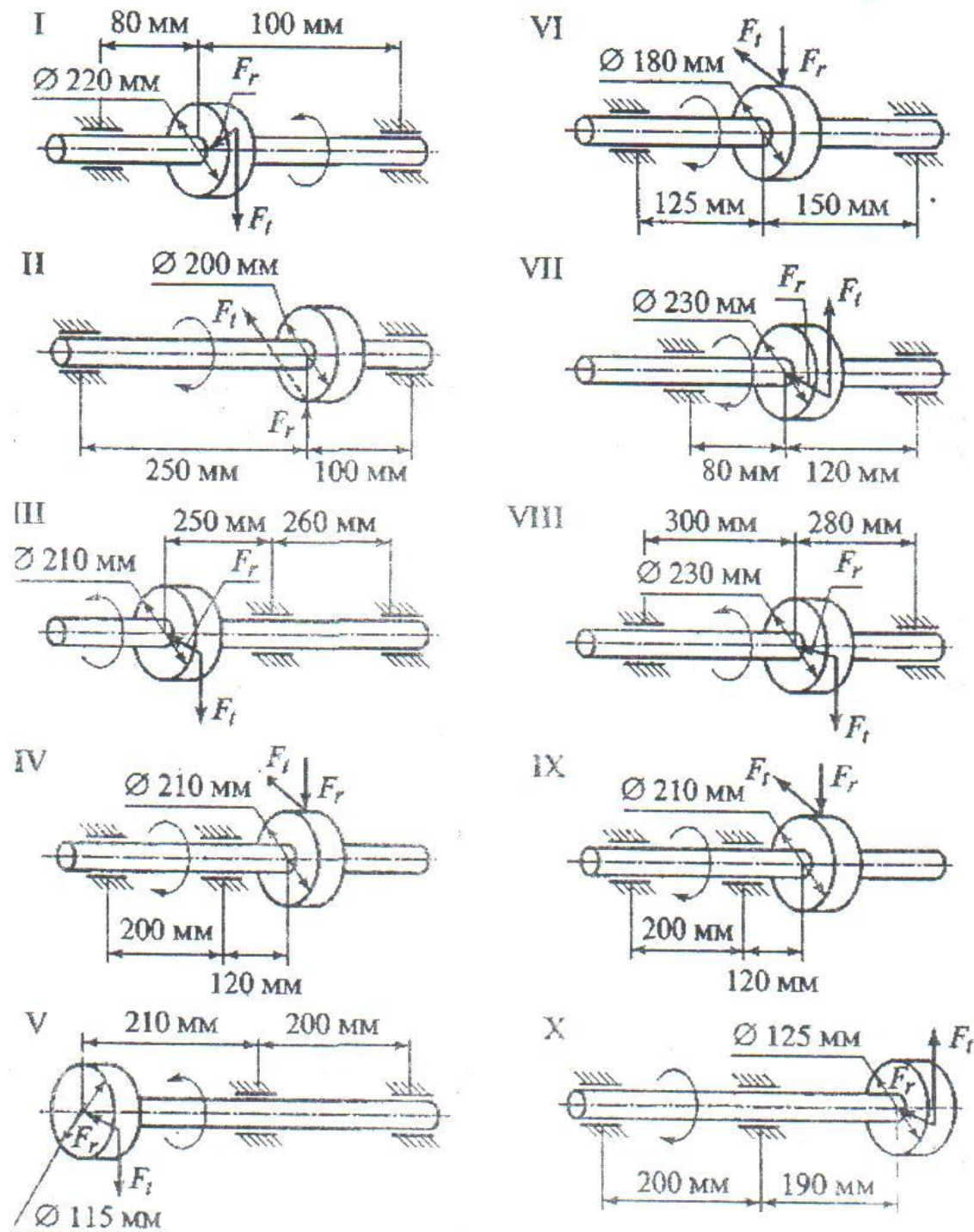


Задача 4. Тема Пространственная система произвольно расположенных сил

Определить вращающий момент M (Н м) и реакции в подшипниках вала. Схема нагружения представлена на рисунке 4, числовые данные приведены в таблице 4.

Таблица 4

Варианты	Схема на рис. 4	F_r, H	F_t, H
1, 11, 21	1	50	200
2, 12, 22	2	20	800
3, 13, 23	3	60	240
4, 14, 24	4	80	320
5, 15, 25	5	100	400
6, 16, 26	6	30	120
7, 17, 27	7	40	160
8, 18, 28	8	70	280
9, 19, 29	9	120	480
10, 20, 30	10	80	320



Задача 2. Кинематические графики

По заданному графику скорости точки А, движущейся прямолинейно, построить график перемещений и ответить на вопросы письменно:

- Какой путь прошла точка?
 - На каком наибольшем расстоянии от исходного положения она находилась в процессе движения?
 - На каком расстоянии от исходного положения она находится в конце движения?
- (Данные для решения см. рис. 6)

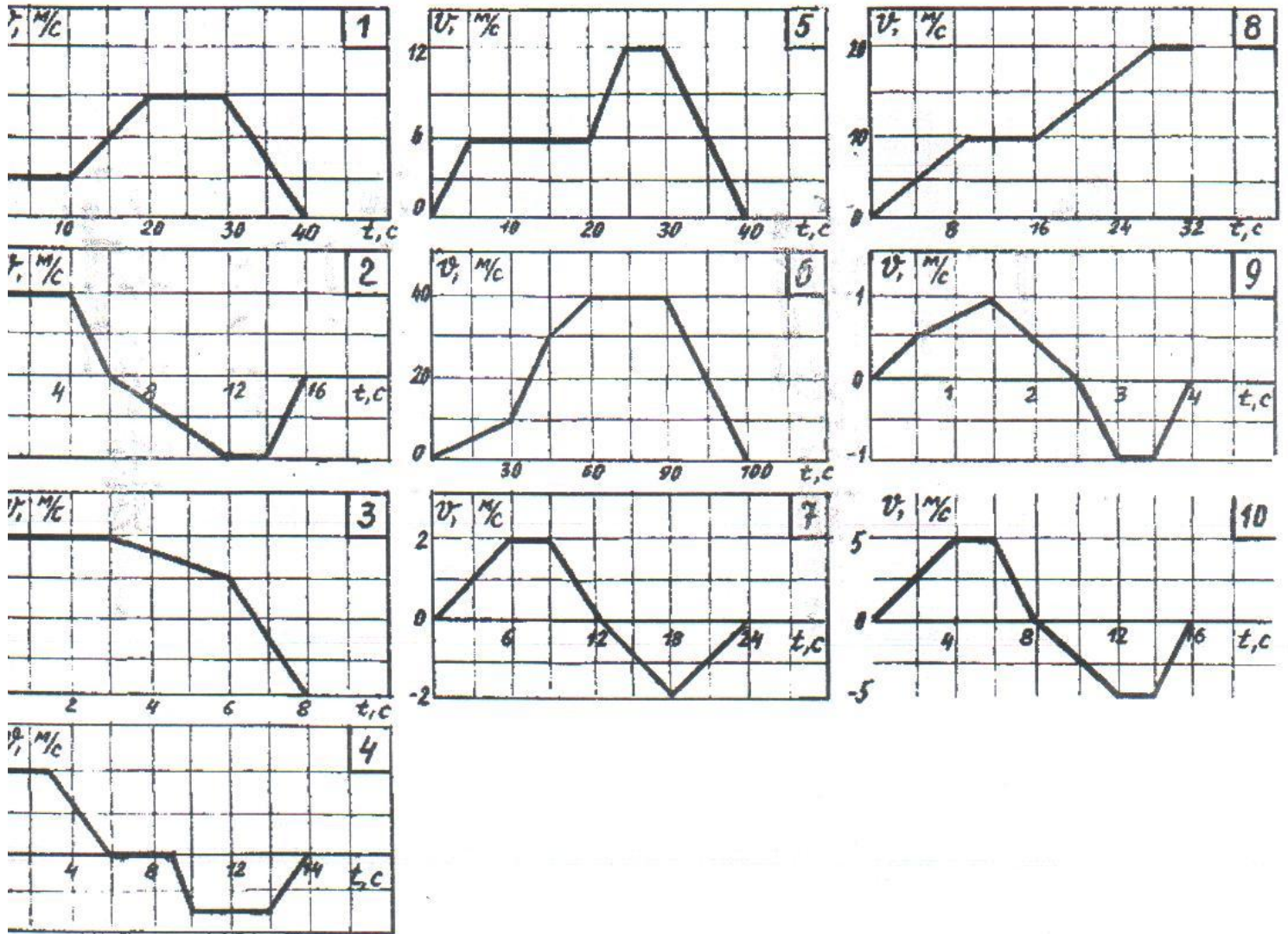


Рис. 6

Задача 2. Кинематические графики

По заданному графику скорости точки А, движущейся прямолинейно, построить график перемещений и ответить на вопросы письменно:

- Какой путь прошла точка?
 - На каком наибольшем расстоянии от исходного положения она находилась в процессе движения?
 - На каком расстоянии от исходного положения она находится в конце движения?
- (Данные для решения см. рис. 6)

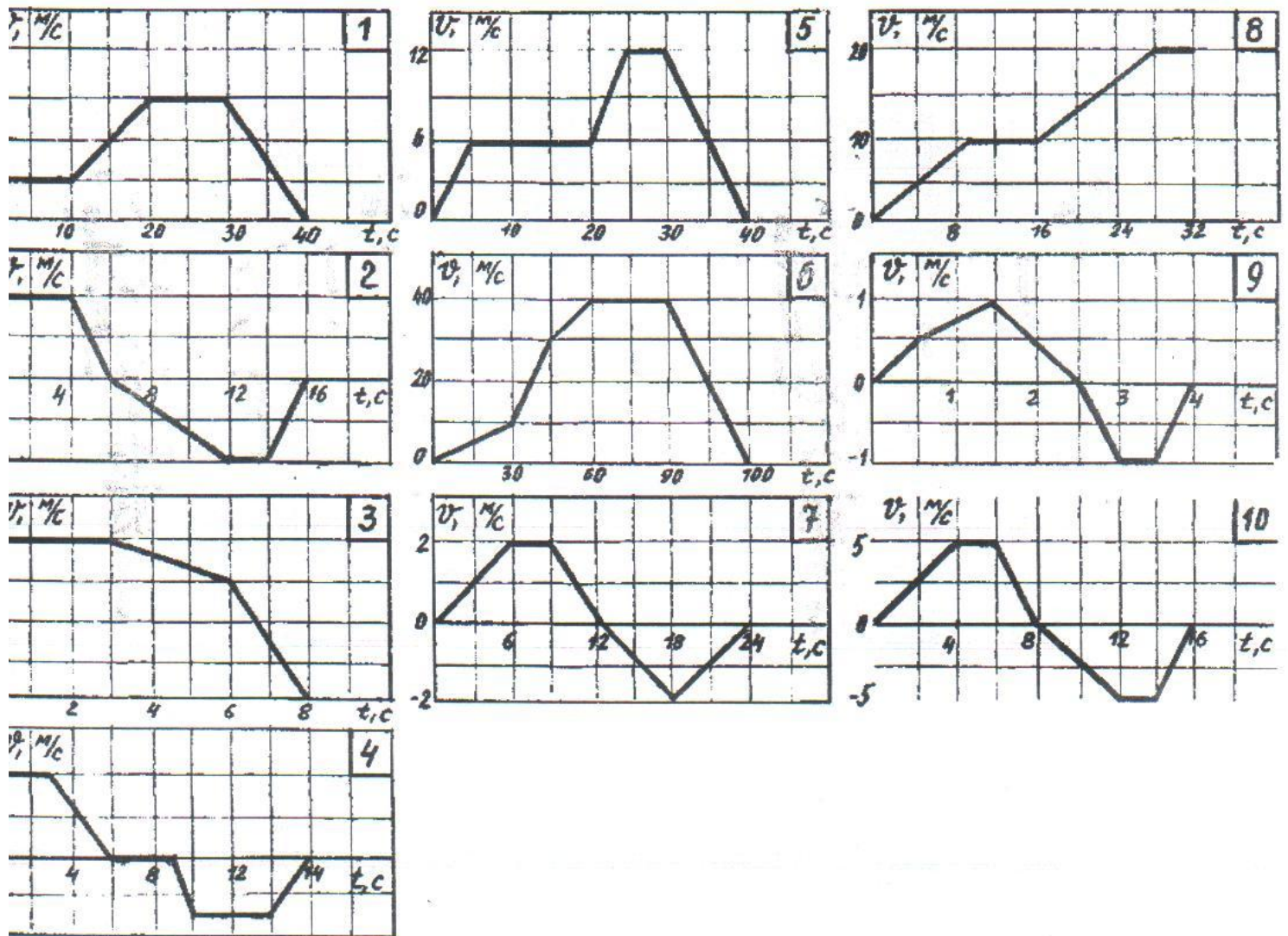


Рис. 6

По заданному уравнению прямолинейного поступательного движения груза 3 определить модули и изобразить векторы линейных скорости, касательного, нормального и полное ускорения точки М механизма в момент времени $t = 1$ с. Груз 3 движется вдоль оси X. (Данные для решения см. рис. 7, таблица 6)

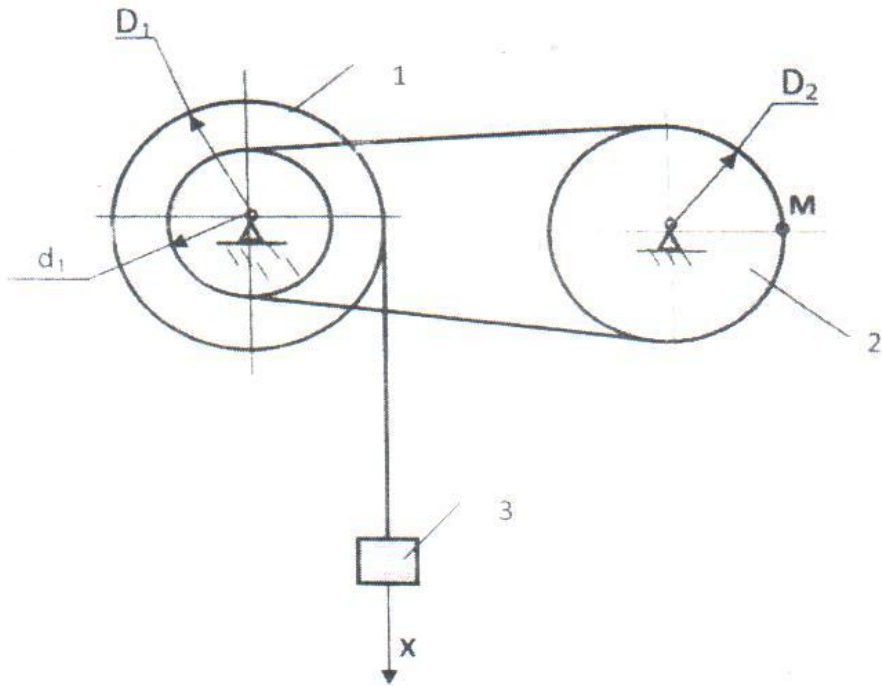


Рис.7

Таблиц

Вариант	Диаметры звеньев, см			Уравнение движения груза 1 $X = f(t)$, X – см, t – с
	D_1	d_1	D_2	
1	60	45	56	$10 + 100 t^2$
2	80	40	60	$80 t^2$
3	100	60	75	$18 + 70 t^2$
4	145	35	105	$7 + 90 t^2$
5	35	10	10	$4 + 30 t^2$
6	60	30	45	$3 + 80 t^2$
7	80	20	40	$60 t^2$
8	55	10	45	$6 + 20 t^2$
9	75	10	35	$8 + 40 t^2$
10	45	10	20	$5 + 80 t^2$
11	55	15	40	$50 t^2$
12	40	10	30	$4 + 90 t^2$
13	70	20	60	$2 + 50 t^2$
14	42	16	32	$5 + 60 t^2$
15	50	18	40	$6 + 30 t^2$
16	78	45	60	$50 t^2$
17	90	60	85	$8 + 40 t^2$
18	100	60	90	$5 + 60 t^2$
19	55	35	40	$70 t^2$
20	60	25	50	$5 + 40 t^2$
21	40	15	30	$2 + 50 t^2$
22	50	15	45	$3 + 40 t^2$
23	45	10	20	$80 t^2$
24	40	15	30	$4 + 20 t^2$
25	40	20	35	$10 + 40 t^2$
26	40	30	30	$7 + 40 t^2$
27	50	15	40	$90 t^2$

