

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского

Колледж автомобильного транспорта и агротехнологий

Т.Д. Кривобок, Н.В. Семенчук

## **ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

### **Методические указания по выполнению итоговой письменной контрольной работы**

Учебно-методическое пособие

**Молодежный 2020**

УДК 621.01 (072)

Т 382

Рекомендовано к печати предметно-цикловой комиссией колледжа автомобильного транспорта и агротехнологий Иркутского государственного аграрного университета имени А.А. Ежевского (протокол № 6 от 27 февраля 2020 г.).

Составители:

Кривобок Татьяна Дмитриевна, преподаватель колледжа высшей квалификационной категории

Семенчук Наталья Васильевна, преподаватель колледжа высшей квалификационной категории

Рецензент: Косарева А.В. к.т.н., доцент кафедры ТС и ОД Иркутского государственного аграрного университета имени А.А. Ежевского

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА. Методические указания по выполнению итоговой письменной контрольной работы (технических специальностей колледжа): Учеб.-метод. пособие . – Молодежный: Изд-во Иркутский ГАУ, 2020. - 36с.

Методические указания по выполнению итоговой письменной контрольной работы по Технической механике, предназначены для обучающихся колледжа автомобильного транспорта и агротехнологий (технических специальностей: 23.02.01, 23.02.03, 35.02.07), для выполнения самостоятельной работы с целью освоения практических умений и профессиональных компетенций.

Методические указания составлены в соответствии с рабочими программ дисциплины ОП.02 «Техническая механика» специальностей: 23.02.01, 23.02.03, 35.02.07.

© Кривобок Т.Д.

© Семенчук .Н.В.

© Издательство Иркутский ГАУ, 2020

## Введение

Контрольная работа по Технической механике для студентов специальности 35.02.07 Механизация сельского хозяйства состоит из заданий по разделам: «теоретическая механика», «сопротивление материалов» и «детали машин». Все задачи имеют краткие методические указания, набор рисунков и таблицу с данными для расчетов. Каждому студенту выдают задание в соответствии с последними цифрами его учебного шифра.

Все задания выполняются на листах формата А4. Титульный лист оформляется в соответствии с существующими требованиями. Все остальные листы согласно следующим требованиям: отступ сверху, снизу - 20 мм, слева - 25мм; справа - 10 мм. Рисунки выполняются карандашом аккуратно и четко, с учетом условий варианта задания. Решение задачи необходимо сопровождать краткими пояснениями и в соответствии с теми обозначениям, которые даны на чертежах. Допускается оформлять контрольную работу в тетради, с учетом всех требований.

## ТЕМА “РАСТЯЖЕНИЕ – СЖАТИЕ”

### ЗАДАЧА № 1

#### РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМОГО СТУПЕНЧАТОГО СТЕРЖНЯ БЕЗ УЧЕТА СОБСТВЕННОГО ВЕСА

**Дано:** двухступенчатый стержень, на который действуют активные силы  $F_1$ ;  $F_2$  и  $F_3$ ; площади поперечных сечений  $A_1$  и  $A_2$ . Стержень изготовлен из стали Ст.3. Допускаемое напряжение на растяжение и сжатие для стали Ст. 3  $[\sigma]_p = 125 \text{ МПа}$

#### Определить:

1. Количество расчетных участков;
2. Продольные силы для каждого участка
3. Вычислить значение нормальных напряжений для каждого участка;
4. Построить эпюры  $N$  и  $\sigma$ .

Деформация, при которой в поперечном сечении бруса действует только один внутренний силовой фактор – продольная сила, называется *растяжением*.

#### Указания.

Задачи на растяжение - сжатие решают в следующей последовательности:

1. Определяют реакции связей или неизвестные внешние силы, приложенные к ступенчатому стержню, из условия равновесия:

$$\sum F_{kx} = 0, \text{ где ось } X \text{ – ось стержня;}$$

2. Определяем границы участков и их количество по характерным точкам.

*Характерными* называются точки сечения, в которых приложены внешние продольные силы, начинается или заканчивается участок распределенной нагрузки и где происходит резкое изменение площади сечения стержня или начинается (или заканчивается) участок постепенного изменения площади.

3. Определяют продольные силы в сечениях *I-I*, *II-II* и т.д. используя метод сечений.

*Продольная сила* в сечении равна алгебраической сумме всех внешних продольных сил, приложенных по одну сторону (обычно слева) от выбранного сечения.

Правило знаков: продольная сила положительна, если она растягивающая, отрицательна, если сжимающая.

4. Определяют нормальные напряжения в сечениях *I-I* и *II-II* и т.д.:

$$\sigma_{I-I} = \frac{N_{I-I}}{A_{I-I}}; \quad \sigma_{II-II} = \frac{N_{II-II}}{A_{II-II}}$$

где  $N$  – продольная сила,  $A$  – площадь поперечного сечения, соответствующая участку.

5. Определяют продольные силы и нормальные напряжения в характерных сечениях стержня.
6. Строят эпюры продольных сил и нормальных напряжений  
*Эпюрой* называется график изменения продольной силы или нормального напряжения по длине стержня.
7. Определяют напряжение в опасном сечении и сравниваем его с допускаемым напряжением:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

*Опасным* называется сечение, где действует наибольшее по абсолютной величине нормальное напряжение.

*Допускаемое* выбирается по справочным данным. Для расчетов принимается для стали ст.3 допускаемое напряжение  $[\sigma]_P = 125 \text{ МПа}$

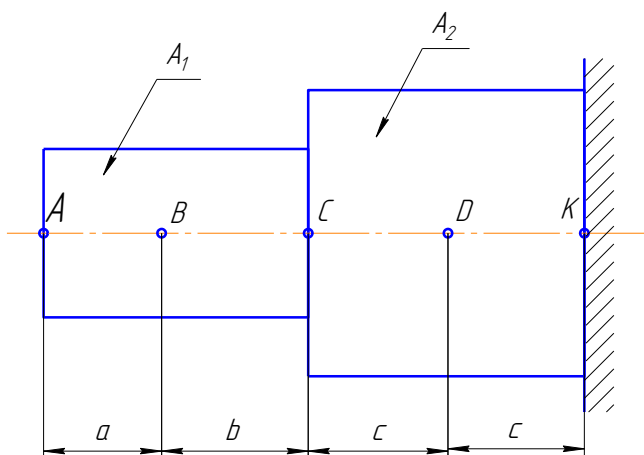


Рис. 1

### Данные для расчетов

№ n/n (последняя цифра зачетной книжки)	Приложенные силы, кН			Площадь поперечного сечения, см <sup>2</sup>		Геометрические размеры, м			Точки приложения и направление сил, F <sub>i</sub> (F <sub>1</sub> , F <sub>2</sub> , F <sub>3</sub> )
	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	a	b	c	
1	10	50	15	8	2	0,2	0,4	0,2	A↓ B↓ C↑
2	50	20	40	10	5	0,4	0,5	0,4	A↑ B↓ D↓
3	10	20	50	15	10	0,2	0,2	1,0	A↑ D↓ C↓
4	15	40	20	20	15	0,5	0,1	2,0	B↓ C↓ D↑
5	20	25	40	10	5	0,6	1,0	1,0	A↓ B↓ C↓
6	40	10	60	20	10	0,1	0,5	0,5	A↑ B↑ D↑
7	10	50	80	15	5	0,2	0,1	1,0	A↑ D↑ C↓
8	25	10	10	15	5	0,4	1,0	0,2	B↓ C↑ D↓
9	40	15	15	10	5	0,5	0,5	0,1	A↑ B↓ C↑
10	50	20	20	5	2	1,0	0,4	0,4	A↓ B↑ D↑

### Пример выполнения.

**Дано:** стальной ступенчатый стержень, рис. 2, на который действуют силы  $F_1 = 10 \text{ кН}$ ;  $F_2 = 15 \text{ кН}$ ;  $F_3 = 45 \text{ кН}$ , площади поперечных сечений  $A_1 = 20 \text{ см}^2$ ;  $A_2 = 25 \text{ см}^2$ . Длины участков  $a=b=c=0.25 \text{ м}$ . Стержень изготовлен из стали Ст.3. Расчет произвести без учета собственного веса. Допускаемое напряжение на растяжение для стали Ст. 3  $[\sigma]_p = 125 \text{ МПа}$  (допускаемое напряжение на сжатие  $[\sigma]_c = 0.8 \cdot [\sigma]_p = 0.8 \cdot 125 = 100 \text{ МПа}$ )

### Решение:

1. Определяем неизвестную реакцию связи  $R$ , для чего составим уравнения равновесия:

$$\sum F_{кx} = F_1 + F_2 - F_3 - R = 0, \text{ тогда } R = F_1 + F_2 - F_3$$

Подставим значения сил и определим  $R = 10 + 15 - 45 = -20 \text{ кН}$ .

2. Определяем продольные силы в сечениях I-I, II-II, III-III и IV-IV для чего воспользуемся методом сечений и последовательно проведем указанные сечения. Продольная сила в сечении будет равна алгебраической сумме всех внешних сил приложенных по одну сторону от выбранного сечения. Будем складывать все силы, расположенные слева от сечения (см. рис. 2, а):

Определим продольные силы и нормальные напряжения в сечениях I-I, II-II, III-III и IV-IV.

$$N_{I-I} = N_{AB} = -F_1 = -10 \text{ кН}$$

$$N_{II-II} = N_{BC} = -F_1 - F_2 = -10 - 15 = -25 \text{ кН}$$

$$N_{III-III} = N_{CD} = -F_1 - F_2 = -10 - 15 = -25 \text{ кН}$$

$$N_{IV-IV} = N_{DK} = -F_1 - F_2 + F_3 = -10 - 15 + 45 = 20 \text{ кН}$$

Строим эпюру продольных сил ( $\Sigma N$ ), откладывая значения от оси эпюры с учетом знаков (вверх положительные значения, вниз – отрицательные), см. рис. 2.

3. Определим значение нормальных напряжений в сечениях  $I-I$ ,  $II-II$ ,  $III-III$   $IV-IV$ :

$$\sigma_{I-I} = \sigma_{AB} = \frac{N_{I-I}}{A_{I-I}} = \frac{-10000}{200} = -50 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{II-II} = \sigma_{BC} = \frac{N_{II-II}}{A_{II-II}} = \frac{-25000}{200} = -125 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{III-III} = \sigma_{CD} = \frac{N_{III-III}}{A_{III-III}} = \frac{-25000}{250} = -100 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{IV-IV} = \sigma_{DK} = \frac{N_{IV-IV}}{A_{IV-IV}} = \frac{20000}{250} = 80 \text{ МПа};$$

По полученным значениям строим эпюру нормальных напряжений ( $\Sigma \sigma$ ), откладывая их от оси эпюры с учетом знаков, рис. 2.

4. Определим напряжения в опасном сечении.

*Опасным* называется сечение, в котором действует максимальное (по абсолютной величине) нормальное напряжение.