Задача 4. Плоскопараллельное движение твердого тела

Определить линейную скорость точки А кривошипа ОА, линейную скорость точки В ползуна. Кривошип вращается с угловой скоростью ω , с^{-1} . Изобразить кинематическую схему механизма в масштабе, соблюдая заданные значения углов α и β . (Данные для решения см. рис. 8, таблица 7)

Таблица 7

Вариант	ОА, см	ω , с^{-1}	α , град	β , град
1	30	8	45	30
2	35	6	60	45
3	40	4	45	30
4	45	2	60	45
5	30	3	45	30
6	35	5	60	45
7	30	7	45	30
8	35	9	60	45
9	40	2	45	30
10	45	4	60	45
11	40	6	45	30
12	50	8	60	45
13	45	9	45	30
14	35	7	60	45
15	20	5	45	30
16	30	3	60	45
17	35	4	45	30
18	40	2	60	45
19	45	5	45	30
20	50	7	60	45
21	45	8	45	30
22	30	4	60	45
23	35	5	45	30
24	45	6	60	45
25	55	8	45	30
26	35	3	60	45
27	40	5	45	30
28	45	7	60	45
29	30	3	45	30
30	35	2	60	45

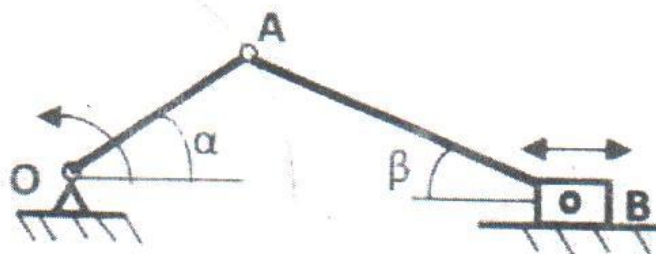


Рис. 8

Сопротивление материалов

Тема "Растяжение.Сжатие"

Задача № 1

Трехступенчатый стальной стержень, длины ступеней которого в миллиметрах указаны на рис. (схемы 1-10), нагружен силами P_1 и P_2 . Для стержня необходимо:

- 1) Построить эпюру продольных сил N по длине бруса;
- 2) Построить эпюру напряжений нормальных σ по длине стержня;
- 3) Построить эпюру перемещений сечений и определить полное удлинение (укорочение) стержня, приняв $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;
- 4) Выполнить проверочный расчет стержня на прочность, если материал стержня - сталь 45 ГОСТ 1050-74, термическая обработка - нормализация, требуемый коэффициент запаса прочности $[n] = 2$.

Данные для своего варианта взять по таблице 1, рис.1.

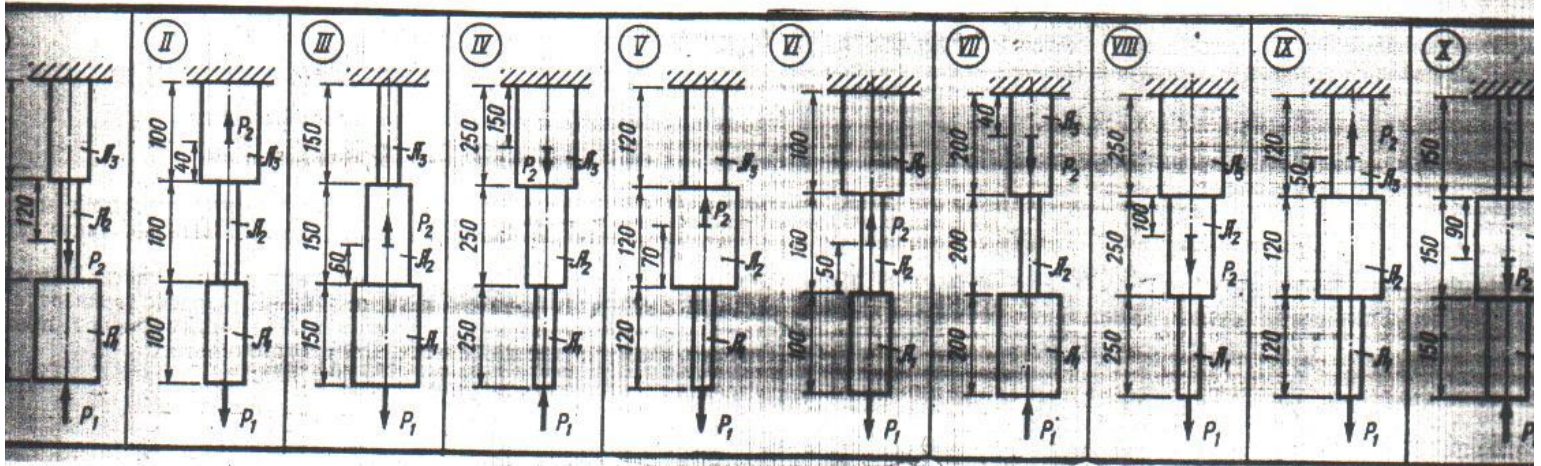


Рис.1

Таблица 1

Варианты										кН		см ²		
										P_1	P_2	A_1	A_2	A_3
2	3	4	5	6	7	8	9	10	18	30	4,0	1,2	2,5	
12	13	14	15	16	17	18	19	20	20	40	4,5	1,5	3,8	
22	23	24	25	26	27	28	29	30	12	10	3,2	0,9	2,4	

Задача № 2

В заданной системе каждый стержень состоит из двух равнополочных уголков (рис. 2). Определить из расчета на прочность требуемые площади поперечных сечений стержней и подобрать по ГОСТ 8509-72 соответствующие номера профилей. Вычислить, на сколько (в процентах) каждый стержень недогружен или перегружен при принятых по ГОСТу размерах его сечения.

Данные для своего варианта взять по таблице 2, рис.2

Таблица 2

Варианты										кН			градус	
										P_1	P_2	P_3	α	β
2	3	4	5	6	7	8	9	10	40	60	30	30	25	
12	13	14	15	16	17	18	19	20	45	65	40	35	30	
22	23	24	25	26	27	28	29	30	50	60	45	45	40	

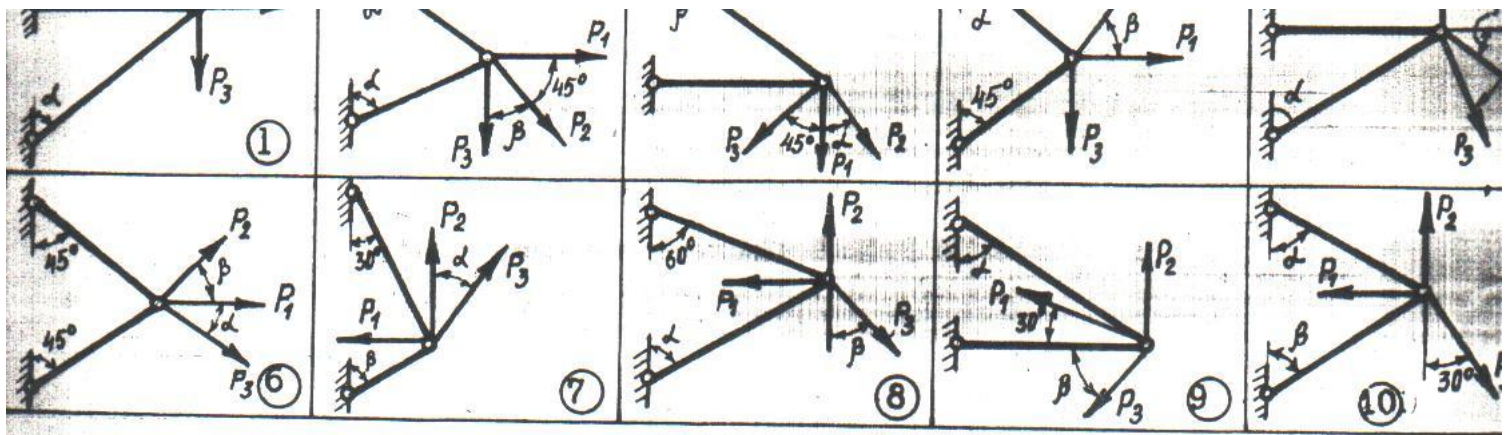


Рис. 2.

Задача № 3

Для заданной стержневой системы (рис. 3) требуется:

- 1) определить продольные силы в стержнях N , выразив их через F или q ;
- 2) из условия прочности конструкции определить допускаемое значение нагрузки $[F]$ или $[q]$, приняв для растянутых стержней $[\sigma_p] = 160$ МПа, для сжатых стержней $[\sigma_c] = 100$ МПа.

Данные для своего варианта принять по таблице 3, рис. 3

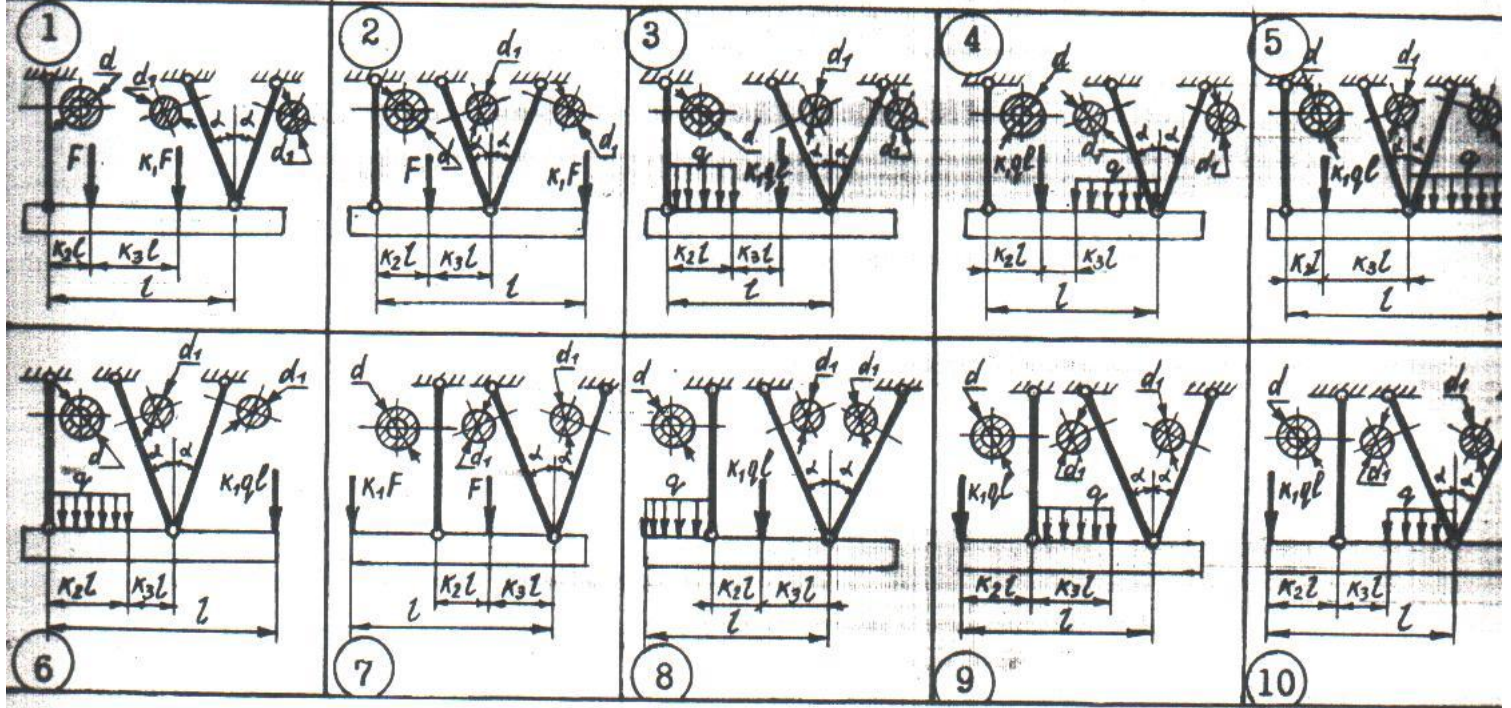


Рис. 3

Таблица 3

Варианты										мм		м	град.	$c = \frac{d_0}{d}$	k_1	k_2	k_3
										d	d_1	l	α				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20	18	2	30	0,9	1,5	0,3	0,3
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	25	20	2,1	45	0,85	1,6	0,4	0,4
21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	30	22	2,3	60	0,80	1,7	0,2	0,2

Указание: Характеристики механических свойств материала стержней взять Агурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М. Машиностроение. 1979. том 1 с. 106

Тема "Кручение"

Задача № 1

Для заданного трансмиссионного вала постоянного сечения (рис. 1) требуется:

- 1) построить эпюру крутящих моментов (ординаты эпюры выразить через угловую скорость вала);
- 2) определить из условия прочности допускаемое значение угловой скорости вала ω , с^{-1} ;
- 3) при найденном значении построить эпюру углов поворотов сечений, считая левый шкив неподвижным. Данные для своего варианта взять по рис. 1

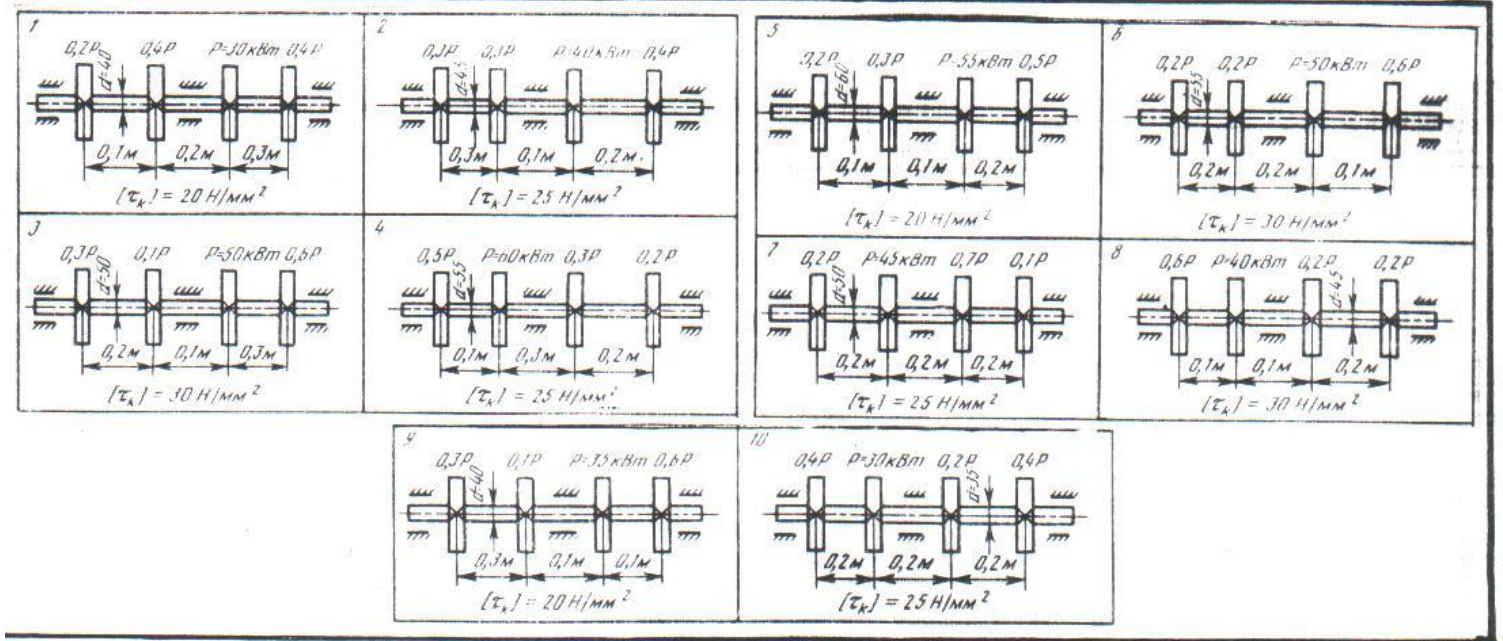


Рис. 1

Задача № 2

Для заданной схемы привода (Рис. 2) требуется:

- 1) Построить эпюры крутящих моментов для валов I, II, III;
- 2) определить из расчета на прочность и жесткость требуемые диаметры валов I, II, III, если $[\sigma_k]=20\text{МПа}$, $[\varphi]=0,3\text{град/м}$, $G=8 \times 10^4\text{МПа}$. Для каждого из валов значение диаметра, определенное расчетом, округлить по стандартному ряду;
- 3) определить требуемую мощность электродвигателя.

Данные для своего варианта взять по таблице 1, рис. 2.

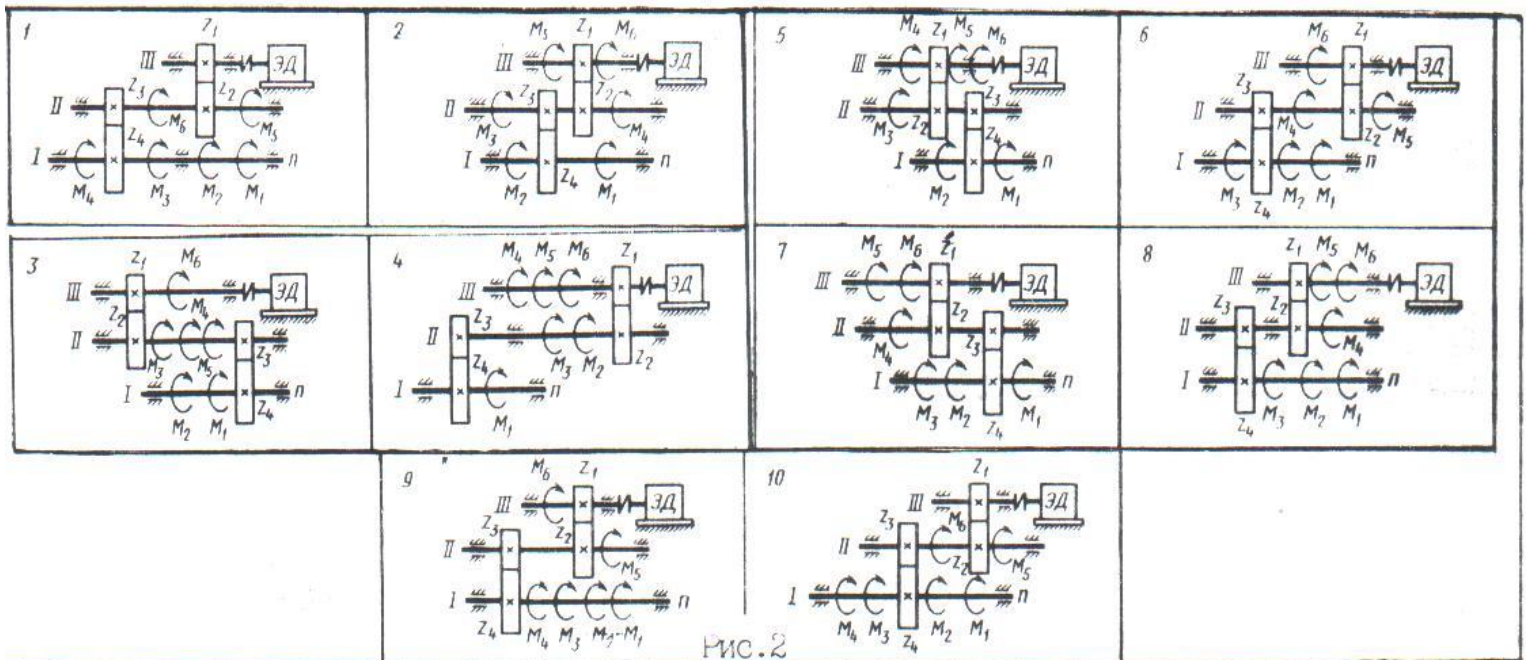


Рис. 2

Задача № 3

Жесткий рычаг с шарнирно закрепленным концом поддерживается пружиной и нагружен, как показано на рис. 3. Определить основные размеры пружины (d - диаметр проволоки, мм; D - средний диаметр витка пружины, мм; n - число рабочих витков пружины), если заданы индекс и рабочая характеристика пружины, допустимые напряжения $[\tau]$ (см. рис. 3)

При расчете принять $F_{нач.} = 0,1 F_{пред.}$, $F_{кон.} = 0,8 F_{пред.}$, $n_{пол.} = n + 2$; материал проволоки - сталь. Из условия прочности определить допустимое значение нагрузки на рычаг. Данные для своего варианта взять из рис. 3

В задаче рассматривается расчет на прочность пружины

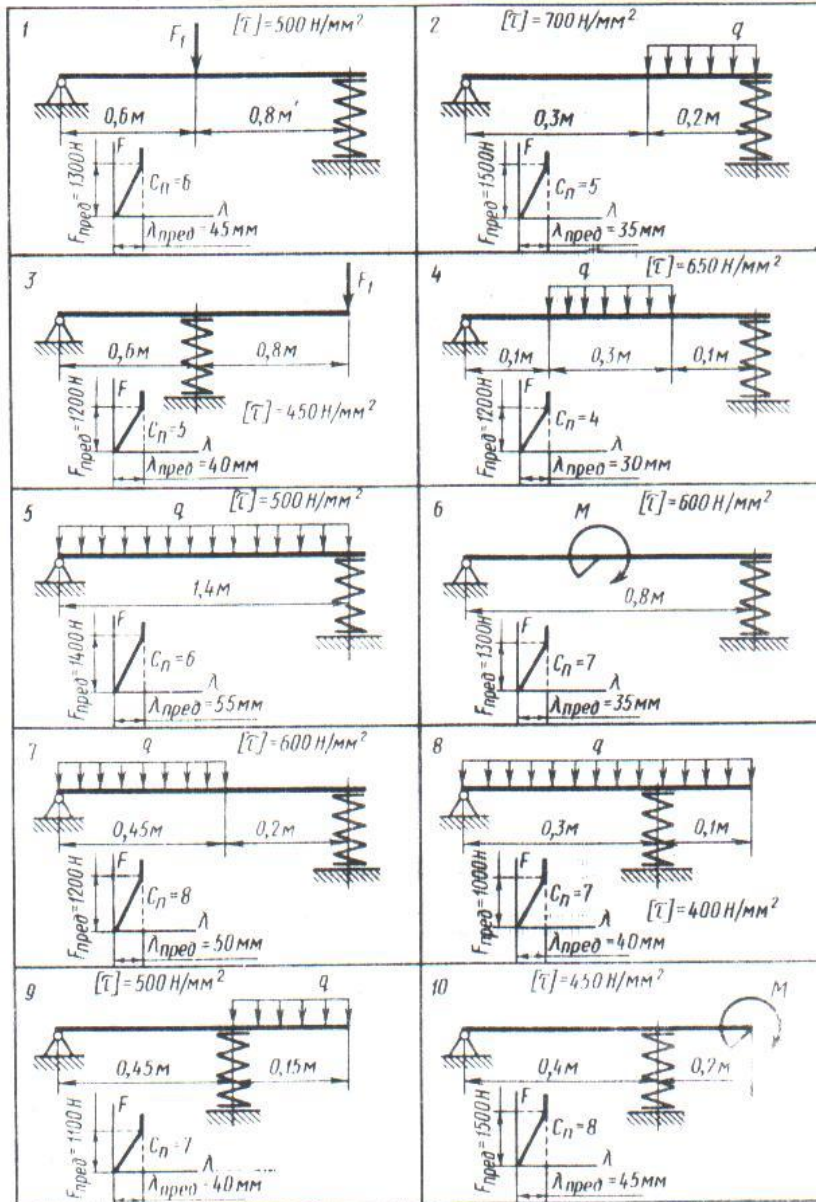


РИС. 3

Задача № 1

Для двухопорной балки, нагруженной как показано на рисунке. 1 необходимо:

- Определить реакции опор.
- Построить эпюры поперечных сил, изгибающих моментов.
- Определить из расчета на прочность требуемый момент сопротивления поперечного сечения балки, принимая $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$.
- Подобрать по таблицам ГОСТ 8239-72 и 8240-72 соответствующие требуемому моменту сопротивления номера профилей прокатной стали в двух вариантах:
а) балка двутавровая б) балка состоит из двух швеллеров.
- Найти отношение массы балки, состоящей из двух швеллеров к массе двутавровой балки.

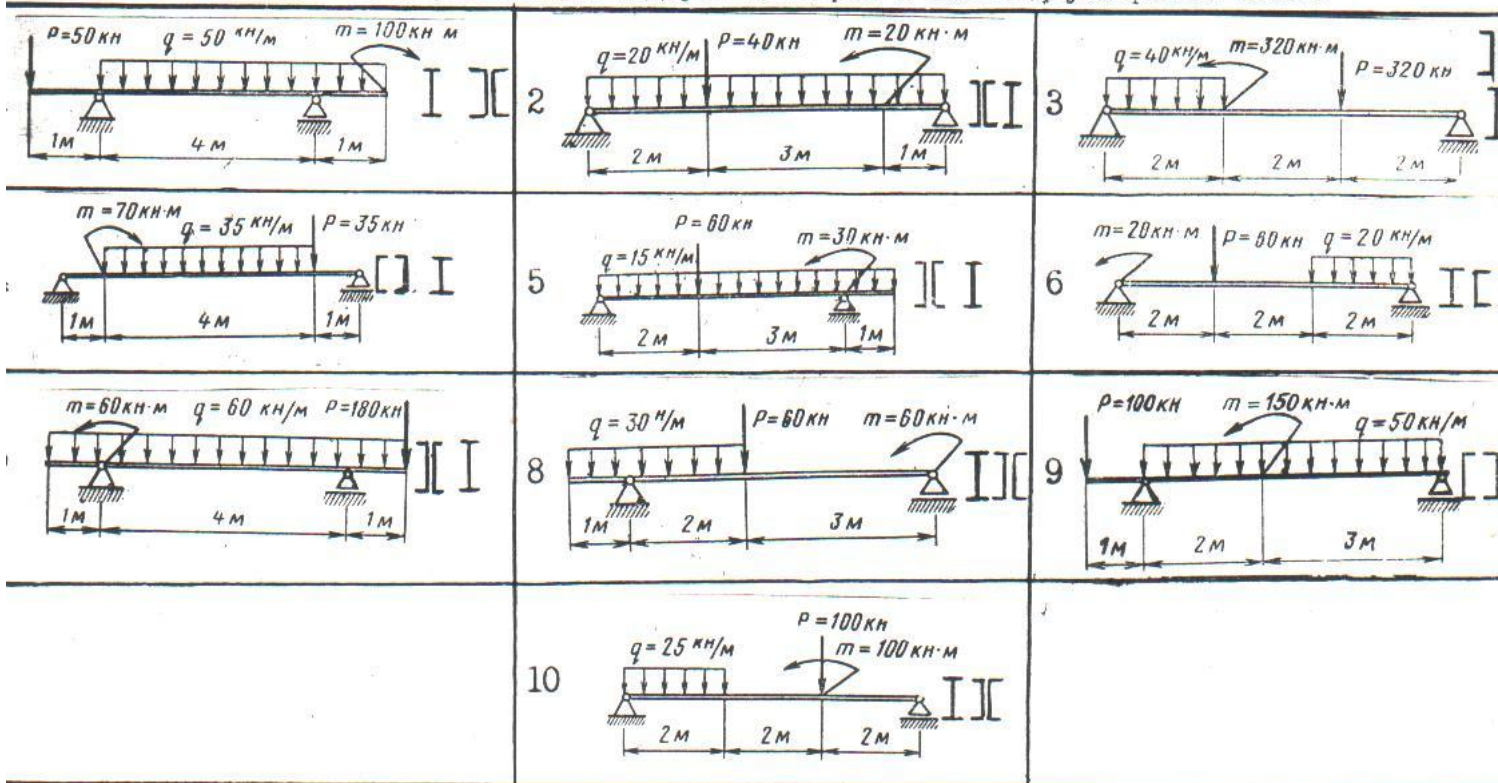
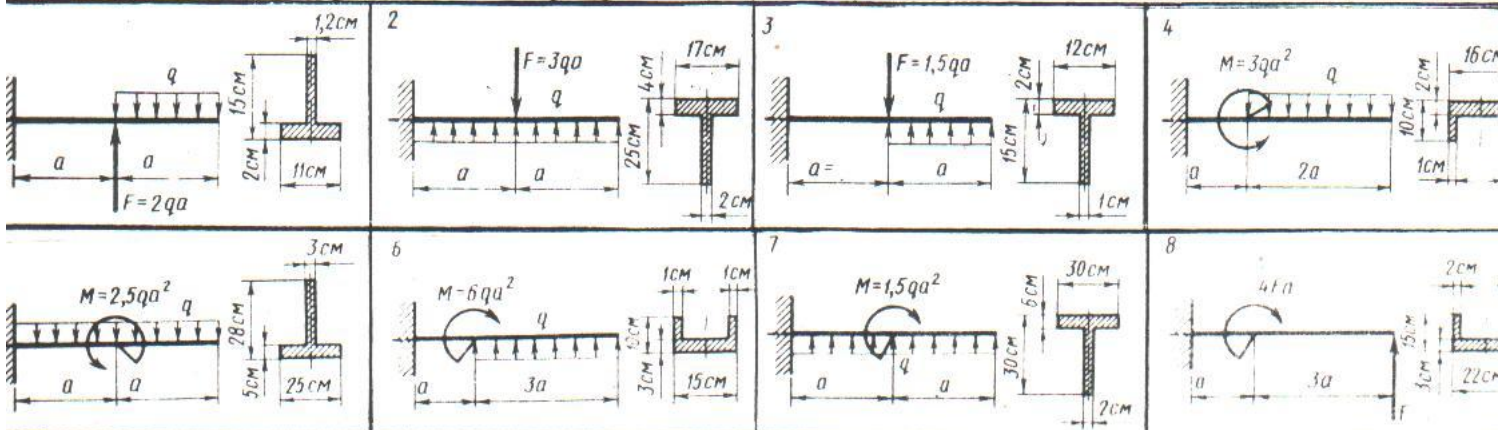


Рис. 1

Задача № 2

Для заданной чугунной балки (рис. 2) требуется:

- Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов (ординаты эпюр выразить через q и a и a)
- Расположить сечение рационально, и из условия прочности определить допустимое значение q или F . Принять $[\sigma_{вр}] = 140 \text{ МПа}$, $[\sigma_{сж}] = 500 \text{ МПа}$, $[\tau] = 5$.
- Данные для своего варианта взять рисунок 2, таблица 1



Варианты										a , м
01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	1,0
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	2,0
21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	3,0