По эпюре определяем, что наибольшие напряжения действуют на участке  $BC$ , где они равны  $125 \text{ МПа}$

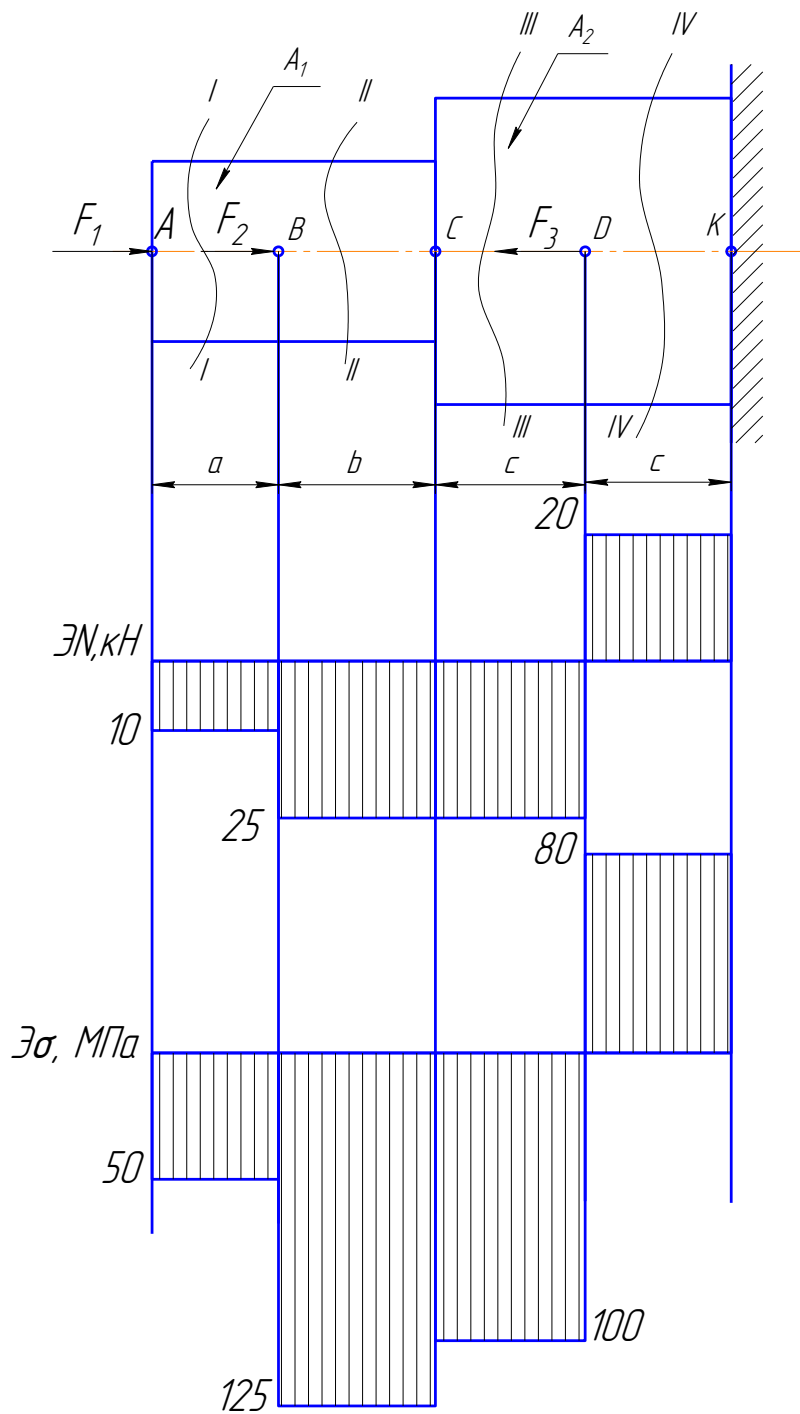


Рис.2

**ЗАДАЧА № 2**  
**РАСЧЕТ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ**



**Дано:** статически определяемая стержневая система, рис.3 изготовленная из стали Ст.3, в точке  $B$  подвешен груз, равный  $F$ . Сечение стержня  $AB$  - круглое,  $BC$  – квадратное.

**Определить** усилие в системе, подобрать размеры сечений стержней по допускаемым напряжениям.

**Указания.**

1. Определить неизвестные усилия в стержнях из условия равновесия;
2. Подобрать размеры сечений стержней по допускаемым напряжениям из условия прочности.

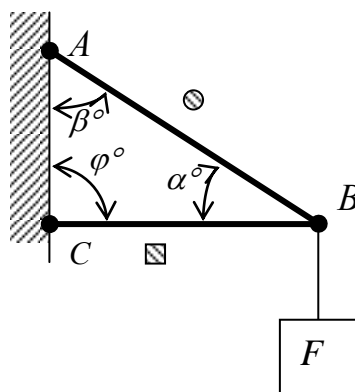


Рис. 3

### Данные для расчетов

№ п/п (Последняя цифра зачетной книжки)	Марка стали	$\alpha^\circ$	$\beta^\circ$	$\varphi^\circ$	$F, \text{кН}$
1	Ст.3	30	60	90	10
2	Ст.2	45	45	90	10
3	Ст.4	60	60	60	20
4	Ст.5	60	30	90	5
5	Ст.3	30	60	90	4
6	Ст.2	45	45	90	10
7	Ст.4	60	60	60	15
8	Ст.5	60	30	90	20
9	Ст.3	30	60	90	25
0	Ст.2	45	45	90	40

### Пример выполнения:

**Дана** статически определяемая стержневая система, рис. 4, а, изготовленная из стали Ст.3, в точке  $B$  подвешен груз, равный  $F = 10$  кН. Сечение стержня  $AB$  – круглое,  $BC$  – квадратное.

Определить усилие в системе, подобрать размеры сечений стержней по допускаемым напряжениям .

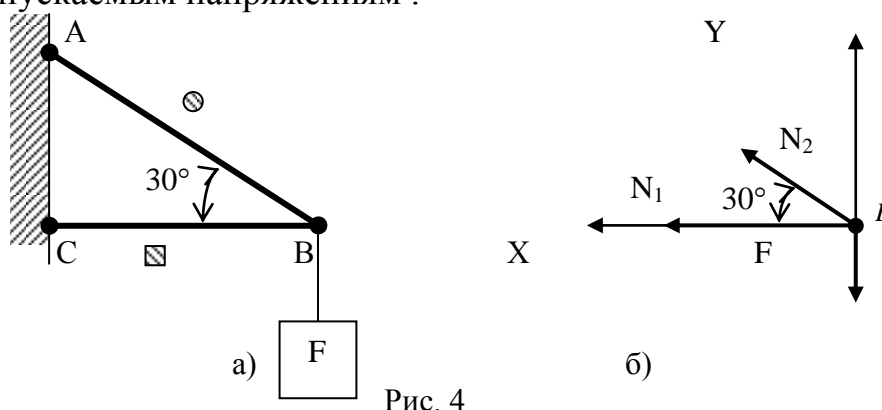


Рис. 4

**Решение:**

1. Определить усилия (продольные силы) в отдельных стержнях, применив метод вырезания узлов.

Вырежем узел В, рис. 4,б, к шарниру приложена сила F и неизвестные усилия в стержнях 1 и 2 –  $N_1$  и  $N_2$ . Заключаем систему сил в систему координат. Рассмотрим равновесие этого узла.

Составим два уравнения равновесия (т.к. полученная система сил – сходящаяся)

$$\sum F_{kx} = N_1 + N_2 \cos 30^\circ = 0;$$

$$\sum F_{ky} = -F + N_2 \sin 30^\circ = 0;$$

Из полученных уравнений определяем неизвестные реакции  $N_1$  и  $N_2$ .

Из уравнения (2)  $N_2 = \frac{F}{\sin 30^\circ} = 2 \cdot 10 \text{ кН} = 20 \text{ кН};$

Из уравнения (1)  $N_1 = -N_2 \cdot \cos 30^\circ = -20 \text{ кН} \cdot 0,866 = -17,32 \text{ кН}$

Знак у полученных значений усилий показывает, растягивается или сжимается стержень. Знак плюс (+) показывает, что стержень растягивается. А знак (-) минус, что стержень сжимается.

В нашем случае, стержень BC - сжат, стержень AB – растянут.

3. Определяем допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения для стержней, работающих на растяжение определяем по таблице данных, в зависимости от марки стали.

Допускаемое напряжение стержней, работающих на сжатие определяем по формуле  $[\sigma]_c = 0.8 \cdot [\sigma]_p$ .

В нашем случае по таблице для ст.3 определяем, что  $[\sigma]_p = 125 \text{ МПа}, [\sigma]_c = 0.8 \cdot 125 = 100 \text{ МПа}$

Таблица значений допускаемых напряжений

Марка стали	Ст.2	Ст.3	Ст.4	Ст.5
-------------	------	------	------	------

Допускаемое напряжение (статическая нагрузка), [ $\sigma$ ] <sub>p</sub> , МПа	115	125	140	165
--	-----	-----	-----	-----

4. Определим размеры сечения стержня по допускаемым напряжениям из условия прочности

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma]$$

Необходимые площади сечений стержней *AB* и *BC* (с учетом их деформаций) равны

$$A_{AB} \geq \frac{N_1}{[\sigma_p]} = \frac{17,32 \cdot 10^3}{125 \cdot 10^6} = 0,138 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$A_{BC} \geq \frac{N_2}{[\sigma_c]} = \frac{20 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^6} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площадь круглого поперечного сечения определяется по формуле

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ откуда}$$

диаметр стержня *AB* равен

$$d = \sqrt{\frac{4A_{AB}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,138 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,0132 \text{ м} \approx 1,4 \text{ см}$$

Площадь квадратного поперечного сечения определяется по формуле

$$A = a^2, \text{ откуда}$$

сторона квадрата *BC* равна

$$a = \sqrt{A} = \sqrt{0,0002} = 0,0142 \text{ м} \approx 1,5 \text{ см}$$

Обе величины взяты с округлением в большую сторону.

### ЗАДАЧА № 3

#### РАСЧЕТ ВАЛА ПРИ ПОВТОРНО-ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

**Дано** промежуточный вал редуктора

Сконструировать вал

**Указания:**

1. Определить крутящий момент передаваемый валом;
2. Определить действующие нагрузки в передаче;

5. Составить расчетную схему вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
6. Построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскости;
7. Определить суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях вала и построить эпюру;
8. Построить эпюру крутящих моментов;
9. Определить эквивалентный момент в опасном сечении вала;
10. Определить диаметр вала в опасном сечении и в месте установки зубчатых колес;
11. Сконструировать вал и выполнить его рабочий чертеж;

Исходные данные выбираются из таблицы 1.

	Р, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м	d <sub>1</sub> , м	d <sub>2</sub> , м	№; схемы
1	10	1000	0,1	0,15	0,15	0,25	0,35	1
2	12	1200	0,15	0,1	0,2	0,3	0,4	2
3	7	1440	0,1	0,2	0,2	0,2	0,5	3
4	5	1250	0,2	0,2	0,15	0,3	0,4	4
5	8	980	0,2	0,15	0,2	0,25	0,35	5
6	14	750	0,15	0,15	0,2	0,2	0,4	6
7	20	200	0,15	0,2	0,2	0,2	0,35	7
8	15	250	0,2	0,2	0,15	0,35	0,5	8
9	8	1500	0,2	0,15	0,15	0,3	0,5	9
10	7,5	1700	0,15	0,2	0,2	0,25	0,45	10
	Предпоследняя цифра зачетной книжки		Последняя цифра зачетной книжки					

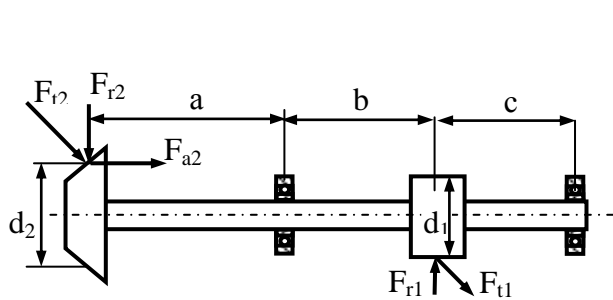


Рис.1

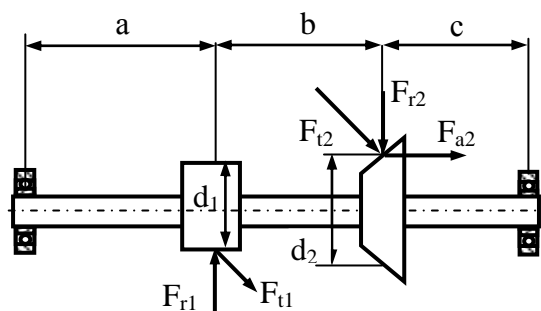


Рис.2

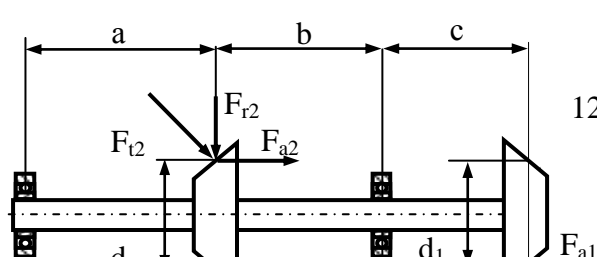
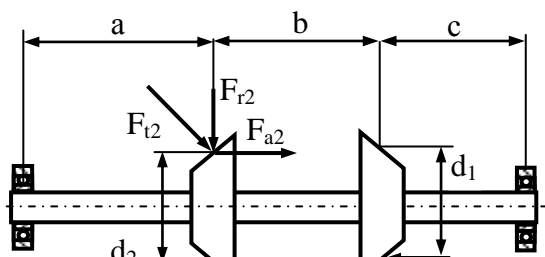


Рис.3

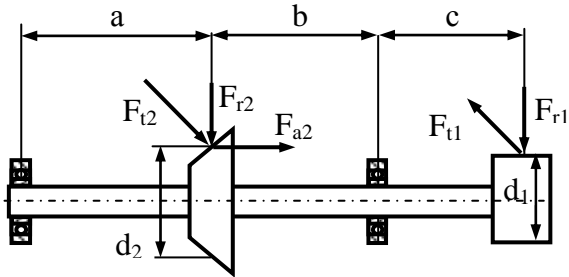


Рис.5

Рис.4

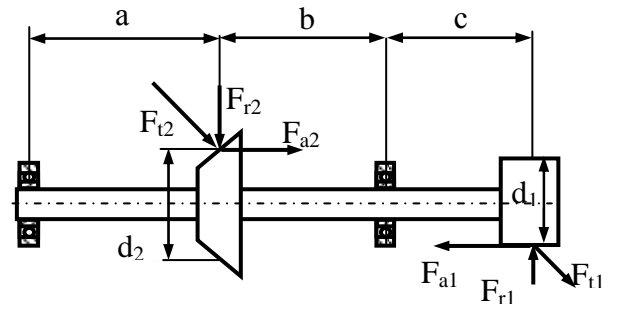


Рис.6

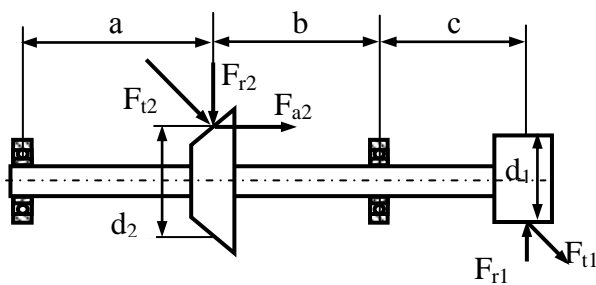


Рис.7

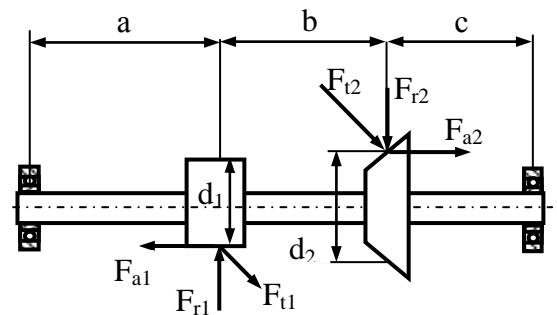


Рис.8

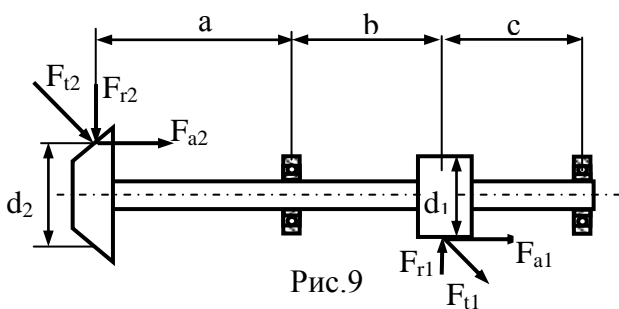


Рис.9

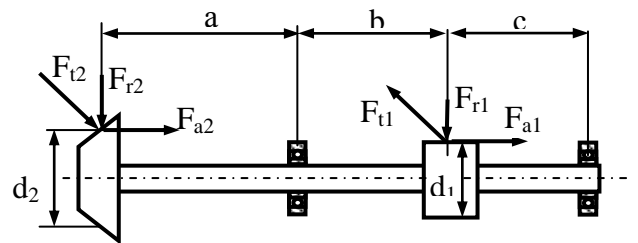


рис.0

### Общий порядок выполнения расчета

1. Определяем крутящий момент передаваемый валом;

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n}$$

2. Определяем нагрузки действующие в передачах:

$$F_t = \frac{2T}{d} \text{ - окружная; } F_r = F_t k_r \text{ - радиальная; } F_a = F_t k_a \text{ - осевая;}$$

где  $k_r, k_a$  - соответственно коэффициент радиальной и осевой нагрузки. В расчете принять  $k_r = 0,364, k_a = 0,3$ .

3. Составляем расчетные схемы вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Условно принять, что осевая и радиальная нагрузки действуют в вертикальной плоскости, окружная нагрузка в горизонтальной плоскости.
4. Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
5. Разбиваем балку на участки и определяем изгибающие моменты в характерных сечениях последовательно в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
6. Определяем суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях вала:

$$M_{\text{сумм}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

7. Определяем крутящие моменты на участках вала и строим эпюру крутящих моментов;
8. Определяем эквивалентный крутящий момент в опасном сечении вала по третьей теории прочности:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{сумм}}^2 + T^2}$$

9. Определяют диаметр вала в опасном сечении:

$$d \geq 3 \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{экв}}}{\pi[\sigma]}}$$

где  $[\sigma]$  – пониженное допускаемое напряжения изгиба,  $[\sigma] = 50 \div 60$  МПа.

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного значения по нормальному ряду размеров (табл. 2).

- 13 Диаметр вала в месте установки зубчатого колеса:

$$d_k \geq 3 \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}$$

где  $[\tau]$  – пониженное допускаемое напряжения кручения,  $[\tau] = 20 \div 25$  МПа.

Полученное значение округляют по нормальному ряду размеров (табл. 2).

- 13 Диаметр выходного конца вала, если в задании одно из зубчатых колес установлено на выходном конце вала:

$$d \geq 3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

где  $[\tau]$  – пониженное допускаемое напряжения кручения,  $[\tau] = 20 \div 35$  МПа.

Полученное значение округляют по нормальному ряду размеров (табл. 2).

Таблица 1

## Механические свойства сталей

Марка стали	Диаметр заготовки	Твердость, НВ	Механические характеристики, МПа				
			$\sigma_{вр}$	$\sigma_T$	$\tau_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$
Сталь 45	Любой до 80	200	560	280	150	250	150
Сталь 40Х	Любой до 120	270	900	650	390	380	230
		200	730	500	280	320	200
Сталь 40 ХН	Любой до 200	270	900	750	450	410	240
		240	820	650	390	360	210
Сталь 20 Х	Любой до 120	270	920	750	450	420	250
		197	650	400	240	300	160

Таблица 2

## Ряд нормальных линейных размеров

...14	15	16	17	18	19	20	21	22	24
25	26	28	30	32	34/35	36	38	40	42
45/47	50/52	53/55	56	60/62	63/65	67/70	71/72	75	80
85	90	95	100	105	ПО	120	125	130	140
150	160	170	180	190	200	210	220	240	250...

Таблица 3

## Параметры призматической шпонки (из ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала, $d$	Сечение шпонки		Фаска у шпонки, $s$	Глубина паза		Длина, $l$
	$b$	$h$		вала, $t_1$	ступицы, $t_2$	
Св. 12 до 17	5	5	0,25-0,4	3	2,3	10 – 56
» 17 » 22	6	6		3,5	2,8	14 – 70
» 22 » 30	8	7		4	3,3	18 – 90
» 30 » 38	10	8	0,4-0,6	5	3,3	22 – 110
» 38 » 44	12	8		5	3,3	28 – 140
» 44 » 50	14	9		5,5	3,8	36 – 160
» 50 » 58	16	10		6	4,3	45 – 180
» 58 » 65	18	11	0,6-0,8	7	4,4	50 – 200
» 65 » 75	20	12		7,5	4,9	56 – 220
» 75 » 85	22	14		9	5,4	63 – 250
» 85 » 95	25	14		9	5,4	70 – 280

12. Проводим конструирование вала (пример вала на рис. 2.):

Длина ступицы цилиндрического зубчатого колеса –  $L_{ст} = (0,8... 1,5) d_B$

Длина ступицы конического зубчатого колеса –  $L_{ст} = (0,9... 1,2) d_B$

Упорный бурт зубчатого колеса –  $d_{бк} = d_K + (3...7 \text{ мм})$

Ширина подшипника -  $B = (0,3... 0,5) d_{п}$

Упорные буртики для подшипника или зубчатых колес -  $d_{бп}$  или  $d_{бк}$ ; высота заплечиков может быть принята (рис 1):  $d_{бп} (d_{бк}) = d_{п} (d_{к}) + 2 h$

d, мм	20 – 40	40 – 60	60 – 80	80 – 100
h, мм	3 – 5	5 – 8	7 – 9	7 – 10

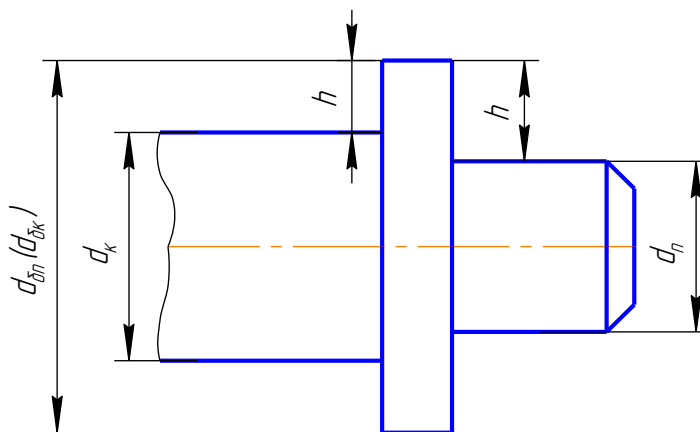


Рис. 1.