Задача № 3

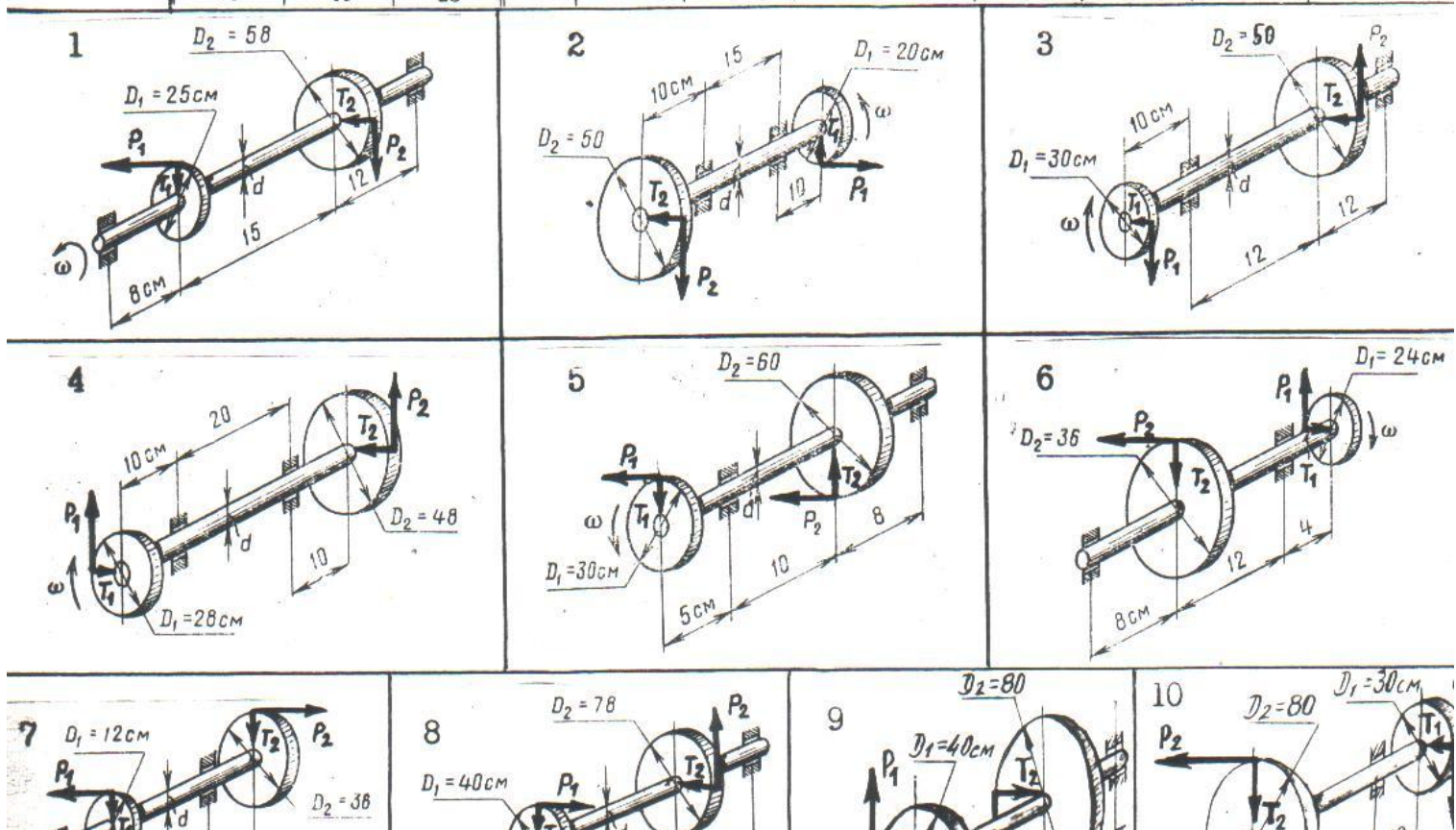
Для стального вала с двумя зубчатыми колесами, передающего мощность N , кВт при угловой скорости ω , с^{-1} (числовые значения этих величин для своего варианта взять из табл. 2), выполните следующее:

1. Определить вертикальные и горизонтальные составляющие реакций подшипников.
2. Построить эпюру крутящих моментов.
3. Построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях.
4. Определить из условия прочности диаметр вала d мм, полученное значение округлить по ГОСТ 6636-69.

В расчете принять, что вал постоянного поперечного сечения, $[\sigma] = 60 \text{ МПа}$, $T_1 = 0,364P_1$, $T_2 = 0,364P_2$. Расчет выполнить по гипотезе наибольших касательных напряжений. (см. рис. 3)

Таблица 2

Вариант	N , кВт	ω , рад/сек	Вариант	N , кВт	ω , рад/с	Вариант	N , кВт	ω , рад/сек
01	10	18	11	32	40	21	40	45
02	20	18	12	60	50	22	38	42
03	24	30	13	58	42	23	42	30
04	48	30	14	38	38	24	35	25
05	12	24	15	31	20	25	30	18
06	24	52	16	37	30	26	32	50
07	6	15	17	42	30	27	15	30
08	30	45	18	55	33	28	14	20
09	38	50	19	45	28	29	20	24
10	40	25	20	8	20	30	25	48



Задачи расчетно-графической работы № 6 по разделу "Детали машин" объединены в курсовую работу по расчету двухступенчатого привода и представляют собой сквозное задание, в котором результаты расчета предыдущей задачи являются исходными данными для следующей задачи.

Курсовая работа завершается выполнением эскизной компоновки одноступенчатого редуктора.

Выполнять курсовую работу студенты начинают сразу после изложения теоретического материала темы 3.2 "Общие сведения о передачах".

Перед выдачей задания на курсовую работу студенты делятся на конструкторские группы (по последней цифре вариантов), выполняющих задания по одной теме.

Процесс работы над каждой задачей разбивается на три периода:

1. Консультация по методике выполнения задачи.
2. Домашняя работа.
3. Защита выполненной задачи.

Консультация проводится для всей группы после изучения теоретического материала во время учебных занятий и имеет целью изложить общие методические указания по выполнению той или иной задачи. При этом не только дается методика расчета, но и указываются характерные, часто встречающиеся ошибки в решении рассматриваемой задачи.

Домашняя работа является основной формой работы студентов, которая предопределяет качественное и своевременное выполнение задач. Перед выполнением расчета следует тщательно проработать теоретический материал по учебнику, рекомендованному в заданиях. Для организации самостоятельной работы студентов дома каждой конструкторской группе выдаются на дом на весь период работы папки-задания с краткими методическими указаниями, которые после завершения работы возвращаются преподавателю.

Защита выполненной задачи производится в двух формах (в зависимости от степени сложности расчетов):

во время семинарских занятий на уроке, в процессе защиты в обсуждении принимают участие и конструкторские группы, задавая вопросы, высказывая замечания.

- сдача преподавателю во время проведения еженедельных дополнительных занятий по учебной дисциплины, здесь каждая конструкторская группа защищает выполненный расчет, отвечая на вопросы преподавателя.

Качество выполненных расчетов оценивается по пятибалльной системе, при этом преподаватель ведет строгий учет выполненных студентами задач. Если студенты выполнили задачу с ошибками и неточностями, то они получают предварительную оценку (проставляется карандашом). После исправления указанных преподавателем ошибок, студенты получают окончательную оценку и могут приступить к решению следующей задачи.

Защита всей курсовой работы имеет целью показать степень приобретенных технических знаний и навыков в первой проектно-конструкторской работе и проводится открыто с приглашением преподавателей комиссии общетехнического цикла, студентов 1 курса в форме открытого смотра знаний. После краткого сообщения о выполненной работе каждой конструкторской группе задаются вопросы, касающиеся выполненных расчетов и теоретических знаний по разделу "Детали машин".

Указания по оформлению расчетов

Расчеты необходимо выполнять черными (синими) чернилами аккуратно, четко, на стандартных листах писчей бумаги формата А4 (допускается бумага в клетку). Текст пишется на одной стороне листа. В тексте не допускаются помарки, перечеркивания и нестандартное сокращение слов.

Листы с расчетами должны быть сброшюрованы в тетрадь с обложкой из ватмана, на которой выполняются титульную надпись чертежным шрифтом. Пример заполнения титульного листа (см. рис.). Размер - формат А4.

Каждая задача начинается с нового листа. Решение необходимо разделить на пункты и подпункты. Нумерация пунктов должна быть в пределах каждой задачи. **Например:** 1.1, 1.2 - (задача 1, пункт 1; задача 1, пункт 2), т.е. номер пункта содержит номер задачи и номер пункта, разделенных точкой. Наименование задачи должно быть кратким и записано в виде заголовка посередине шрифта (размер шрифта 7). Листы должны иметь рамку и штамп по форме 2 (лист "Содержание"), форма 3 (последующие листы) Расстояние от рамки до заголовка 10мм, в начале строки - 5мм, в конце строки - не менее 5мм. Каждый пункт записывается с красной строки (отступом от рамки - 10мм) Допускается запись расчетов выполнять в каждой строчке, между пунктами оставлять свободной строку. Расстояние от основания текста до штампа не менее 10мм.

Расчеты (если требуется) сопровождаются схемами, рисунками, таблицами, выполненными в кара

расчетная схема, либо выполняется эскиз. (если требуется в расчете). Все этапы решения сопровождаются краткими пояснениями. **Формулы** в тексте записываются с новой строки, поясняются, затем представляются числовые данные и без промежуточных вычислений записывается ответ. Формулы снабжаются ссылками на источник, который записывается в списке использованных источников в порядке явления источника в тексте расчета. **Пример:**

$$= \frac{P}{\omega}, \quad /1, с. 56/ (1.2)$$

- е T - момент на валу шестерни, Нм;
- мощность на валу шестерни, Вт;
- угловая скорость вала шестерни, с⁻¹.

$$= \frac{2,5 \cdot 10^3}{100} = 25 \text{ Нм}$$

се расчеты выполняются с точностью: для сил - в десятке чисел Н, для моментов - в десятых долях Н м, для напряжений - в десятых долях чисел МПа. Необходимо в результатах расчетов обязательно указывать единицы измерения в Международной системе СИ (см. табл.1)

Выбор числовых данных и номера схемы

исловые данные - выбираются по номеру списка в журнале, схема выбирается по последней цифре номера списка в журнале.

Таблица 1

Основные значения в единицах СИ

№ п/п	Наименование величин	Единица измерения	№ п/п	Переводные коэффициенты
1.	Длина	м	1	1 кгс = 10 Н
2.	Масса	кг	2	1 тс = 10 кН
3.	Время	с	3	1 кгс/м = 10 Н/м
4.	Плоский угол	рад	4	1 кгс/см = 0,1 Н/мм
5.	Площадь	м ²	5	1 т/м = 10 кН/м
6.	Объем	м ³	6	1 кгс/см ² = 0,1 МПа
7.	Плотность, объемная масса	кг/м ³	7	1 кгс/см ² = 0,1 МПа
8.	Линейная скорость	м/с	8	1 кгс/мм ² = 1 МН/мм ²
9.	Линейное ускорение	м/с ²	9	1 об/мин = 30 рад/с
10.	Угловая скорость	рад/с	10	1 д.р. = 736 Вт
11.	Угловое ускорение	рад/с ²	11	1 см ² = 10 ⁻⁴ м ²
12.	Сила (вес) (ньютон)	Н	12	1 см ³ = 10 ⁻⁶ м ³
13.	Напряжение, давление	Н/м ²	13	1 см ⁴ = 10 ⁻⁸ м ⁴
14.	Удельный вес	Н/м ³	14	1 мм ² = 10 ⁻⁶ м ²
15.	Работа, энергия (джоуль)	Дж	15	1 кН = 10 ³ Н
16.	Мощность (ватт)	Вт	16	1 кВт = 10 ³ Вт
17.	Момент силы	Нм	17	1 см = 10 ⁻² м
18.	Момент инерции сечения	м ⁴	18	1 мм = 10 ⁻³ м
19.	Момент сопротивления сечения	м ³		

Ирбитский мотоциклетный техникум

КУРСОВАЯ РАБОТА
 по предмету "Техническая механика"
 раздел "Детали машин"
 Тема "Привод элеватора"

Работу выполнили студенты гр 216
 Кочурин С.
 Курочкин Л.
 Лазалова Т.А.

Преподаватель

1999

Рис.1

Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

Задание: Для привода ленточного транспортера необходимо:

1. Определить мощность на ведомом валу;
2. Определить общий коэффициент полезного действия привода;
3. Определить требуемую мощность двигателя;
4. Подобрать по требуемой мощности электродвигатель;
5. Рассчитать угловую скорость и частоту оборотов ведомого вала;
6. Определить общее передаточное отношение привода;
7. Разбить общее передаточное отношение по ступеням;
8. Рассчитать угловую скорость и частоту вращения каждого вала привода;
9. Рассчитать вращающие моменты на каждом валу привода.

Исходные данные: тяговое усилие ленты F ; скорость ленты v ; диаметр ведущего барабана транспортера D . Данные своего варианта взять по таблице 1.

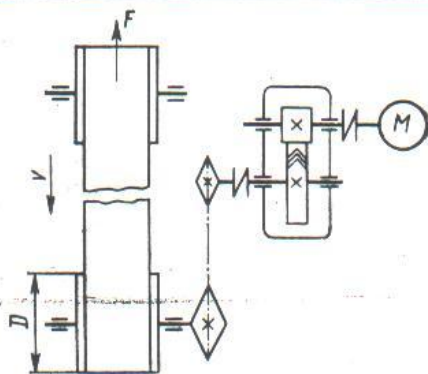


Рис. 1

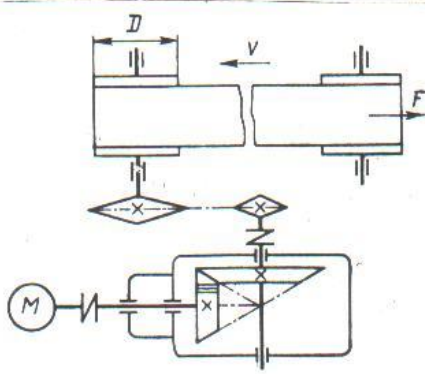


Рис. 2

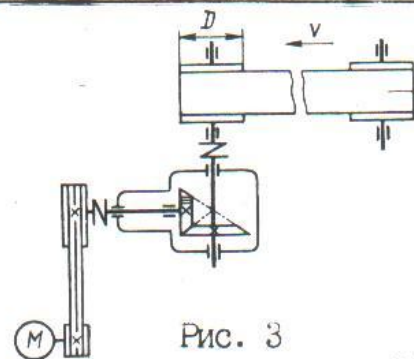


Рис. 3

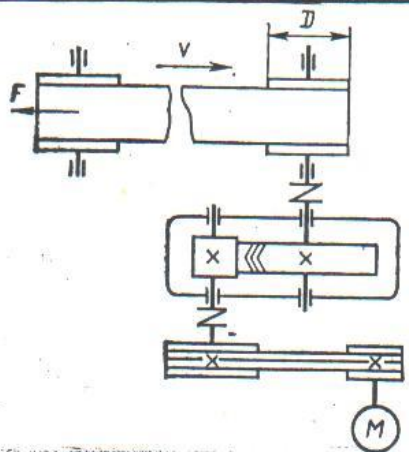


Рис. 4

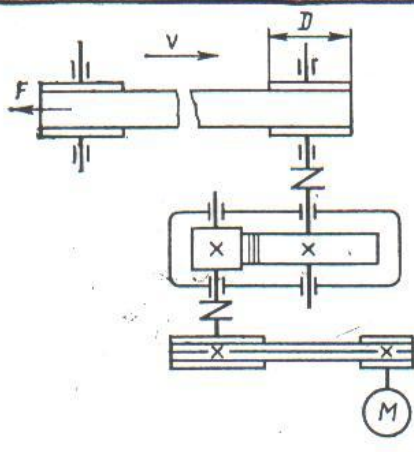


Рис. 5

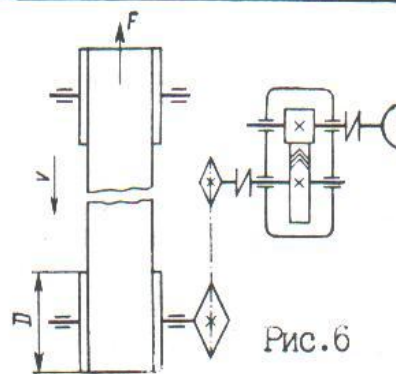


Рис. 6

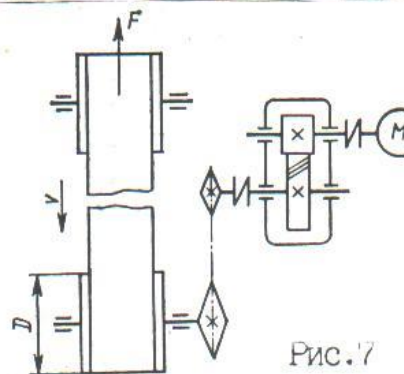


Рис. 7

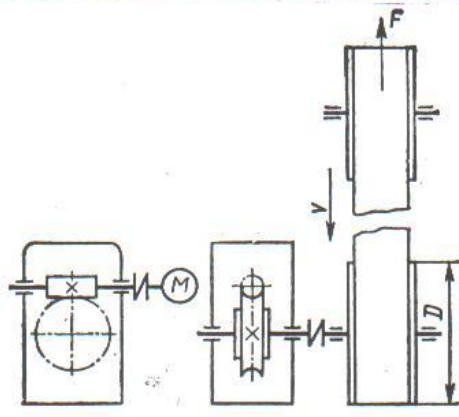
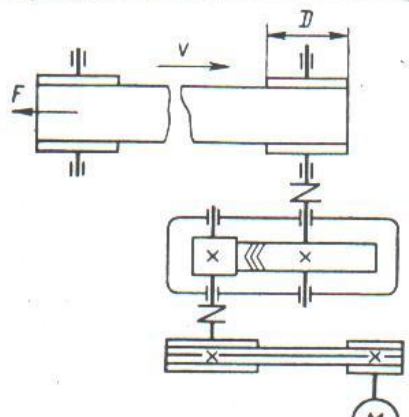
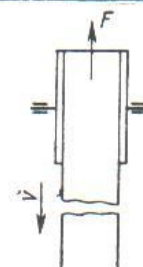