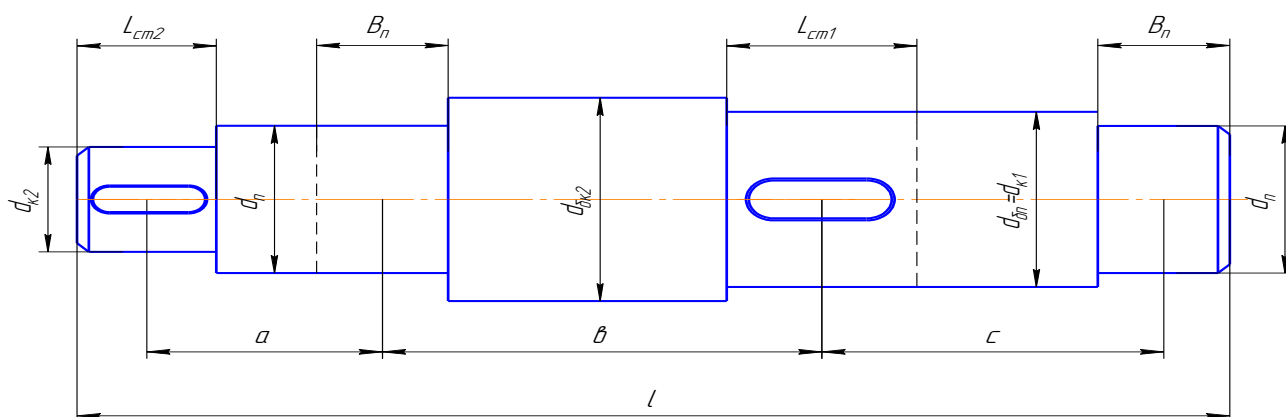


Рис. 2.

13. Подбираем шпонки под зубчатые колеса и проверяем их на прочность.

### Пример выполнения задания

Дано:  $P = 10$  кВт,  $n = 840$  об/мин,  $d_1 = 120$  мм,  $d_2 = 380$  мм,  $a = 150$  мм,  $b = 100$  мм,  $c = 100$  мм. Материал вала сталь 45.

### Решение



1. Определяем крутящий момент передаваемый валом:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi} = \frac{30 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 840} = 113,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2. Определяем усилия в зацеплении передач:

• Цилиндрическая передача

$$\text{Окружное усилие - } F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{120} = 1895 \text{ Н}$$

$$\text{Радиальное усилие - } F_r = F_t k_r = 1895 \cdot 0,364 = 689,78 \text{ Н}$$

• Коническая передача

$$\text{Окружная нагрузка - } F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{380} = 598,4 \text{ Н}$$

$$\text{Радиальная нагрузка - } F_r = k_r F_t = 0,364 \cdot 598,4 = 217,82 \text{ Н}$$

$$\text{Осевая нагрузка - } F_a = k_a F_t = 0,3 \cdot 598,4 = 179,52 \text{ Н}$$

3. Составляем расчетные схемы вата в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

4. Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в вертикальной плоскости:

$$\sum m_B(F_k) = F_{r2}(a + \epsilon + c) - F_{a2} \frac{d_2}{2} + y_A(\epsilon + c) - F_{r1}c = 0;$$

$$y_A = \frac{-F_{r2}(a + \epsilon + c) + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{r1}c}{(\epsilon + c)} = \frac{-217,82 \cdot (150 + 100 + 100) + 179,52 \cdot \frac{380}{2} + 689,78 \cdot 100}{100 + 100} = 134,25 \text{ Н}$$

$$\sum m_A(F_k) = F_{r2}a - F_{a2} \frac{d_2}{2} - y_B(\epsilon + c) + F_{r1}\epsilon = 0$$

$$y_B = \frac{F_{r2}a - F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{r1}\epsilon}{(\epsilon + c)} = \frac{217,82 \cdot 150 - 179,52 \cdot \frac{380}{2} + 689,78 \cdot 100}{100 + 100} = 337,71 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка: } \sum F_{ky} = -F_{r2} - y_A + F_{r1} - y_B = -217,82 - 134,25 + 689,78 - 337,71 = 0$$

5. Определяем моменты в характерных сечениях вертикальной плоскости:

$$M_c^1 = 0; \quad M_c^2 = F_{a2} \frac{d_2}{2} = 179,52 \cdot \frac{0,38}{2} = 34,11 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_A = F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}a = 179,52 \cdot \frac{0,38}{2} - 217,82 \cdot 0,15 = 1,44 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_D = F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}(a + \epsilon) - y_A\epsilon = 179,52 \cdot \frac{0,38}{2} - 217,82 \cdot 0,25 - 134,25 \cdot 0,1 = -33,77 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_B = F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}(a + \epsilon + c) - y_A(\epsilon + c) + F_{r1}c =$$

$$179,52 \cdot \frac{0,38}{2} - 217,82 \cdot 0,35 - 134,25 \cdot 0,2 + 689,78 \cdot 0,1 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости (рис. 3, в).

6. Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости:

$$\sum m_B(F_k) = F_{t2}(a + \epsilon + c) - X_A(\epsilon + c) + F_{t1}c = 0;$$

$$X_A = \frac{F_{t2}(a + \epsilon + c) + F_{t2}c}{(\epsilon + c)} = \frac{598,4 \cdot (150 + 100 + 100) + 1895 \cdot 100}{100 + 100} = 1994,7 \text{ Н}$$

$$\sum m_A(F_k) = F_{t2}a - X_B(\epsilon + c) - F_{t1}\epsilon = 0$$

$$X_B = \frac{F_{t2}a - F_{t1}\epsilon}{(\epsilon + c)} = \frac{598,4 \cdot 150 - 1895 \cdot 100}{100 + 100} = -498,7 \text{ Н}$$

Проверка:  $\sum F_{kx} = -F_{t2} + X_A - F_{t1} + X_B = -598,4 + 1994,7 - 1895 + 498,7 = 0$

7. Определяем моменты в характерных сечениях горизонтальной плоскости:

$$M_c = 0; M_A = -F_{t2}a = -598,4 \cdot 0,15 = -89,76 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_D = -F_{t2}(a + \epsilon) + X_A\epsilon = -598,4 \cdot 0,25 + 1994,7 \cdot 0,1 = 49,87 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B = -F_{t2}(a + \epsilon + c) + X_A(\epsilon + c) - F_{t1}c = -598,4 \cdot 0,35 + 1994,7 \cdot 0,2 - 1895 \cdot 0,1 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (на рис. 3, д) 8. Определяем суммарные изгибающие моменты:

$$M_{c1}^{сумм} = \sqrt{(M_c^1)^2 + (M_c^x)^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{c2}^{сумм} = \sqrt{(M_c^2)^2 + (M_c^x)^2} = \sqrt{(34,11)^2 + (0)^2} = 34,11 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_A^{сумм} = \sqrt{(M_A^y)^2 + (M_A^x)^2} = \sqrt{(1,44)^2 + (-89,76)^2} = 89,77 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_D^{сумм} = \sqrt{(M_D^y)^2 + (M_D^x)^2} = \sqrt{(-33,77)^2 + (49,76)^2} = 60,14 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

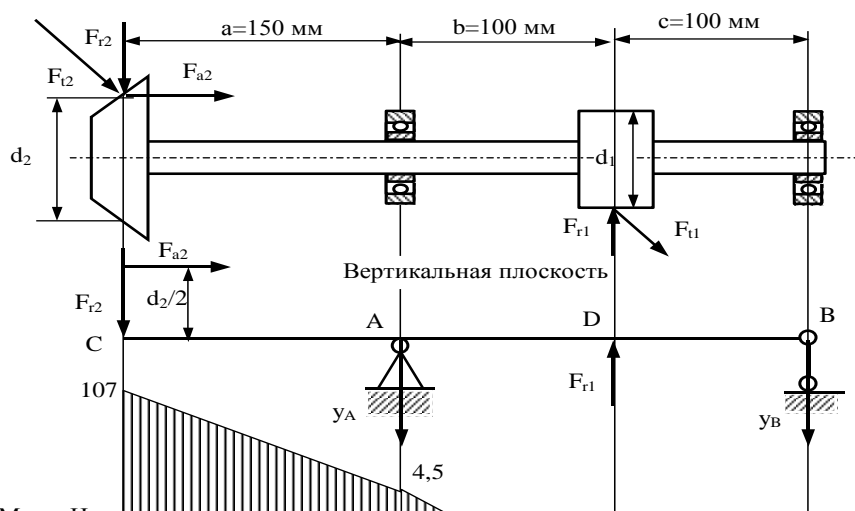
$$M_B^{сумм} = \sqrt{(M_B^y)^2 + (M_B^x)^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Строим эпюру суммарных изгибающих моментов (рис. 3, е). Опасным является сечение А.

9. Определяем крутящие моменты на участках вала:

$$T_{CA} = T = 113,7 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_{AD} = T = 113,7 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_{DB} = 0.$$

По полученным данным строим эпюру крутящих моментов



10. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении по третьей теории прочности:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{(M_{\text{сумм}}^{\text{max}})^2 + (T)^2} = \sqrt{(89,77)^2 + (113,7)^2} = 144,87 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

11. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{экв}}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 144,87 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60}} = 29,09 \text{ мм}$$

В опасном сечении установлен подшипник, и диаметр вала необходимо округлить до стандартного значения кратного 5. Принимаем  $d_{\text{п}} = 30$  мм.

12. Определяем диаметр вала в месте установки зубчатых колес:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 41,75 \text{ мм}$$

Полученное значение округляем до стандартного значения по табл. 2 и в данном сечении устанавливается цилиндрическое колесо. Принимаем  $d_{\text{к1}} = 42$  мм.

13. Определяем диаметр выходного конца вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{113,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 28,33 \text{ мм}$$

Полученное значение округляем до стандартного значения по табл. 2 и в данном сечении устанавливается коническое колесо. Принимаем  $d_{к2} = 28$  мм.

$$L_{ст2} = (0,9... 1,2) d_{к2} = (0,9... 1,2) \cdot 28 = 25,2...33,6 \text{ мм} = 30 \text{ мм}$$

$$L_{ст1} = (0,8... 1,5) d_{к2} = (0,8... 1,5) \cdot 42 = 33,6...63 \text{ мм} = 50 \text{ мм}$$

$$d_{бк1} = d_{к1} + (5...8 \text{ мм}) = 42 + (5...8 \text{ мм}) = 47 \dots 50 \text{ мм} = 50 \text{ мм}$$

$$B = (0,3... 0,5) d_{п} = (0,3... 0,5) \cdot 30 = 9 \dots 15 \text{ мм} = 15 \text{ мм}$$

$$d_{бп} = d_{п} + (3...5 \text{ мм}) = 30 + (3...5 \text{ мм}) = 33...35 \text{ мм}$$

$$d_{бк2} = d_{к2} + (3...5 \text{ мм}) = 28 + (3...5 \text{ мм}) = 31...33 \text{ мм}$$

конструктивно принимаем  $d_{бп} = 42$  мм;  $d_{бк2} = 30$  мм.

14.Проводим конструирование вала (рис. 4):

15.Подбираем призматические шпонки под зубчатые колеса:

- для зубчатого колеса конической передачи -  
 $h = 7 \text{ мм}; b = 8 \text{ мм}; l_2 = L_{см2} - b = 30 - 8 = 22 \text{ мм}; t_1 = 4 \text{ мм}.$
- для зубчатого колеса цилиндрической передачи -  
 $h = 8 \text{ мм}; b = 12 \text{ мм}; l_1 = L_{см1} - b = 50 - 12 = 38 \text{ мм}; t_1 = 5 \text{ мм}.$

16.Проверяем прочность шпонок по касательным напряжениям среза:

$$\tau_{сп1} = \frac{2T}{l_1 d_{к1} b} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{38 \cdot 42 \cdot 12} = 11,87 \text{ МПа} \leq [\tau]_{сп} = 70 \text{ МПа}$$

$$\tau_{сп2} = \frac{2T}{l_2 d_{к2} b} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{22 \cdot 28 \cdot 8} = 46,15 \text{ МПа} \leq [\tau]_{сп} = 70 \text{ МПа}$$

Прочность шпонок по касательным напряжениям обеспечена.

17.Проверяем прочность шпонок по нормальным напряжениям смятия:

$$\sigma_{см1} = \frac{2T}{l_1 d_{к1} (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{38 \cdot 42 \cdot (8 - 5)} = 47,5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см} = 150 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см2} = \frac{2T}{l_2 d_{к2} (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{22 \cdot 28 \cdot (7 - 4)} = 123,05 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см} = 150 \text{ МПа}$$

Прочность шпонок по нормальным напряжениям смятия обеспечена.

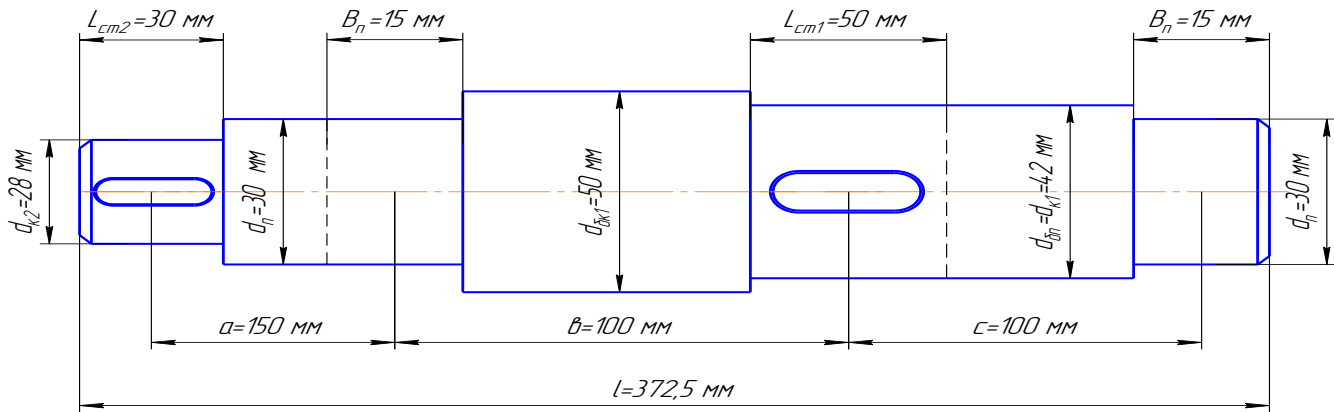


Рис. 4.

## ЗАДАЧА № 4

### КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

**Дано** привод рабочей машины

**Рассчитать** кинематические и силовые характеристики привода; подобрать электродвигатель.

**Указания.**

Расчет производить в следующем порядке

1. коэффициент полезного действия

$$\eta_{np} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

где  $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$  - КПД кинематических пар (зубчатой и других передач, подшипников, муфт) входящих в привод.

Значения к.п.д. передач выбираются из таблицы 1. При выборе к.п.д. передачи не следует ориентироваться на меньшие значения, приведенные в таблице. Практика показывает, что к.п.д. правильно сконструированной и хорошо отрегулированной передачи, как правило, больше средних значений.

Таблица средних значений КПД и рекомендованных передаточных отношений

Тип передачи	К. П. Д.	Передаточное отношение
Зубчатая цилиндрическая	0,96 – 0,98	2 – 6
Зубчатая коническая	0,95 – 0,97	2 – 4
Червячная	0,7 – 0,9	10 – 40
Ременная	0,96 – 0,98	2 – 6
Цепная	0,94 – 0,96	2 – 5

## 2. Требуемая мощность для привода

Условием выбора является выражение:

$$P_T \leq P_n$$

где  $P_T$  - требуемая мощность электродвигателя;  $P_n$  - номинальная мощность электродвигателя.

Требуемая мощность может быть определена по формуле:

а) для ленточного конвейера

$$P_T = \frac{F_t \cdot v}{\eta_{np}} = \frac{F_t \cdot \pi \cdot n \cdot D}{6000 \cdot \eta_{np}}$$

где  $F_t$  - окружное усилие на приводном барабане;  $v$  - окружная скорость (м/с);  $D$  - диаметр приводного барабана конвейера (мм);  $n$  - частота вращения приводного барабана (мин<sup>-1</sup>);  $\eta_{np}$  - КПД привода, определенный по формуле (1):

б) для винтового конвейера 
$$P_T = \frac{T \cdot \omega}{\eta_{np}}$$

где  $T$  - крутящий момент на ведомом валу (Нм);  $\omega$  - угловая скорость винта конвейера (рад/с):

в) для цепных конвейеров или элеваторов 
$$P_T = \frac{F \cdot v}{\eta_{np}} = \frac{F_t \cdot z \cdot t \cdot n}{6000 \cdot \eta_{np}}$$

где  $z$  - число зубьев ведущей звездочки конвейера;  $t$  - шаг цепи конвейера (мм);  $n$  - частота вращения звездочки конвейера;  $F_t$  - окружная сила на звездочке конвейера.

## 3. Скорость и число оборотов ведомого вала привода

$$\omega_{в.в.} = \frac{2V}{D} \quad \text{или} \quad \omega_{в.в.} = \frac{2V}{z \cdot t}$$

$$n_{в.в.} = \frac{30\omega_{в.в.}}{\pi}$$

где  $\omega_{в.в.}$  - угловая скорость ведомого вала;  $V$ - скорость рабочей машины;  $D$  – диаметр барабана,  $z$  – звездочки число зубьев;  $t$  – шаг

4. Пределы изменения передаточного отношения привода равны:

$$U_{\min} = U_{1\min} \cdot U_{2\min} \cdot \dots \cdot U_{n\min}$$

$$U_{\max} = U_{1\max} \cdot U_{2\max} \cdot \dots \cdot U_{n\max}$$

где  $U_{1\min}, U_{n\min}, U_{1\max}, U_{n\max}$  - соответственно минимальные и максимальные передаточные отношения ступеней привода. Рекомендуемые значения передаточных отношений передач выбираются по справочным данным или из таблицы 1.

Диапазон возможных частот вращения вала электродвигателя:

$$n_{\min} = U_{\min} \cdot n; \quad n_{\max} = U_{\max} \cdot n;$$

Выбираем электродвигатели, соответствующие условию:

$$n_{\min} < n_n < n_{\max}$$

5. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{тр.элдв} = \frac{P_T}{\eta_{пр}}$$

6. Требуемая пусковая мощность электродвигателя

$$P_{пук.элдв} = P_{тр.элдв} \cdot k_{пук}$$

7. Эквивалентная мощность электродвигателя

$$P_{эkv.элдв} = P_{тр.элдв} \sqrt{T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2 + T_3^3 \cdot t_3}$$

Где:  $T_1, T_2, T_3$  – значения моментов с графика загрузки привода;

$t_1, t_2, t_3$  – время действия момента с графика загрузки привода.

$$P_{эkv.элдв} = P_{тр.элдв} \sqrt{T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2 + T_3^3 \cdot t_3}$$

8. Электродвигатель для привода конвейера

Электродвигатель для привода конвейера выбирается по эквивалентной мощности из таблицы 2 по условию:

$$P_{элдв} \approx P_{эkv.элдв}$$

Допускается перегрузка электродвигателя не более чем на 5 %, большая перегрузка ведет к нагреву обмоток и выходу его из строя. Недогрузка так же ограничена и не должна превышать 20%. Большая недогрузка ведет к снижению к.п.д. электродвигателя и снижению  $\cos \varphi$  питающей сети.