Рис. 10



№ ва- рианта	F, кН	v, м/с	D, мм	№ ва- рианта	F, кН	v, м/с	D, мм
1	1,7	1,0	360	16	3,9	1,0	370
2	3,6	1,0	400	17	2,8	0,6	250
3	4,1	0,9	310	18	4,2	0,8	400
4	1,2	1,2	300	19	3,1	0,9	340
5	1,8	1,0	370	20	1,8	1,2	250
6	5,1	0,9	350	21	3,3	1,0	300
7	2,0	1,1	300	22	1,4	1,2	360
8	1,5	1,5	400	23	3,6	0,9	350
9	1,4	1,3	330	24	1,9	1,0	380
10	1,6	1,1	350	25	1,0	1,2	260
11	2,0	1,0	380	26	1,4	1,0	300
12	1,9	1,8	300	27	2,1	0,9	350
13	3,8	0,9	400	28	4,2	0,9	300
14	1,3	1,1	420	29	4,5	1,0	400
15	1,9	0,8	460	30	1,4	1,3	300

Справочники и учебные пособия для выполнения работы:

1. Аркуша А.И., Фролов М.И. Техническая механика, М. Высшая школа - 1983г § 1.49, § 1.50, § 1.52
2. Березовский Ю.Н., Чернилевский Д.В. Детали машин, М. Высшая школа - 1983г § 2.1, § 2.2.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М. Высшая школа, 1990г с.5-11, Глава 19, табл. 19.27

Методические указания

По исходным данным необходимо определить потребляемую мощность привода, т.е. мощно на выходе, (Вт), затем определяют требуемую мощность электродвигателя, предварительно рассчитав коэффициент полезного действия привода. Здесь необходимо помнить о том, что КПД подшипников учитывает потери мощности в паре подшипников. Выбирая по требуемой мощности электродвигатель, следует брать двигатель с синхронной частотой вращения 1500-1000 мин⁻¹, масса, размеры и стоимость такого двигателя будут меньше. Далее необходимо рассчитать частоту вращения и угловую скорость выходного вала и угловую скорость вала двигателя. При расчете общего передаточного отношения привода сначала необходимо определить номинальную частоту вращения вала двигателя с учетом скольжения которое приводится в справочных таблицах по выбору двигателей. При разбишке общего передаточного отношения на частные, необходимо пользоваться стандартным рядом. Принимать по стандартному ряду передаточное отношение редуктора (от 2 до 4), а передаточное отношение открытой передачи получать путем деления общего на передаточное отношение редуктора. Вычисленные частоты вращения и угловые скорости валов привода необходимо записать в таблицу

Частоты вращения и угловые скорости валов привода

Вал	Частота вращения, мин ⁻¹	Угловая скорость, сек ⁻¹

При расчете вращающего момента на валу двигателя, в расчете необходимо подставлять требуемую мощность двигателя, а не стандартную. При расчете моментов на валах, необходимо учитывать коэффициенты полезного действия всех ступеней, где происходит потеря мощности.

Контрольные вопросы

Общие сведения о передачах. 1. Почему вращательное движение наиболее распространено в механизмах и машинах? 2. Чем вызвана необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и рабочими органами машины? 3. На какие две основные группы разделяют

Расчет зубчатых (червячных) передач редукторов

Цель: Выполнить проектный расчет редукторной пары;
Выполнить проверочный расчет редукторной пары.

Задание: по результатам расчета задачи № 1 необходимо:

- Выбрать твердость и определить допускаемые контактные напряжения, допускаемые напряжения а изгиб для зубьев зубчатых и червячного колес.
- Определить геометрические параметры редукторной пары.
- Проверить прочность зубьев по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.
- По вычисленным размерам вычертить зацепление на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1.

Исходные данные для расчета: вращающие моменты на ведущем валу $T_1 = \dots$ нм, на ведомом валу $T_2 = \dots$ нм, передаточное отношение редуктора $u = \dots$ (см. решение задачи № 1)

Дополнительные данные: редуктор предназначен для индивидуального производства и длительной работы. Нагрузка неререверсивная, близкая к постоянной. Материал зубчатых колес, червяка, червячного колеса (см. табл. 2.1)

Таблица 2.1

Материал	Варианты (номер схемы задачи 1)								9,10
	1	2	3	4	5	6	7	8	
шестерни	45	45	45	40X	40X	40XH	35XM	45	Червяк из закаленной стали 40X, витки шлифованные, материал венца червячного колеса - бронза Бр АЖ9-4Л
колеса	45	45	40	35XM	40X	40XH	35	40	
ТО	шестерни-улучшение, колеса-нормализац.								

Методические указания расчету

1. Выбор материала, расчет допускаемых напряжений

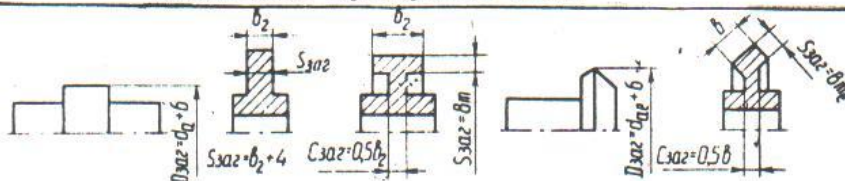
Приступать к решению задачи необходимо после тщательной проработки теоретического материала по учебным пособиям и учебникам, указанным в конце методических указаний.

Сталь в настоящее время - основной материал для изготовления зубчатых колес. В условиях индивидуального производства (когда размеры колес не ограничены) применяют колеса с твердостью ковок поверхностей зубьев ≤ 350 НВ (зубчатые колеса 1 группы). При этом обеспечивается чистовое нарезание зубьев после термообработки, высокая точность размеров и хорошая прирабатываемость зубьев (в результате повышенного износа зубьев)

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни HV_1 значают больше твердости колеса HV_2 на 20...50 единиц. Механические свойства сталей и твердость приведены в таблице 2.2 При этом для получения при термической обработке принятых для расчета механических характеристик материалов и твердости материала колес требуется, чтобы размеры заготовок ($D_{заг}$, $S_{заг}$) не превышали предельно допустимых значений $D_{пред}$, $S_{пред}$. (см. табл. 2.2)

Механические характеристики сталей

Таблица 2.2



Марка стали	$D_{пред}$, мм	$S_{пред}$, мм	Термообработка	Твердость заготовки		σ_b	σ_t	σ_{-1}
				поверхности	сердцевины			
35	Любой	Любая	Н	163...192 НВ		550	270	235
40	120	60	У	192...228 НВ		700	400	300
45	Любой	Любая	Н	179...207 НВ		600	320	260
45	125	80	У	235...262 НВ		780	540	335
45	80	50	У	269...302 НВ		890	650	380

тся **отдельно** для зубьев шестерни $[G]_{H1}$ и колеса $[G]_{H2}$ в следующем порядке (см. табл. 2.3)

Таблица 2.3

Последовательность расчета допускаемых напряжений

определяемый параметр	Расчетная формула, пояснения	Пример расчета
Твердость шестерни HB ₁ и колеса HB ₂	Выбираем в зависимости от материала по табл. 2.2, причем разность твердостей $HV_{1cp} - HV_{2cp} \geq 25$	Принимаем для шестерни сталь 45-улучшение, твердость 269... колесо- сталь 45-нормализации, твердость 179...207 Средняя твердость шестерни: $HV_{1cp} = (269+302) \cdot 0,5 = 285,5$ средняя твердость колеса: $HV_{2cp} = (179+207) \cdot 0,5 = 193$
Коэффициент долговечности	$K_{FL} = 1, K_{HL} = 1$ при длительной эксплуатации для шестерни $[G]_{H1} = (1,8 \cdot HV_{1cp} + 67) \cdot K_{HL}$ $[G]_{F1} = (1,03 \cdot HV_{1cp}) \cdot K_{FL}$ для колеса $[G]_{H2} = (1,8 \cdot HV_{2cp} + 67) \cdot K_{HL}$ $[G]_{F2} = (1,03 \cdot HV_{2cp}) \cdot K_{FL}$	Для шестерни $[G]_{H1} = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 581$ МПа $[G]_{F1} = 1,03 \cdot 285,5 = 294$ МПа Для колеса $[G]_{H2} = 1,8 \cdot 193 + 67 = 414$ МПа, $[G]_{F2} = 1,03 \cdot 193 = 199$ МПа

Цилиндрические и конические колеса рассчитывают при $HV_{1cp} - HV_{2cp} \neq 20...50$ по меньшему значению допускаемых напряжений, т.е. по менее прочным зубьям (чаще всего зубьям колеса), следовательно, в дальнейшем расчете следует подставлять данные для зубчатого колеса.

2. Расчет редукторной пары

При проработке материала по учебнику следует обратить внимание на то, что расчет зубчатой червячной закрытой передачи производится в **два** этапа: первый расчет- **проектный**, второй- **проверочный**. Поскольку усталостное выкрашивание боковых поверхностей зубьев-характерный вид разрушения **закрытых** передач, **проектный** расчет выполняется по **допускаемым контактным напряжениям** с целью определения **геометрических параметров** редукторной пары. В процессе проектного расчета задаются целым рядом табличных величин и коэффициентов; результаты некоторых расчетов округляют до целых или стандартных величин; в поиске оптимальных решений приходится неоднократно делать перерасчеты. Поэтому **после окончательного определения параметров зацепления выполняют проверочный расчет**. Он должен подтвердить правильность выбора табличных величин, коэффициентов и полученных результатов в проектном расчете, а также определить соотношение между расчетными и допускаемыми напряжениями контактной и изгибной выносливости зубьев. При неудовлетворительных результатах проверочного расчета необходимо изменить параметры передачи и повторить проверку.

Последовательность расчетов

Унифицированная для всех видов зубчатых передач последовательность расчета приведена в таблице 2.4.

Таблица 2.4

Последовательность расчета зубчатых передач

расчетный параметр	Цилиндрическая передача		Коническая передача прямозубая	Примечание, источник
	косозубая шевронная	прямозубая		
1	2	3	4	5
Проектный расчет зубчатых колес (см. рис. 2.1 и 2.2)				
Расчетные коэффициенты	Вспомогательные коэффициенты $K_a = 43$ $K_m = 5,8$		Коэффициент вида конических колес $\Theta_H = 1 \quad \Theta_F = 0,85$	Θ- для прямозубых конических колес /2, с. 58, 65/
	Коэффициент ширины венца $\Psi_{ba} = 0,4$			
		$K_a = 49,5$ $K_m = 6,8$		
		$\Psi_{ba} = 0,25$		

1	2	3	4	5
.2 Главный параметр переаши из расчета на контактную прочность	Межосевое расстояние $a_w \geq K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{H\alpha} \cdot u^2 \cdot [G]_H^2}}$		Внешний делительный диаметр колеса $d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{u T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{\Theta_H [G]_H^2}}$	Вычисленные значения округлить по ГОСТ 2185-66, ГОСТ 12289-76 /3, с.36, с.49/
.3 Углы делительных конусов	—	—	Колеса $\delta_2 = \arctg u$ шестерни $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$	Точность вычислений до пятого знака после запятой
.4 Внешнее энусное расстояние	—	—	$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}$	R_e до целого числа округлять
.5 Ширина зубчатого венца	Колеса $b_2 = \Psi_{Ba} \cdot a_w$ шестерни $b_1 = b_2 + 2 \dots 5 \text{ мм}$		$b_1 = b_2 = b = \Psi_R \cdot R_e$	Округлить до стандартного значения по ГОСТ 6636-69/4, с.100 Ряд Ra40
.6 Модуль зацепления из расчета на усталость	Нормальный $m_n = m$ Окружной $m_t = m$ $m \geq \frac{2 K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 [G]_F}$ $m \geq 1 \text{ мм}$		Внешний окружной m_e $m_e = \frac{14 T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta}}{\Theta_F \cdot d_{e2} \cdot b [G]_F}$ $m_e \geq 1,5 \text{ мм}$	m_n, m_t - округлить по ГОСТ 9563-60/3, с.36/ m_e - округлять не следует, точность до двух знаков после запятой
.6 Угол наклона зуба	$\beta_{min} = \arcsin \frac{3,5 m_n}{b_2}$	$\beta = 0$	$\beta = 0$	β для косозубых $\beta = 8^\circ - 15^\circ$ для шевронных $\beta = 25^\circ$
.7 Суммарное число зубьев передачи	$z_\Sigma = z_1 + z_2 = \frac{2 a_w \cdot \cos \beta}{m_n}$	$z_\Sigma = z_1 + z_2 = \frac{2 a_w}{m_t}$	—	Округлить в меньшую сторону до четного числа
.8 Действительная величина угла наклона зубьев	$\beta = \arccos \frac{z_\Sigma \cdot m_n}{2 a_w}$	—	—	Точность вычислений β до пятого знака после запятой
.9 Число зубьев в шестерни и колеса	шестерни колеса	$z_1 = \frac{z_\Sigma}{1+u}$ $z_2 = z_\Sigma - z_1$	колеса $z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e}$ шестерни $z_1 = \frac{z_2}{u}$	Округлить до ближайшего целого числа. Из условия уменьшения шума и отсутствия порезания зубьев $z_1 \geq 16$
.10 Фактическое передаточное число	$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}$	$\Delta u = \frac{(u_\phi - u)}{u} \cdot 100\% \leq 4\%$		При невыполнении нормы отклонения передаточного числа Δu пересчитать z_1 и z_2
.11 Фактическое межосевое расстояние	$a_w = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta}$	$d_m = \frac{(z_1 + z_2) m_t}{2}$	—	
.12 Действительные углы делительных конусов	—	—	колеса $\delta_2 = \arctg u_\phi$ шестерни $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$	
.13 Делительные диаметры	$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}$ $d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta}$	шестерни $d_1 = m_t \cdot z_1$ колеса $d_2 = m_t \cdot z_2$	шестерни $d_{e1} = m_e \cdot z_1$ колеса $d_{e2} = m_e \cdot z_2$	Точность вычислений до 0,01 мм
.14 Диаметры вершин зубьев		шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m$ колеса $d_{a2} = d_2 + 2m$	шестерни $d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1$ колеса $d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2$	
.15 Диаметры				