Выбор конкретного электродвигателя по синхронной частоте вращения вала проводится по условию:

$$n_{элдв.мин} \leq n_{эл.дв} \leq n_{элдв.макс}$$

Таблица 2

## Электродвигатели единой серии

Мощность P, кВт	Синхронная частота, об/мин			
	3000	1500	1000	750
0.25	-	-	-	71B8/680
0,37	-	-	71A6/910	80A4/675
0,55	-	71A4/1390	71B6/900	80B8/700
0,75	71A2/2840	71B4/1390	80A6/915	90LA8/700
1.1	71B2/2810	80A4/1420	80B6/920	90LB8/700
1,5	80A2/2850	80B4/1415	90L8/935	100L8/700
2,2	80W2/2850	90L4/1425	100L6/950	112MA8/700
3	90L2/2840	100S4/1435	112MA6/955	112MB8/700
4	100S2/2880	100L4/1430	112MB/950	132S8/720
5,5	100L2/2880	112M4/1445	132S6/965	132M8/720
7,5	112M2/2900	132S4/1445	132M6/970	160S8/730
11	132M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160M8/730
15	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180M8/730
18.5	160M2/2940	160M4/1465	180M6/975	-
22	180S2/2945	180S4/1470	-	-
30	180M2/2945	180M4/1470	-	-

## 9. Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{эл.дв}}}{n_{\text{в.в.}}}$$

## 10. Передаточное число редуктора

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n} \leq u_{\text{рекоменд}}$$

где  $u_{\text{рекоменд}}$  – рекомендованные значения передаточных отношений, таблица 1

## 11. Частота вращения валов привода

$$n_1 = n_{\text{эл.дв}}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1}; n_3 = \frac{n_2}{u_2}; n_n = n_{\text{в.в.}} = \frac{n_{n-1}}{u_n}$$

## 12. Мощность на валах привода

$$P_n = P_{\text{тр}} = P_{\text{в.в.}}$$

$$P_3 = \frac{P_n}{\eta_n}; P_2 = \frac{P_3}{\eta_3}; P_1 = P_{\text{тр.эл.дв}} = \frac{P_2}{\eta_2}$$

## 13. Моменты на валах привода

$$T_n = T_{\text{в.в.}} = \frac{F \cdot D}{2}$$

$$T_3 = \frac{T_n}{\eta_3 \cdot u_3}; T_2 = \frac{T_3}{\eta_2 \cdot u_2}; T_1 = T_{\text{эл.дв}} = \frac{T_2}{\eta_1 \cdot u_1}$$

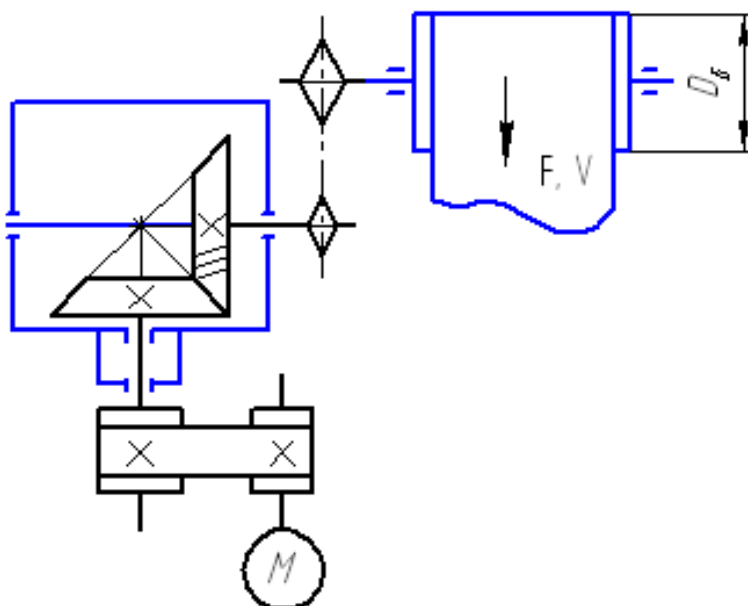


### Вариант 00-09

Спроектировать привод скребкового конвейера, включающий в себя электродвигатель, клиноременную передачу, конический редуктор и цепную передачу.

Заданы: окружная нагрузка на звездочке  $F$ , скорость движения цепи конвейера  $V$ , шаг цепи  $t$ , число зубьев звездочки  $z$ , численные значения приведены в таблице.

Необходимо: подобрать электродвигатель, провести кинематический и силовой расчет привода.



Таблица

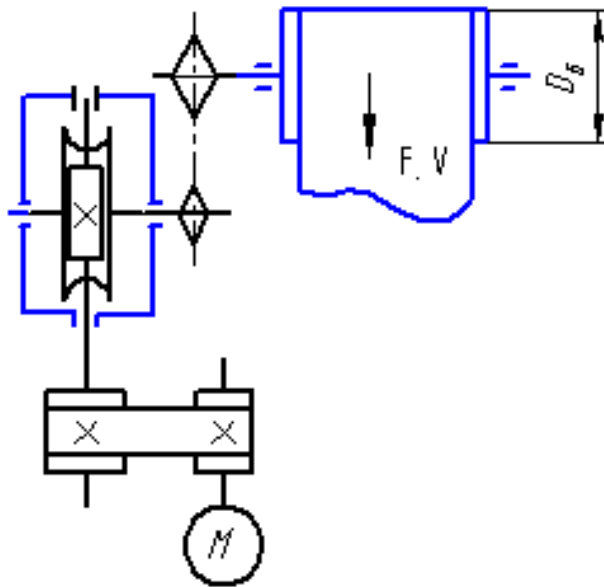
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F, кН$	10	15	18	8	14	22	15	16	20	18
$V, м/с$	0,50	0,60	0,60	1,50	0,50	0,45	0,90	0,40	0,5	0,55
$D_s, мм$	300	400	360	500	450	300	450	500	450	400

### Вариант 10-19

Спроектировать привод ленточного конвейера, включающий в себя электродвигатель, клиноременную передачу, червячный редуктор с нижним расположением червяка и цепную передачу.

Заданы: окружная нагрузка на барабане  $F$ , скорость движения ленты конвейера  $V$ , и диаметр барабана  $D$ , численные значения приведены в таблице.

В расчете необходимо подобрать электродвигатель, провести кинематический и силовой расчет привода



Таблица

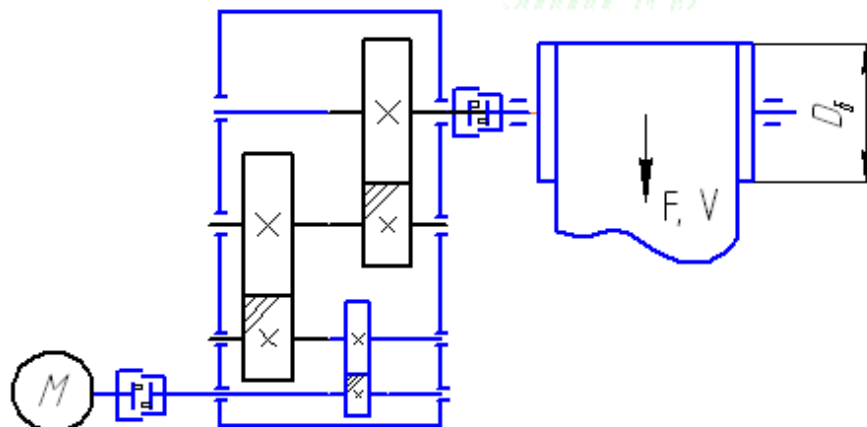
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F, кН$	40	65	38	28	45	52	25	16	20	18
$V, м/с$	0,10	0,20	0,15	0,20	0,12	0,16	0,19	0,40	0,5	0,55
$D_b, мм$	300	400	360	500	450	300	450	500	450	400

### Вариант 20-29

Спроектировать привод ленточного конвейера, включающий в себя электродвигатель, клиноременную передачу, двухступенчатый цилиндрический редуктор, кулачковую муфту.

Заданы: окружная нагрузка на барабане  $F$ , скорость движения ленты конвейера  $V$ , и диаметр барабана  $D$ , численные значения приведены в таблице.

В расчете необходимо подобрать электродвигатель. провести кинематический и силовой расчет привода



Таблица

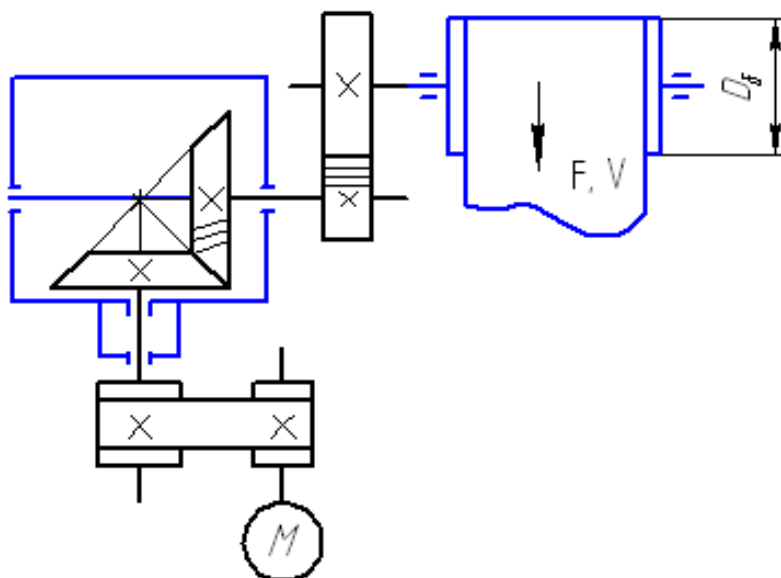
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F, кН$	14	5	8	22	15	12	5	16	10	8
$V, м/с$	1,1	2,2	1,3	1,2	1,1	1,6	1,9	1,4	1,5	1,5
$D_b, мм$	300	400	360	500	450	300	450	500	450	400

### Вариант 30-39

Спроектировать привод ленточного конвейера, включающий в себя электродвигатель, клиноременную передачу, конический редуктор и открытую цилиндрическую передачу

Заданы: окружная нагрузка на барабане  $F$ , скорость движения ленты конвейера  $V$ , и диаметр барабана  $D$ , численные значения приведены в таблице.

В расчете необходимо подобрать электродвигатель, провести кинематический и силовой расчет привода.



Таблица

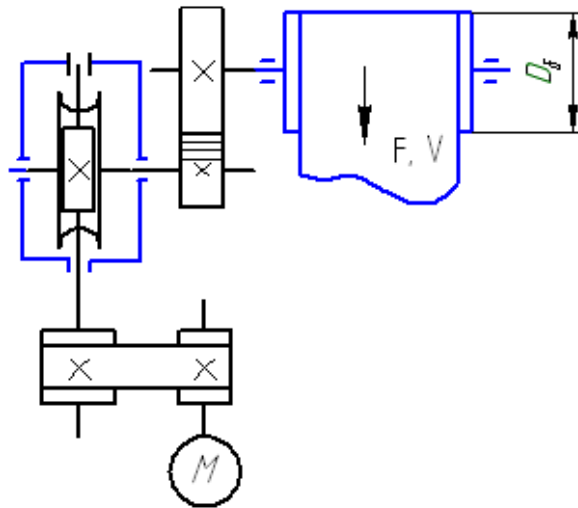
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F, кН$	10	15	28	15	14	12	17	26	20	8
$V, м/с$	0,30	0,40	0,50	1,50	0,50	0,65	0,60	0,40	0,7	0,75
$D, мм$	500	400	360	300	450	300	450	300	450	300

### Вариант 40-49

Спроектировать привод ленточного конвейера, включающий в себя электродвигатель, клиноременную передачу, червячный редуктор и открытую цилиндрическую передачу.

Заданы: окружная нагрузка на барабане  $F$ , скорость движения ленты конвейера  $V$ , и диаметр барабана  $D$ , численные значения приведены в таблице.