Расчетный параметр	Формула для вычисления	Примечания, источник																				
2. Допускаемые напряжения материала червячного колеса	$[\sigma]_H$	(см. табл. 2.6) При расположении червяка вне масляной ванны $[\sigma]_H$ уменьшить на 15%																				
3. Проектный расчет червячной передачи (см. рис. 2.3)																						
3.1 Число витков (заходов) червяка, число зубьев червячного колеса	Число заходов Z_1 , выбрать в зависимости от передаточного отношения $Z_2 = u \cdot Z_1$	(см. табл. 2.7) Z_2 округлить в меньшую сторону до целого $Z_{2 \min} \geq 26$ Оптимально $Z_2 = 40 \dots 60$																				
3.2 Ориентировочное значение межосевого расстояния	$a_w = 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H}}$																					
3.3 Модуль зацепления	$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{Z_2}$	Округлить модуль в большую сторону до стандартного / 3, с. 55, т. 4.1/																				
3.4 Коэффициент диаметра червяка из условия жесткости	$q \approx (0,212 \dots 0,25) \cdot Z_2$	Округлить q до стандартного (см. табл. 2.8)																				
3.5 Фактическое межосевое расстояние	$d_w = \frac{m(q + Z_2)}{2}$																					
3.6 Фактическое передаточное число u_ϕ и отклонение Δu от заданного u	$u_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \Delta u = \frac{ u_\phi - u }{u} \cdot 100\% \leq 4\%$																					
3.7 Основные геометрические размеры	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Червяк</th> <th>Колесо</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>делительный диаметр $d_1 = qm$</td> <td>$d_2 = mZ_2$</td> </tr> <tr> <td>диаметр вершин $da_1 = d_1 + 2m$</td> <td>$da_2 = d_2 + 2m$</td> </tr> <tr> <td>диаметр впадин $df_1 = d_1 - 2,4m$</td> <td>$df_2 = d_2 - 2,4m$</td> </tr> <tr> <td>наружный диаметр червячного колеса -</td> <td>$d_{am_2} = da_2 + 6m(Z_1 + 2)$</td> </tr> <tr> <td>длина нарезанной части червяка $b_1 \geq (11 + 0,06 Z_2) \cdot m$</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>ширина колеса -</td> <td>при $Z_1 = 1 \quad b_2 = 0,355 a_w$ при $Z_1 = 4 \quad b_2 = 0,315 a_w$</td> </tr> <tr> <td>делительный угол подъема витков $\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right)$</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Радиусы закруглений зубьев $R_a = 0,5d_1 - m$ $R_f = 0,5d_1 + 1,2m$</td> <td></td> </tr> <tr> <td>условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ $2\delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	Червяк	Колесо	делительный диаметр $d_1 = qm$	$d_2 = mZ_2$	диаметр вершин $da_1 = d_1 + 2m$	$da_2 = d_2 + 2m$	диаметр впадин $df_1 = d_1 - 2,4m$	$df_2 = d_2 - 2,4m$	наружный диаметр червячного колеса -	$d_{am_2} = da_2 + 6m(Z_1 + 2)$	длина нарезанной части червяка $b_1 \geq (11 + 0,06 Z_2) \cdot m$	-	ширина колеса -	при $Z_1 = 1 \quad b_2 = 0,355 a_w$ при $Z_1 = 4 \quad b_2 = 0,315 a_w$	делительный угол подъема витков $\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right)$	-	Радиусы закруглений зубьев $R_a = 0,5d_1 - m$ $R_f = 0,5d_1 + 1,2m$		условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ $2\delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$		Для шлифованных червяков b_1 увеличить примерно на $3m$ Угол 2δ определяется точками пересечения дуги окружности диаметром $d' = da_1 - 0,5m$ с контуром венца колеса и может равняться $90^\circ \dots 120^\circ$
Червяк	Колесо																					
делительный диаметр $d_1 = qm$	$d_2 = mZ_2$																					
диаметр вершин $da_1 = d_1 + 2m$	$da_2 = d_2 + 2m$																					
диаметр впадин $df_1 = d_1 - 2,4m$	$df_2 = d_2 - 2,4m$																					
наружный диаметр червячного колеса -	$d_{am_2} = da_2 + 6m(Z_1 + 2)$																					
длина нарезанной части червяка $b_1 \geq (11 + 0,06 Z_2) \cdot m$	-																					
ширина колеса -	при $Z_1 = 1 \quad b_2 = 0,355 a_w$ при $Z_1 = 4 \quad b_2 = 0,315 a_w$																					
делительный угол подъема витков $\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right)$	-																					
Радиусы закруглений зубьев $R_a = 0,5d_1 - m$ $R_f = 0,5d_1 + 1,2m$																						
условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ $2\delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$																						
Проверочный расчет червячной передачи																						
8 Фактическая скорость скольжения	$v_s = \frac{u_\phi \cdot \omega_2 \cdot d_1}{2 \cos \gamma \cdot 10^3}$																					
9 Коэффициент полезного действия червячной передачи	$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma + \varphi} \quad \varphi - \text{угол трения}$	φ угол трения определить / 3, с. 59, т. 4.4/																				
10 Окружная сила на колесе	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$																					
11 Коэффициент нагрузки	K принимается в зависимости от окружной скорости колеса v_2 $v_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3}$	$K=1$ при $v_2 \leq 3 \text{ м/с}$ $K=1,1 \dots 1,3$ $v_2 > 3 \text{ м/с}$																				
12 Допускаемое контактное напряжение зубьев колеса	$[\sigma]_H$	Уточняется по фактической скорости скольжения (см. табл. 2.6)																				
13 Проверка контактных напряжений зубьев колеса	$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2} \cdot K} \leq [\sigma]_H$																					

Расчетный параметр	Формула для вычисления	Примечания, источник
	Если условие прочности не выполняется, то следует выбрать другую марку материала венца червячного колеса и повторить весь расчет передачи.	
3.15 Эквивалентное число зубьев колеса Z_v	$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}$	
3.16 Коэффициент формы зуба	Y_F	Определяется в зависимости от Z_v по табл. 2.9
3.17 Проверка напряжений изгиба зубьев колеса	$\sigma_F = 0,7 Y_{F_2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} \cdot K \leq [\sigma]_F$ При проверочном расчете σ_F получается меньше $[\sigma]_F$, т.к. нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.	

Таблица 2.6

Приближенные величины допускаемых напряжений для червячных передач								
Материал венца колеса	Способ отливки	Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа						Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$, МПа
		Скорость скольжения v_s , м/с						
		1	2	3	4	6	8	
Бр АЖ9-4Л	В землю	230	210	180	160	120	90	80
Бр ОФ10-1	В землю	130						50
Бр ОФ10-1	В металлическую	190						70

Таблица 2.7

Рекомендуемые значения передаточных чисел u и числа витков z_1 червячных передач (из ГОСТ 2144-76)										
u	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	56	63
z_1	4		2			1				

Таблица 2.8

Сочетание модулей m и коэффициента диаметра червяка q (из ГОСТ 2144-76)								
m , мм	4,0	5,0	(6,0)	6,3	(7,0)	8,0	10,0	12,5
q	8; 10; 12,5; 16	9; 10	8; 10; 12,5; 16	12	8; 10; 12,5; 16	8; 10; 12,5; 16	8; 10; 12,5	8; 10; 12,5

Примечание. Числа, указанные в скобках, по возможности не применять

Таблица 2.9

Коэффициенты формы зуба для червячных колес													
Z_v	24	25	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_F	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

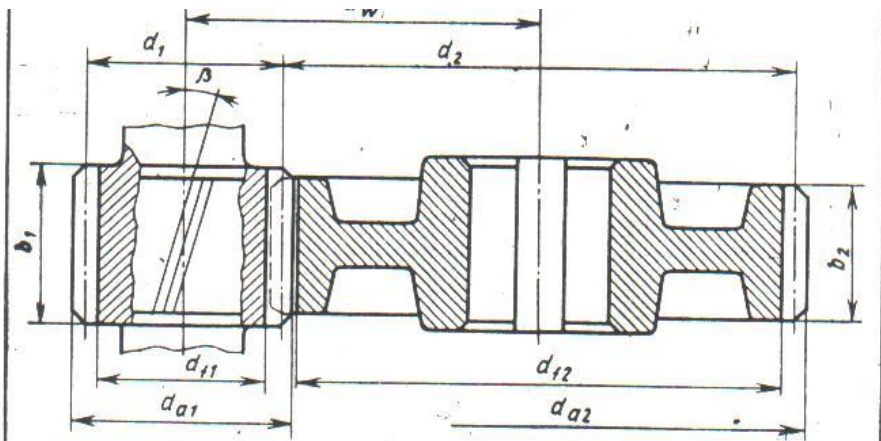


Рис. 2.1 Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

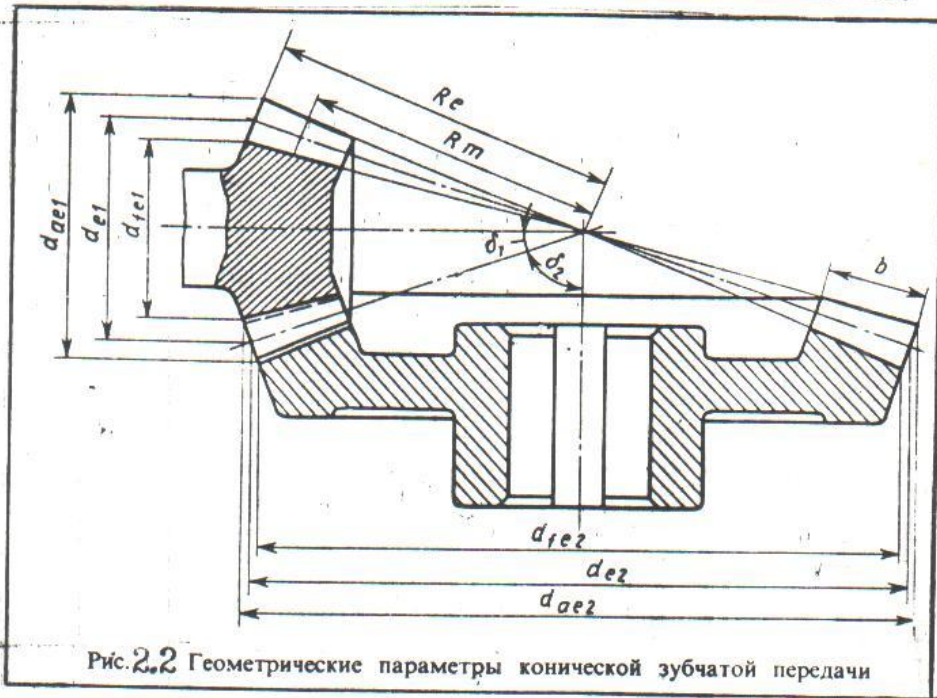


Рис. 2.2 Геометрические параметры конической зубчатой передачи

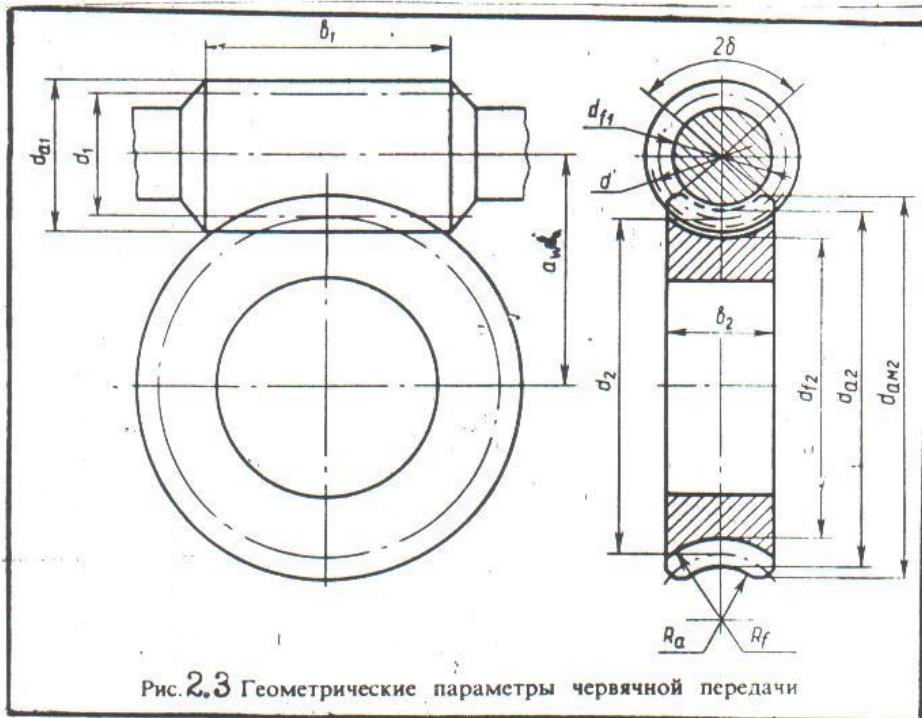


Рис. 2.3 Геометрические параметры червячной передачи

Контрольные вопросы:

2. Как классифицируются зубчатые передачи?
3. Какие передачи называются открытыми и какие закрытыми?

10. Какая окружность зубчатого колеса называется делительной? Как определяются диаметры делительных окружностей для прямозубых и косозубых зубчатых колес?

11. На чем основан метод обкатки при обработке зубьев?

12. Перечислите основные методы нарезания зубьев и дайте их сравнительную характеристику?

13. Что такое подрезание зубьев? При каких условиях оно возникает?

14. Какое минимальное число зубьев допускается для шестерни различных видов зубчатых передач?

15. Что называется корригированием зубчатого зацепления? Какие методы корригирования применяются при нарезании зубьев?

16. Какое зацепление называется некорригированным. Каковы его стандартные параметры?

17. Перечислите основные материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес.

18. Каковы возможные причины выхода из строя зубчатых колес?

19. На основе каких допущений производится вывод формулы для расчета зубьев на изгиб? Как выводится эта формула?

20. В чем состоит условие равнопрочности зубьев шестерни и колеса на изгиб?

21. Как рассчитываются зубья цилиндрических зубчатых колес на контактную прочность?

22. Как влияет на размеры передачи и нагрузки на опоры выбор величины коэффициента ширины колес ψ_d ?

23. Как изменяются усилия в зацеплении, если при том же моменте увеличить межосевое расстояние?

24. Почему шестерня должна быть изготовлена из более прочного материала?

25. Какие факторы учитываются при выборе допускаемых напряжений для расчета зубьев на изгиб и контактную прочность?

26. В чем заключаются преимущества и недостатки косозубых передач по сравнению с прямозубыми?

27. Укажите рекомендуемые углы наклона зуба в цилиндрических косозубых и шевронных колесах.

28. Укажите основные особенности расчета на изгиб зубьев цилиндрических косозубых колес по сравнению с прямозубыми. То же на контактную прочность.

29. По какому числу зубьев определяется коэффициент формы зуба цилиндрического косозубого колеса?

30. Что называется нормальным и торцовым модулями зацепления и какова зависимость между ними?

31. Каковы недостатки передачи коническими зубчатыми колесами?

32. По какому модулю ведется расчет зубьев конического колеса на изгиб?

33. Напишите формулу для проектного и проверочного расчетов зубьев конических прямозубых колес на контактную прочность и поясните значения величин, входящих в эти формулы.

34. Какое осевое усилие и во сколько раз больше — на конической шестерне или на коническом колесе?

35. От чего зависит и каковы примерные значения к.п.д. зубчатой передачи?

36. Как различаются зубчатые колеса по конструкции?

Червячные передачи

1. Назовите достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми. В каких случаях применяется червячная передача?

2. Как выбираются число заходов червяка и число зубьев червячного колеса?

3. Из каких материалов изготавливаются червяки и венцы червячных колес?

4. Какие усилия возникают в червячном зацеплении и по каким формулам они вычисляются?

5. Какова зависимость к.п.д. червячной передачи от числа заходов червяка?