В расчете необходимо подобрать электродвигатель. Провести кинематический и силовой расчет привода.



Таблица

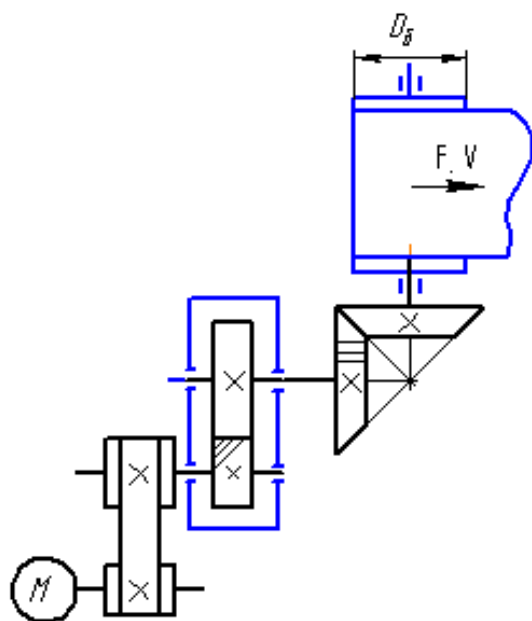
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F, Н$	30	45	18	20	45	52	35	46	20	45
$V, м/с$	0,10	0,20	0,25	0,20	0,10	0,12	0,15	0,20	0,3	0,15
$D, мм$	300	400	360	500	450	300	450	500	450	400

### Вариант 50-59

Спроектировать привод ленточного конвейера, включающий в себя электродвигатель, клиноременную передачу, цилиндрический косозубый редуктор и открытую коническую передачу.

Заданы: окружная нагрузка на барабане  $F$ , скорость движения ленты конвейера  $V$ , и диаметр барабана  $D$ , численные значения приведены в таблице.

В расчете необходимо подобрать электродвигатель. Провести кинематический и силовой расчет привода.



Таблица

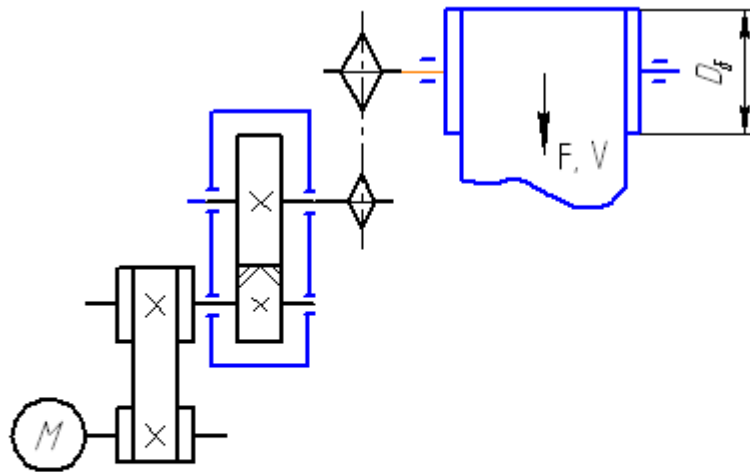
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F, \text{кН}$	10	5	10	22	15	12	8	16	10	8
$V, \text{м/с}$	1,5	2,5	1,2	0,6	1,2	1,4	1,5	1,2	2,5	0,8
$D_d, \text{мм}$	300	400	360	300	450	300	450	300	450	400

### Вариант 60 - 69

Спроектировать привод ленточного конвейера, включающий в себя электродвигатель, клиноременную передачу, цилиндрический редуктор с шевронными зубчатыми колесами и цепную передачу.

Заданы: окружная нагрузка на барабане  $F$ , скорость движения ленты конвейера  $V$ , и диаметр барабана  $D$ , численные значения приведены в таблице.

В расчете необходимо подобрать электродвигатель. провести кинематический и силовой расчет привода.



Таблица

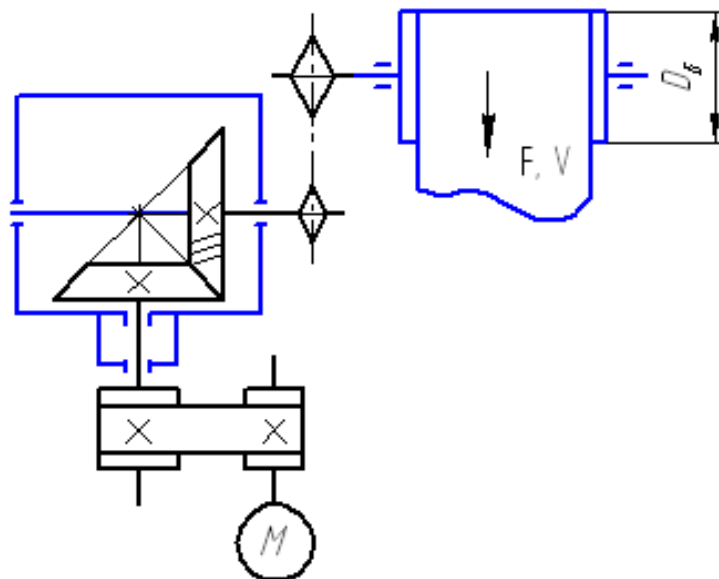
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F_1, \text{кН}$	4,4	5,2	1,8	12,5	10,5	6,2	2,5	1,6	3	6
$V, \text{м/с}$	1,1	2,2	4,3	1,0	1,4	2,6	1,9	5,4	3,5	2,5
$D_b, \text{мм}$	300	400	360	500	450	300	450	500	450	400

Вариант 70 – 79

Спроектировать привод ленточного конвейера, включающий в себя электродвигатель, клиноременную передачу, конический редуктор и цепную передачу.

Заданы: окружная нагрузка на барабане  $F$ , скорость движения ленты конвейера  $V$ , и диаметр барабана  $D$ , численные значения приведены в таблице.

Необходимо подобрать электродвигатель, провести кинематический и силовой расчет привода



Таблица

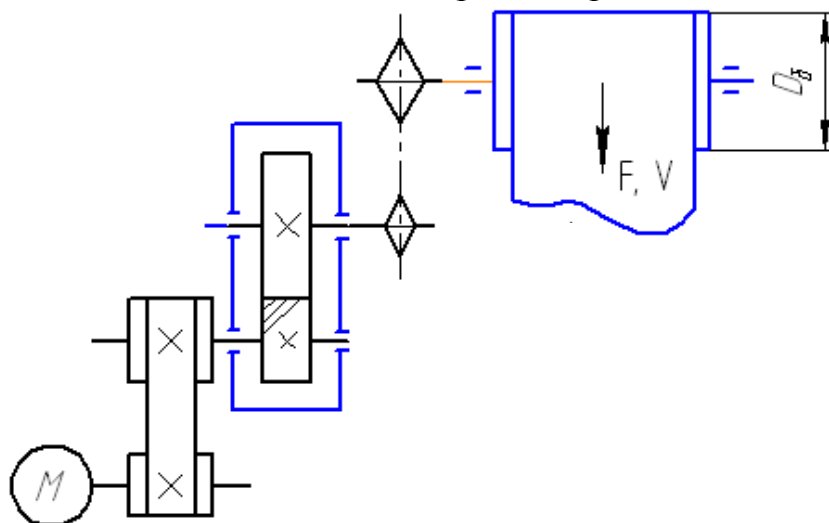
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F, кН$	10	15	18	8	14	22	15	16	20	18
$V, м/с$	0,50	0,60	0,60	1,50	0,50	0,45	0,90	0,40	0,5	0,55
$D_d, мм$	300	400	360	500	450	300	450	500	450	400

### Вариант 80-89

Спроектировать привод ленточного конвейера, включающий в себя электродвигатель, клиноременную передачу, цилиндрический редуктор и цепную передачу.

Заданы: окружная нагрузка на барабане  $F$ , скорость движения ленты конвейера  $V$ , и диаметр барабана  $D$ , численные значения приведены в таблице.

В расчете необходимо подобрать электродвигатель, провести кинематический и силовой расчет привода.



Таблица

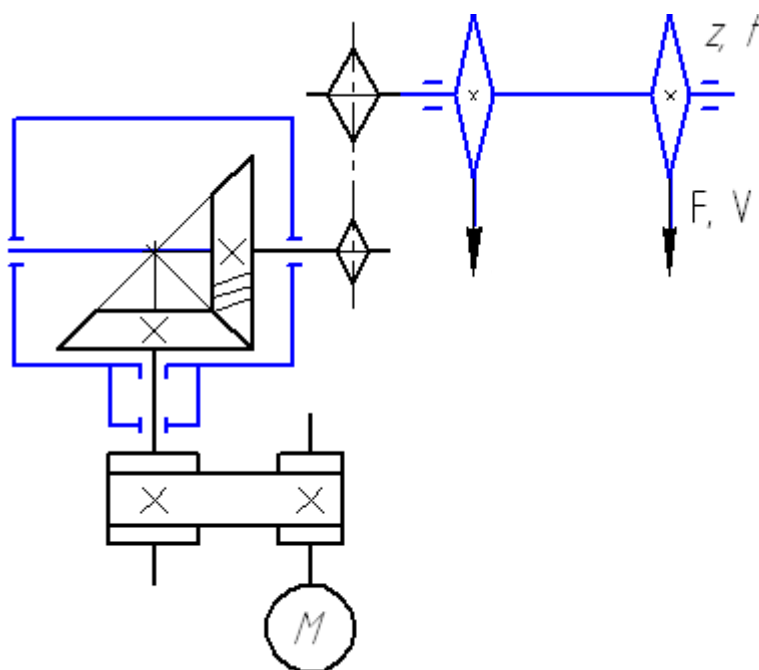
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F_t, кН$	4,4	5,2	1,8	12,5	10,5	6,2	2,5	1,6	3	6
$V, м/с$	11	2,2	4,3	10	14	2,6	1,9	5,4	3,5	2,5
$D_g, мм$	300	400	360	500	450	300	450	500	450	400

## Вариант 90-99

Спроектировать привод скребкового конвейера, включающий в себя электродвигатель, клиноременную передачу, конический редуктор и цепную передачу.

Заданы: окружная нагрузка на звездочке  $F$ , скорость движения цепи конвейера  $V$ , шаг цепи  $t$ , число зубьев звездочки  $z$ , численные значения приведены в таблице.

Необходимо: подобрать электродвигатель. провести кинематический и силовой расчет привода.



Таблица

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F_t, кН$	10	15	18	8	14	22	15	16	20	18
$V, м/с$	0,50	0,60	0,60	1,50	0,50	0,45	0,90	0,40	0,5	0,55
$t, мм$	200	150	160	200	150	200	150	170	150	160
$z$	15	20	17	22	24	15	16	21	17	18



### Пример выполнения:

Дано  $F_t=10\text{кВт}$ ,  $V=1,5\text{ м/с}$

### Коэффициент полезного действия привода

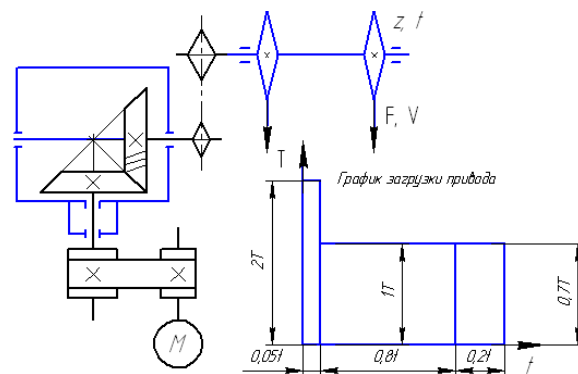
$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рем.п.}} \cdot \eta_{\text{к.п.}} \cdot \eta_{\text{цеп.п.}}$$

Где:  $\eta_{\text{рем.п.}}$  – к. п. д. ременной передачи;

$\eta_{\text{к.п.}}$  – к. п. д. конической передачи;

$\eta_{\text{цеп.п.}}$  – к. п. д. цепной передачи.

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рем.п.}} \cdot \eta_{\text{к.п.}} \cdot \eta_{\text{цеп.п.}} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,96 \approx 0,91$$



### Требуемая мощность для привода конвейера

$$P_{\text{тр}} = F_t \cdot V$$

Где:  $F_t$  – окружная нагрузка на барабане, Н;

$V$  – скорость движения ленты конвейера. м/с.

$$P_{\text{тр}} = F_t \cdot V = 10^4 \cdot 1,5 = 15000 \text{ Вт} = 15 \text{ кВт}$$

### Скорость и число оборотов ведомого вала привода

Угловая скорость вращения ведомого вала

$$\omega_{\text{в.в.}} = \frac{2V}{D} = \frac{2 \cdot 1,5}{0,5} = 6 \frac{1}{\text{с}}$$

Число оборотов ведомого вала

$$n_{\text{в.в.}} = \frac{30\omega_{\text{в.в.}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 6}{3,14} = 57,3 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

### Интервал, в котором изменяется число оборотов вала электродвигателя

$$n_{\text{эл.дв. мин}} \leq n_{\text{эл.дв.}} \leq n_{\text{эл.дв. макс}}$$

Где  $n_{\text{эл.дв. мин}}$  и  $n_{\text{эл.дв. макс}}$  соответственно минимально и максимально возможное число оборотов вала электродвигателя.

### Минимальное передаточное число привода

$$u_{\text{мин}} = u_{\text{рем.п. мин}} \cdot u_{\text{к.п. мин}} \cdot u_{\text{цеп.п. мин}}$$

Где  $u_{\text{рем.п. мин}}$  – минимальное передаточное число ременной передачи;

$u_{\text{к.п. мин}}$  – минимальное передаточное число конической передачи;

$u_{\text{цеп.п. мин}}$  – минимальное передаточное число цепной передачи.

Минимальные значения передаточных чисел передач выбираются из таблицы 1.1

$$u_{\text{мин}} = u_{\text{рем.п. мин}} \cdot u_{\text{к.п. мин}} \cdot u_{\text{цеп.п. мин}} = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$$

### Максимальное передаточное число привода

$$u_{\text{макс}} = u_{\text{рем.п. макс}} \cdot u_{\text{к.п. макс}} \cdot u_{\text{цеп.п. макс}}$$

Где  $u_{\text{рем.п. мин}}$  – максимальное передаточное число ременной передачи;

$u_{\text{к.п. мин}}$  – максимальное передаточное число конической передачи;

$u_{\text{цеп. п. мин}}$  – максимальное передаточное число цепной передачи.

Максимальные значения передаточных чисел передач выбираются из таблицы 1.1

$$u_{\text{макс}} = u_{\text{рем.п. макс}} \cdot u_{\text{к.п. макс}} \cdot u_{\text{цеп.п. макс}} = 6 \cdot 5 \cdot 4 = 120$$

### Минимальное число оборотов электродвигателя

$$n_{\text{элв. мин}} = n_{\text{в.в.}} \cdot u_{\text{мин}} = 57,3 \cdot 8 = 458,4 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

### Максимальное число оборотов электродвигателя

$$n_{\text{элв. макс}} = n_{\text{в.в.}} \cdot u_{\text{макс}} = 57,3 \cdot 120 = 6876 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

### Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр.элв}} = \frac{P_{\text{тр}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{15000}{0,91} \approx 16484 \text{ Вт}$$

### Требуемая пусковая мощность электродвигателя

$$P_{\text{пуск. элв}} = P_{\text{тр.элв}} \cdot k_{\text{пуск}} = 16484 \cdot 1,3 \approx 21429 \text{ Вт}$$

### Эквивалентная мощность электродвигателя

$$P_{\text{экв. элв}} = P_{\text{тр.элв}} \sqrt{T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2 + T_3^3 \cdot t_3}$$

Где:  $T_1, T_2, T_3$  – значения моментов с графика загрузки привода;

$t_1, t_2, t_3$  – время действия момента с графика загрузки привода.

$$P_{\text{экв. элв}} = P_{\text{тр.элв}} \sqrt{T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2 + T_3^3 \cdot t_3} = 16484 \sqrt{1,3^3 \cdot 0,05 + 1^3 \cdot 0,8 + 0,7^3 \cdot 0,2} \approx 16,5 \text{ кВт}$$

### Электродвигатель для привода конвейера

Электродвигатель для привода конвейера выбирается по эквивалентной мощности из таблицы 1.2. по условию:

$$P_{\text{элв}} \approx P_{\text{экв. элв}}$$

Допускается перегрузка электродвигателя не более чем на 5 %, большая перегрузка ведет к нагреву обмоток и выходу его из строя. Недогрузка так же ограничена и не должна превышать 20%. Большая недогрузка ведет к снижению к.п.д. электродвигателя и снижению  $\cos \varphi$  питающей сети.

Выбор конкретного электродвигателя по синхронной частоте вращения вала проводится по условию:

$$n_{\text{элв. мин}} \leq n_{\text{эл.дв}} \leq n_{\text{элв. макс}}$$

$$n_{\text{элв. мин}} = 458,4 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \leq n_{\text{эл.дв}} \leq n_{\text{элв. макс}} = 6876 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

В нашем случае можно выбрать электродвигатель из любого столбца таблицы 1.2, но предпочтительнее использовать электродвигатели с синхронной частотой вращения 3000 об/мин и 1500 об/мин.

Выбираем электродвигатель 160М4/1465, мощностью 18,5 кВт и частотой вращения вала 1465 об/мин.

### Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{эл.дв.}}}{n_{\text{в.в.}}} = \frac{1465}{57,3} = 25,57$$

### Передаточное число редуктора

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{рем.п.}} \cdot u_{\text{цеп.п.}}} \leq 4$$

Принимаем передаточное число ременной  $u_{\text{рем.п. мин}} = 3$  и цепной  $u_{\text{цеп.п. мин}} = 3$  передач.

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{рем.п.}} \cdot u_{\text{цеп.п.}}} = \frac{25,57}{3 \cdot 3} = 2,84$$

### Частота вращения валов привода

$$n_1 = n_{\text{эл.дв.}} = 1465 \text{ об / мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{рем.п.}}} = \frac{1465}{3} = 488,3 \text{ об / мин};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{ред}}} = \frac{488,3}{2,84} = 171,9 \text{ об / мин};$$

$$n_4 = n_{\text{в.в.}} = \frac{n_3}{u_{\text{цеп.п.}}} = \frac{171,9}{3} = 57,3 \text{ об / мин}.$$

### Мощность на валах привода

$$P_4 = P_{\text{тр}} = P_{\text{в.в.}} = 15000 \text{ Вт};$$

$$P_3 = \frac{P_4}{\eta_{\text{цеп.п.}}} = \frac{15000}{0,96} = 15625 \text{ Вт};$$

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta_{\text{к.п.}}} = \frac{15625}{0,97} = 16108 \text{ Вт};$$

$$P_1 = P_{\text{тр.эл.дв.}} = \frac{P_2}{\eta_{\text{рем.п.}}} = \frac{16108}{0,98} = 16437 \text{ Вт}.$$

### Моменты на валах привода

$$T_4 = T_{\text{в.в.}} = \frac{F \cdot D}{2} = \frac{10000 \cdot 0,5}{2} = 2500 \text{ Нм};$$

$$T_3 = \frac{T_4}{\eta_{\text{цеп.п.}} \cdot u_{\text{цеп.п.}}} = \frac{2500}{0,96 \cdot 3} = 868,1 \text{ Нм};$$

$$T_2 = \frac{T_3}{\eta_{\text{к.п.}} \cdot u_{\text{ред}}} = \frac{1302,08}{0,97 \cdot 2,84} = 315,1 \text{ Нм};$$

$$T_1 = T_{\text{эл.дв.}} = \frac{T_2}{\eta_{\text{рем.п.}} \cdot u_{\text{рем.п.}}} = \frac{315,1}{0,98 \cdot 3} = 107,2 \text{ Нм}.$$

## Рекомендуемая литература

### Основная литература:

- 1) Основы технической механики [Текст]: учеб. для студентов учреждений сред. проф. образования / И. С. Опарин. - 5-е изд., стер. - М. : Академия, 2014. - 142 с. 10 экз
- 2) Молотников В. Я. Техническая механика [Электронный ресурс] / Молотников В. Я., - : Лань, 2017. - 476 с. - Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/91295>
- 3) Митрякова Н.Б. Учебное пособие конспект лекций по дисциплине "Техническая механика" для всех специальностей технического профиля [Электронный учебник] / Н. Б. Митрякова. - Саратов: "ГАПОУ СО "САСК", 2014. - 42 с.– Режим доступа: <https://lib.rucont.ru/efd/270323>

### Дополнительная литература:

- 4) Ивченко В.А. Техническая механика: Учебное пособие.-М.:ИНФРА-М., 2003. – 176 с.
- 5) Мовнин М.С. Основы теоретической механики – Л.: Машиностроение, 1990. -344 с.
- 6) Олофинская В.П. Техническая механика: Курс лекций с вариантами практических и тестовых заданий: Учебное пособие.- М.:ФОРУМ:ИНФРА-М, 2007. – 249 с.
- 7) Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Детали машин М.: 2001.– 285с.

1. е
2. <http://kursavik-dm.narod.ru/Download.htm> Детали машин. Программы, курсовые проекты, чертежи
3. <http://shop.ecnmx.ru/books/a-14372.html> Учебник Аркуша А.И. Теоретическая механика и сопротивление материалов.

## Содержание

Введение.....	3
<b>Тема растяжение –сжатие</b>	
<b>задача № 1</b> Расчет статически определимого ступенчатого стержня без учета собственного веса.....	4
<b>задача № 2</b> Расчет стержневых систем	
<b>задача № 3</b> Расчет вала при повторно-переменных нагрузках.....	11
<b>задача № 4</b> Кинематический и силовой расчет привода .....	20
рекомендуемая литература .....	35

## Содержание