6. Укажите причины выхода из строя червячных передач и критерии их работоспособности.

7. Как рассчитывают зубья червячных колес на контактную прочность?

8. Почему для червячных передач, работающих более или менее длительное время без перерывов, обязателен тепловой расчет?

9. Назовите существенные способы охлаждения червячных передач.

Список литературы для выполнения работы

1. Березовский Ю.Н., Чернилевский Д.В., Петров М.С. Детали машин.—М., Машиностроение, 1983 §§ 4.3 — 4.11, §§ 7.1-7.4
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин.—М., Высшая школа, 1991.
3. Чернавский С.А., Боков К.Н. Курсовое проектирование деталей машин.—М. Машиностроение, 1988.
4. Градиль В.П., Моргун А.К., Егущин Р.А. Справочник по ЕОМ.— Харьков, Прапор, 1988.

Расчет открытых передач

- Цель:** 1. Выполнить проектный расчет клиноременной (цепной) передачи.
 2. Выполнить проверочный расчет клиноременной (цепной) передачи.

Задание: по результатам расчета задачи № 1 необходимо:

- Выбрать сечение клинового ремня (приводную роликую однорядную цепь типа ПР ГОСТ 13568
- Выполнить проектный расчет открытой передачи;
- Выполнить проверочный расчет:
 1. Для клиноременной передачи определить расчетную долговечность ремня и сравнить с требуемой.
 2. Для цепной передачи определить давление в шарнирах цепи и сравнить с допускаемым; определить расчетный коэффициент запаса прочности и сравнить с допускаемым.
- Определить силы, действующие на вал со стороны открытых передач.

Исходные данные для расчета клиноременной передачи: передаваемая мощность (требуемая мощность двигателя $P_{тр}$) Вт ; вращающий момент на валу двигателя T_1 дв, нм; номинальная частота вращения вала двигателя n_1 , мин⁻¹; передаточное отношение ременной передачи U_p . (Данные взять из задачи 1) **Дополнительные данные:** режим работы передачи - в 2 смены, характер нагрузки - легкий (ленточный конвейер), кратковременная нагрузка, % от номинальной - 120%. Передача горизонтальна

Исходные данные для расчета цепной передачи: вращающий момент на валу колеса T_2 , нм; частота вращения ведомого вала редуктора n_2 , мин⁻¹; передаточное отношение цепной передачи $U_ц$. (данные взять из задачи № 1) **Дополнительные данные:** Угол между линиями центров и горизонтальной 45° , смазывание цепи - периодическое, работа в две смены; характер нагрузки - спокойная (ленточный конвейер), регулирование натяжения цепи - периодическое.

Методические указания к расчету

Клиноременная передача

Ременные передачи относятся к категории быстроходных передач, поэтому в проектируемых при их они приняты первой ступенью. Расчет ременных передач проводится в два этапа: первый - проектный расчет с целью определения геометрических параметров передачи; второй - проверочный расчет из условий обеспечения тяговой способности и долговечности ремней.

Перед решением задачи следует проработать теоретический материал по учебнику /1, §§8.1-8 расчет клиноременной передачи выполнить по алгоритму, приведенному в / 2, с.137/ с учетом допущений, указанных в таблице 3.1

Таблица 3.1

Методические указания к расчету клиноременной передачи

п/п	Дополнительные указания
1,3	Пункты не выполнять, т.к. этот расчет выполнен в задаче № 1 РГР № 6
2	При выборе сечения ремня клиновые ремни нормального сечения О ГОСТ 1284.1-80 применять только для передач мощностью до 2 кВт.
4	В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром d_1 на 1...2 порядка выше $d_{1, min}$ из стандартного ряда.
5	Коэффициент скольжения принять $\epsilon = 0,01$
6	Дополнительно проверить отклонение фактического передаточного отношения U_p от заданного U $\Delta U = \frac{ U_p - U }{U} \cdot 100\% \leq 3\%$
7	При определении ориентировочного межосевого расстояния следует помнить, что с увеличением межосевого расстояния долговечность ремней увеличивается.
10	Угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 должен быть $\geq 120^\circ$
15	После пункта 10 выполнить расчет скорости ремня v м/с по формуле $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \cdot 10^{-3} \leq [v]$, сравнить с допускаемой скоростью $[v]$. Для клиновых ремней допускаемая скорость $[v] = 25$ м/с
15	В проектируемых передачах малой и средней мощности рекомендуется принять число клиновых ремней $Z \leq 5$ из-за их неодинаковой длины и неравномерности нагружения

Предел выносливости материала ремня принять $\sigma_{-1} = 7 \text{ МПа}$
 Максимальные напряжения в сечении ремня определить по формуле:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_H + \sigma_v \leq \sigma_{-1}$$

Напряжения растяжения при работе $\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2AZ}$,

Напряжения изгиба $\sigma_H = E_H \frac{h}{a_1}$, A - площадь сечения, h - высота сечения по ГОСТ 1284-80

E_H - модуль упругости при изгибе для прорезиненных ремней $E_H = 80 \dots 100 \text{ МПа}$.

Напряжения от центробежных сил $\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}$, ρ - плотность материала ремня
 $\rho = 1250 \dots 1400 \text{ кг/м}^3$

Если получится $\sigma_{\max} > \sigma_{-1}$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить весь расчет передачи.

Требуемый рабочий ресурс передачи $[H]$ не менее 2000ч.

Цепная передача

В проектируемых приводах цепная передача является второй ступенью. Расчету подлежит передача однорядной роликовой цепью по ГОСТ 13568-75. Расчет производится в два этапа: первый - проектный - с целью определения геометрических параметров передачи; второй - проверочный - расчет цепи на прочность и износостойкость.

К выполнению задачи следует приступать после повторения изученного материала по учебнику /1, §§ 9.1-9.4/. Пример расчета цепной передачи приводной роликовой цепью приводится в учебном пособии /2, с.151/. В расчете учесть дополнения, приведенные в таблице 3.2

Таблица 3.2

Методические указания к расчету цепной передачи

Пункт примера	Пояснения, дополнения к рассмотренному примеру
.1а	Пункт не выполнять, т.к. момент на валу ведущей звездочке определен в задаче № 1
.1б	При расчете коэффициента эксплуатации использовать пояснения /2, с.149/
.1в	Полученное число зубьев ведущей звездочки Z_1 и ведомой звездочки Z_2 округлить до целого нечетного для обеспечения более равномерного изнашивания зубьев и шарниров цепи Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено: $Z_2 \leq 120$
-	После выполнения п.1 определить фактическое передаточное отношение и проверить его отклонение ΔU от заданного : $U_{\text{ф}} = \frac{Z_2}{Z_1}$ $\Delta U = \frac{ U_{\text{ф}} - U }{U} \cdot 100\% \leq 4\%$
.2	Перегрузка цепи ($p > [p]$) не допускается. В таких случаях можно взять цепь типа ПР с большим шагом и повторить проверку давления p в шарнире либо увеличить число зубьев ведущей звездочки Z_1 рассчитываемой цепи и повторить расчет передачи.
.3	При определении числа звеньев цепи L_t предварительно задаться межосевым расстоянием в шагах (a_t). Из условия долговечности цепи $a_t = (30 \dots 50)t$, где t - стандартный шаг цепи, тогда $a_t = \frac{a}{t} = 30 \dots 50$, принять $a_t = 40$ Число звеньев цепи L_t округлить до целого четного числа для обеспечения более равномерного износа звездочек и шарниров.

Список используемых источников для решения задачи

1. Березовский Ю.Н., Чернилевский Д.В., Петров М.С. Детали машин. - М., Машиностроение, 1983.
2. Чернавский С.А., Боков К.Н. Курсовое проектирование деталей машин. - М. Машиностроение, 1988.

Контрольные вопросы: 1. Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи сравнению с другими видами передач? 2. Перечислите основные типы приводных ремней и дайте их краткую сравнительную характеристику. 3. Дайте сравнительную характеристику передач плоским и клиновым ремнями. 4. Как определяются силы натяжения ветвей ремня в покое и во время работы? 5. Объясните сущность упругого скольжения ремня и чем оно отличается от буксова. 6. Изложите методику расчета ременных передач по тяговой способности. 7. От каких факторов

Проектировочный расчет валов редуктора

Задание: спроектировать ведущий и ведомый валы редуктора, если известны вращающие моменты на валах (Н м) и допускаемые напряжения для ведущего вала $[\tau_k] = 30$ МПа, для ведомого вала $[\tau_k] = 40$ МПа. Выполнить эскизы валов, проставить вычисленные в расчете размеры.

Исходными данными для расчета являются результаты расчета задачи № 1 РГР № 6.

Методические указания к расчету

Основными критериями работоспособности проектируемых редукторных валов являются прочность и выносливость. Они испытывают сложную деформацию – совместное действие кручения, изгиба и растяжения (сжатия). Но так как напряжения в валах от растяжения небольшие в сравнении с напряжениями от кручения и изгиба, то их обычно не учитывают.

Расчет редукторных валов производится в два этапа:

1 – проектный (приближенный) расчет вала на чистое кручение; 2-й – проверочный (уточненный) расчет валов на прочность по напряжениям изгиба и кручения.

1. Выбор материала валов

В проектируемых редукторах рекомендуется применять термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х.

2. Выбор допускаемых напряжений при кручении

При проектном расчете валов выполняется по напряжениям кручения (как при чистом кручении), т.е. в этом не учитывают напряжения изгиба, концентрацию напряжений, переменность напряжений во времени (циклы напряжений). Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчета допускаемые напряжения на кручение принимают заниженными: $[\tau_k] = 10 \dots 40$ МПа. При этом **меньшие значения $[\tau_k]$ – для быстроходных валов, большие $[\tau_k]$ – для тихоходных.**

3. Определение геометрических параметров ступеней валов

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей (см. рис 4.1, 4.2). Проектный расчет ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: её диаметр d , мм; длину l , мм. (см. табл. 4.1, 4.2)

При выполнении проектного расчета необходимо: 3.1 Записать данные к расчету;

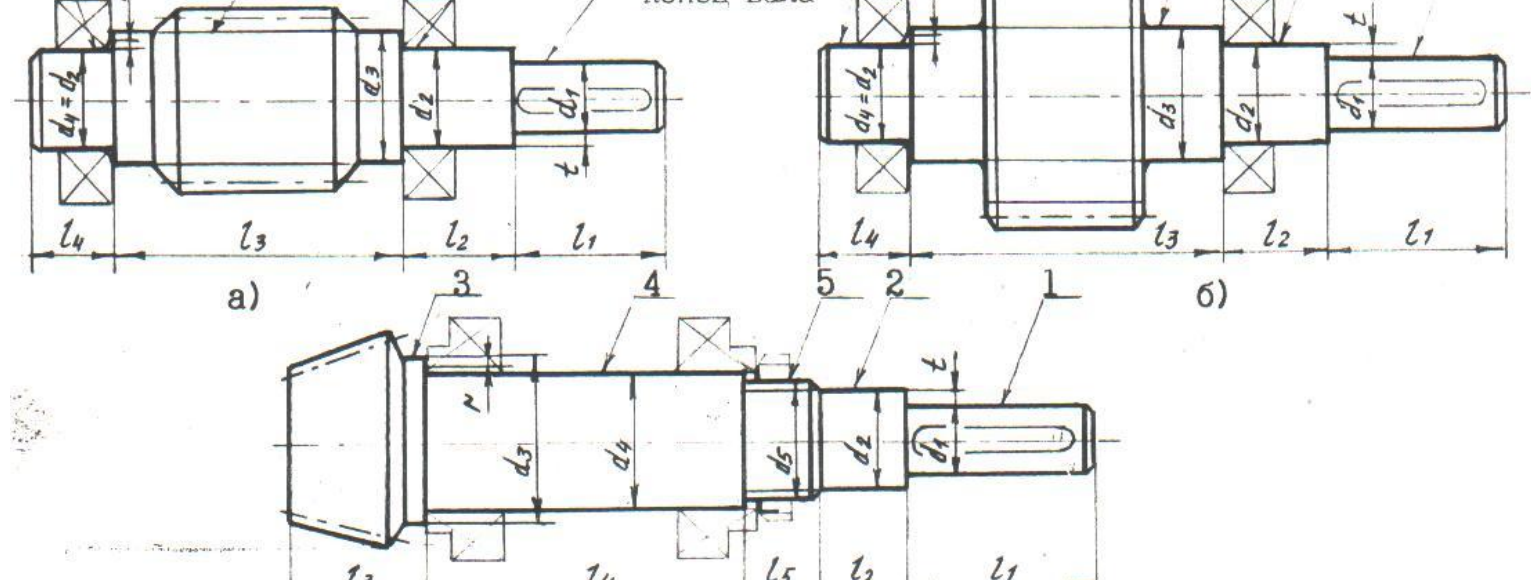
3.2 Выполнить эскиз вала согласно рисунка 4.1; 4.2;

3.3 По данным таблиц 4.1, 4.2 выполнить расчет диаметров и длин ступеней (обратить внимание на замечания к таблице);

3.4 Проставить вычисленные размеры на эскизе;

3.5 Предварительно выбрать подшипники.

Этапы: 3под шестерню 2 цапфа 1 выходной конец вала



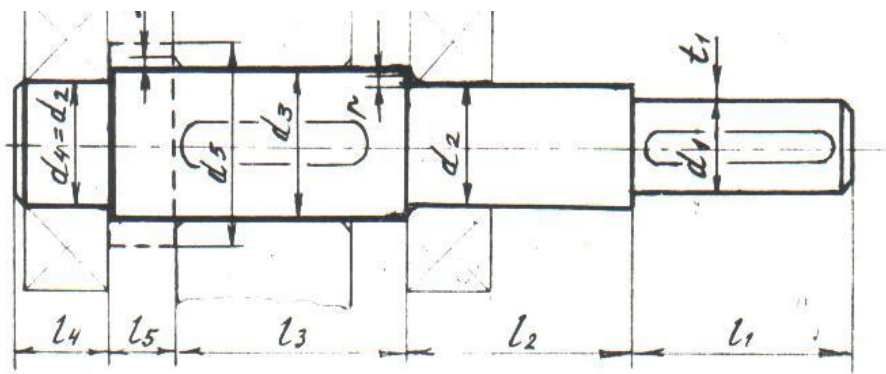


Рис. 4.2 Типовая конструкция вала ведомого

Таблица 4.1

Определение размеров ступеней валов одноступенчатых редукторов (Рис. 4.1)

Группа вала, её параметры d, l мм, назначение ступени	Вал-шестерня (см. рис. в) коническая	Вал-шестерня (см. рис. б) цилиндрическая	Вал-червяк (см. рис. а)
1-я ступень под элемент открытой передачи или полумуфту	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k \cdot 10^3}{\pi [\tau_k]}}$, где M_k — крутящий момент, равный вращающему моменту на валу, нм $[\tau_k]$ — допускаемые напряжения при кручении, МПа.		
	$l_1 = (0,8 \dots 1,5) d_1$ — под звездочку; $l_1 = (1,2 \dots 1,5) d_1$ — под шкив; $l_1 = (1,0 \dots 1,5) d_1$ — под шестерню; $l_1 = (1,0 \dots 1,5) d_1$ — под полумуфту.		
2-я ступень под уплотнение крышки с отверстием и подшипник	d_2	$d_2 = d_1 + 2t$ только под уплотнение	$d_2 = d_1 + 2t$
	l_2	$l_2 \approx 0,6 d_2$ только под уплотнение	$l_2 \approx 1,5 d_2$
3-я ступень под шестерню	d_3	$d_3 = d_4 + 3,2r$	$d_3 = d_2 + 3,2r$
	l_3	l_3 определяется только графически на эскизной компоновке	
4-я ступень под подшипник	d_4	$d_4 = d_5 + (2 \dots 4) \text{ мм}$	$d_4 = d_2$
	l_4	Определяется графически при эскизной	$l_4 = B$ — для шариковых подшипников $l_4 = T$ — для роликовых конических подшипников
5-я ступень торная или под резьбу	d_5	d_5 под резьбу: определить в зависимости от $d_2 / 1$, табл. 10.11 /	Не конструируют
	l_5	$l_5 \approx 0,4 d_4$	

Таблица 4.2

Определение размеров ступеней вала ведомого (Рис. 4.2)

Группа вала,	Диаметр ступени, мм d	Длина ступени, мм l
1-я ступень под элемент крышки передачи	d_1 Вычисляется как 1-я ступень вала ведущего (см. табл. 4.1) l_1	
2-я ступень под уплотнение и подшипник	Вычисляется как 2-я ступень вала ведущего (см. табл. 4.1). d_2	$l_2 = 1,25 d_2$
3-я ступень под колесо	$d_3 = d_2 + 3,2r$	l_3 Определяется графически

Примечания: 1. Значения высоты буртика t , ориентировочные величины фаски ступицы f и координат фаски подшипника r определить в зависимости от диаметра ступени d :

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

2. Диаметр d_1 выходного конца быстроходного вала, соединенного с двигателем через муфту, определить по соотношению $d_1 = (0,8 \dots 1,2)d_{128}$, где d_{128} - диаметр выходного конца вала ротора двигателя (З, с. 391/)

3. Диаметры d_2, d_4 под подшипник округлить до ближайшего значения диаметра внутреннего кольца подшипника d (З, с. 392/ Для цилиндрической передачи принять предварительно радиальные шариковые однорядные подшипники по ГОСТ 8338-75 средней серии, для конической передачи принять роликовые конические типа 7000 легкой серии по ГОСТ 333-79, для червячной передачи - радиально-упорные шариковые типа 46000 средней серии по ГОСТ 1831-75.

4. Диаметры и длины ступеней (кроме d_2 и d_4 под подшипник) округлить до ближайшего стандартного значения из ряда R_{40} по ГОСТ 6636-69.

5. При конструировании валов размеры диаметров и длин уточняются.

Контрольные вопросы

1. Назовите сходства и различия валов и осей.
2. Какие различают виды валов по условиям работы?
3. Какие конструкции валов Вам известны?
4. В зависимости от чего определяется форма вала?
5. Какие детали закрепляют на валах, назовите и покажите на эскизах участки вала, служащие для закрепления этих деталей.
6. Объясните, по каким соображениям диаметры ступеней валов выполняют различными по величине?
7. Что называют шипом, шейкой, пятой?
8. Для чего предназначен буртик на валу ведомом?
9. Почему чаще всего шестерню выполняют заодно с валом?
10. От чего зависят длины участков валов?
11. В чем сущность проектировочного расчета?
12. Какой вид деформации называют кручением?
13. Расскажите о напряжениях, возникающих в поперечном сечении вала при кручении.
14. Запишите условие прочности при кручении и выведите расчетную формулу для определения диаметра участка вала. Диаметр какого участка определяют по этой формуле?
15. Почему при проектировочном расчете валов принимают допустимые напряжения на кручение заниженными?
16. Как определить величину крутящего момента в различных сечениях валов?
17. Что необходимо сделать после вычисления расчетных значений диаметров и длин ступеней валов?
18. Что служит опорами для вала?

Используемые источники для выполнения работы

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин М., 1991.
2. Курсовое проектирование деталей машин С.А.Чернавский, К.Н. Боков и др. М., 1988.

Эскизная компоновка редуктора

Цель - выполнить эскизную компоновку редуктора в соответствии с требованиями ГОСТ 2.119-73

Эскизная компоновка устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи и муфты относительно опор (подшипников); определяет расстояние l_6 , l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления элемента открытой передачи и муфты на расстоянии $l_{оп}$ и l_M от реакции смежного подшипника.

Эскизная компоновка выполняется в соответствии с требованиями ЕСКД на миллиметровой бумаге формата А2, А1 карандашом в контурных линиях в масштабе 1:1 и должна содержать эскизное изображение редуктора в двух проекциях.

Эскизную компоновку редуктора рекомендуется выполнять в такой последовательности:

1. Наметить расположение проекций компоновки в соответствии с кинематической схемой привода и наибольшими размерами колес (см. задачу № 1 и № 2).

2. Провести оси проекций и осевые линии валов.

В цилиндрическом и червячном редукторах оси валов провести на межосевом расстоянии друг от друга, при этом в цилиндрическом редукторе оси параллельны, а в червячном - скрещиваются под углом 90° . В коническом редукторе оси валов пересекаются под углом 90° .

3. Вычертить редукторную пару в соответствии с геометрическими параметрами, полученными в результате проектного расчета (см. рис. 1-3, построение зацепления в задаче 2):

а) для цилиндрического колеса и шестерни - $d_1, d_2, da_1, da_2, b_1, b_2$;

б) для конического колеса и шестерни - $R_e, de_1, de_2, \delta_1, \delta_2, h_{ae} = m_{te}, h_{fz} = 1,2 m_{te}, b, b_3$;

в) для червячного колеса и нарезанной части червяка - $d_{w2}, da_{m2}, b_2, d_{w1}, da_1, d_{f1}, b_1, 2\delta$.

4. Для предотвращения задевания поверхностей вращающихся колес за внутренние стенки корпуса контур стенок провести с зазором $x = 8 \dots 10$ мм; такой же зазор предусмотреть между подшипниками и контуром стенок. Расстояние между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов принять $y = 4x$. В конических редукторах следует предусмотреть симметричность корпуса относительно оси быстроходного вала $C_1 = C_2$ (см. рис. 2).

Действительный контур корпуса редуктора зависит от его кинематической схемы, размеров деталей редуктора, способа транспортировки, смазки и т.п. и определяется при разработке конструктивной компоновки. (второй этап компоновки)

5. Вычертить ступени вала на соответствующих осях по размерам d_i и l_i , полученным в проекном расчете валов (см. результаты расчета задачи № 4)

а) **цилиндрический редуктор** (см. рис. 1). Ступени валов вычертить в последовательности от 3-й к 1-й. При этом длина 3-й ступени l_3 получится конструктивно, как расстояние между (противоположными) редуктора;

б) **конический редуктор** (см. рис. 2). Ступени тихоходного вала вычертить в последовательности от 5-й к 1-й. При этом длины 5-й и 3-й ($l_5; l_3$) ступеней вала получатся конструктивно. Третью ступень вала с насаженным колесом следует расположить противоположно от выходного конца вала с консольной нагрузкой, что обеспечит равномерное распределение сил между подшипниками. Вычерчивание ступеней быстроходного вала зависит от положения подшипников на 4-й ступени; нужно по величине a_6 определить точку приложения реакции подшипника, смежного с шестерней; затем отложить расстояние $a_2 > 2,5 a_1$, найти точку приложения реакции второго подшипника и определить его положение. Остальные ступени вычертить в такой же последовательности, как и ступени тихоходного вала;

в) **червячный редуктор** (см. рис. 3). Ступени тихоходного вала вычертить в последовательности от 3-й к 1-й. При этом длина 3-й ступени l_3 получится конструктивно, как расстояние между противоположными стенками стенок редуктора. Вычерчивание ступеней быстроходного вала зависит от положения 2-й и 4-й ступеней, которое определяется построением подшипников через дугу радиуса $R = da_{m2}/2 + x$, отверстие под подшипниковый узел с диаметром наружного кольца D и размер $S = (0,1 \dots 0,2) D$. Остальные ступени вычертить в такой же последовательности, как и ступени тихоходного вала.

ответствии со схемой их установки. для конических роликоподшипников $\mu \approx \frac{1}{3} \left(\frac{d-d_1}{2} \right)$. контуры - основными линиями, диагонали - тонкими.

7. Определить расстояние l_5 и l_7 между точками приложения реакций подшипников приложения строходного и тихоходного валов.

Радиальную реакцию подшипников R считать приложенной в точке пересечения нормали к средней поверхности контакта наружного кольца и тела качения подшипника с осью вала (рис. 4):

а) для радиальных подшипников точка приложения реакции лежит в средней плоскости подшипника, а расстояние между реакциями опор вала: $l = L - B$ (см. рис. 4в)

б) для радиально-упорных подшипников точка приложения реакции смещается от средней плоскости, и её положение определяется расстоянием a , измеренным от широкого торца наружного кольца (см. рис. 4, а, б)

для радиально-упорных однорядных шарикоподшипников: $a = 0,5 \left(B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right)$;

и конических однорядных роликоподшипников: $a = 0,5 \left(T + \frac{d+D}{3} e \right)$.

Здесь d, D, B, T - геометрические размеры подшипников; α - угол контакта; e - коэффициент влияния осевого нагружения /1, с.399/.

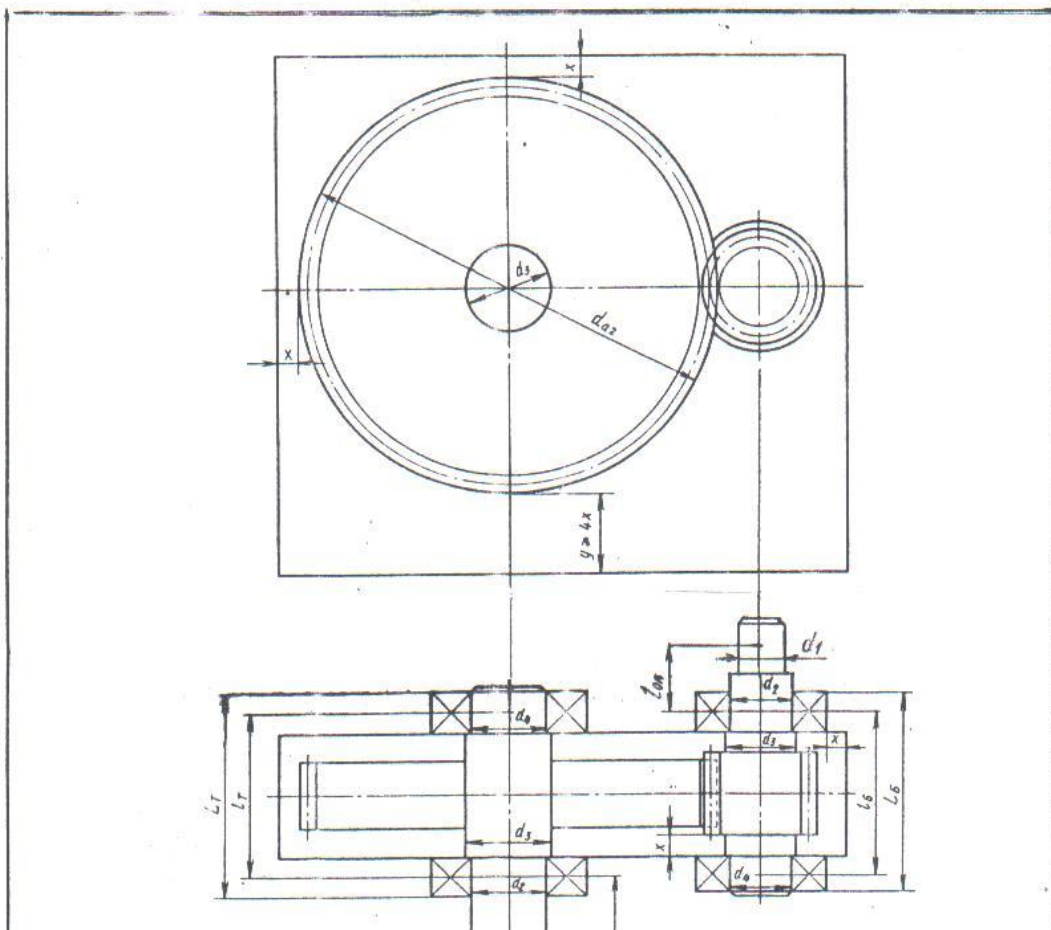
Тогда при установке подшипников по схеме 3 (враспор) $l = L - 2a$ (рис. 4а); при установке по схеме 4 (врасстяжку) $l = L + 2a$ (рис. 4б).

3. Определить точки приложения консольных сил:

а) для открытых передач. Силу давления ременной, цепной, передачи F_θ , силы в зацеплении зубчатых передач принять приложенными к середине выходного конца вала на расстоянии $l_{оп}$ от точки приложения реакции смежного подшипника (см. рис. 1, 2, 3)

б) сила давления муфты F_M приложена между полумуфтами, поэтому можно принять, что в полумуфте точка приложения силы F_M находится в торцевой плоскости выходного конца соответствующего вала на расстоянии l_4 от точки приложения реакции смежного подшипника (см. рис. 1, 2, 3)

3. Проставить на проекциях эскизной компоновки необходимые размеры. (см. рис. 1, 2, 3)



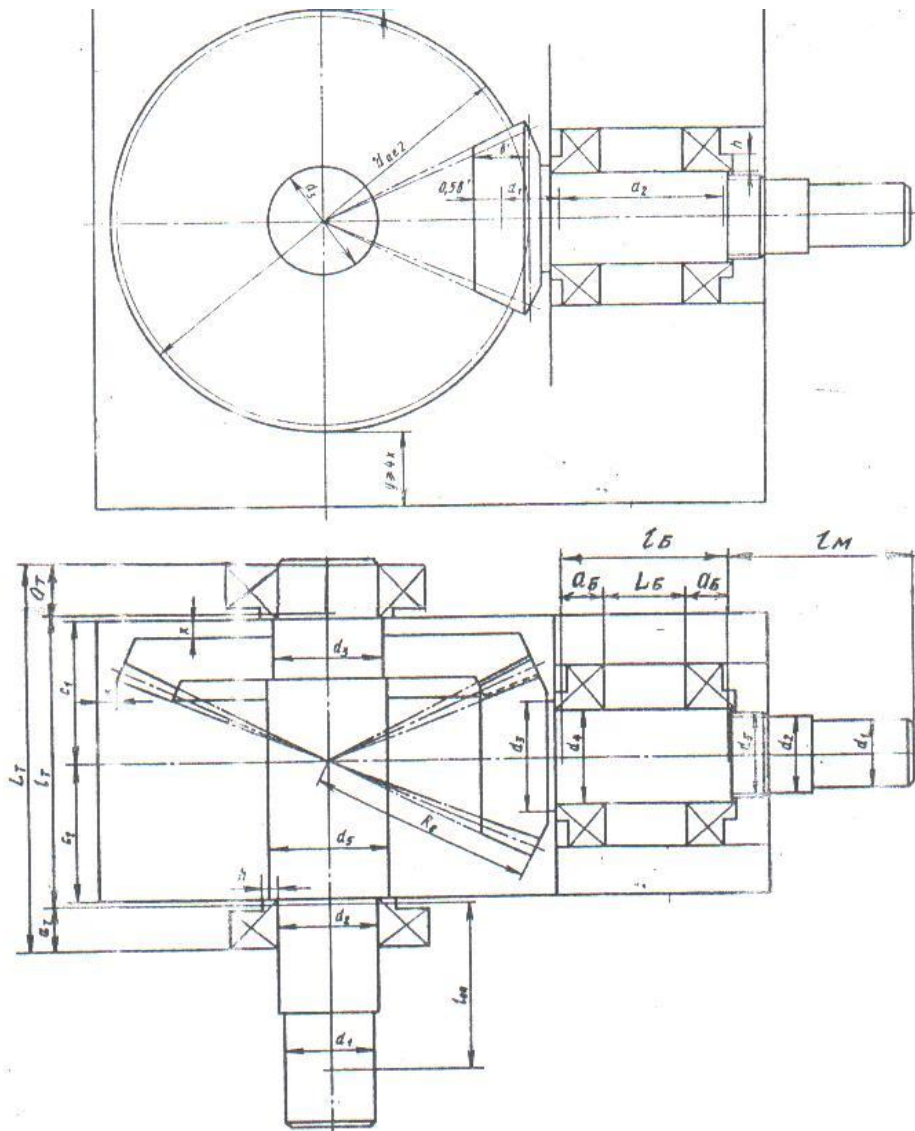


Рис. Пример эскизной компоновки конического одноступенчатого редуктора

