

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Дмитриев Николай Николаевич  
Должность: Ректор  
Дата подписания: 09.06.2026 06:07:00  
Уникальный программный ключ:  
f7c6227919e4cdbfb4d7b68204ff8553b77c8a

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ДЕПАРТАМЕНТ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И  
РЫБОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОМПЛЕКСА**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского**

**Колледж автомобильного транспорта и агротехнологий**

**ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

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

**Учебно-методическое пособие**

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 2021 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, 2021. - 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, 2021

## 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  $s$ .

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:  
$$\sum \dot{a} F_{Kx} = 0$$
, где ось  $X$  – 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.:

$$\sigma_{1-1} = \frac{N_{1-1}}{A_{1-1}} \text{ Equation.3} ; \quad \sigma_{II-II} = \frac{N_{II-II}}{A_{II-II}} \text{ Equation.3}$$

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 допусковым напряжением:

$$\sigma_{\text{макс}} \leq [\sigma]$$

*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  $[\sigma]_p = 125 \text{ МПа}$

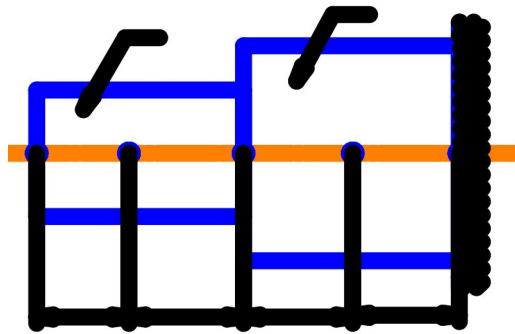


Рис. 1

### Данные для расчетов

| №<br>n/n<br>(последняя<br>цифра<br>зачетной<br>книжки) | Приложенные силы,<br>кН |                |                | Площадь<br>поперечного<br>сечения, см <sup>2</sup> |                | Геометрические<br>размеры, м |     |     | Точки<br>приложения и<br>направление сил,<br>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:

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

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 МПа*

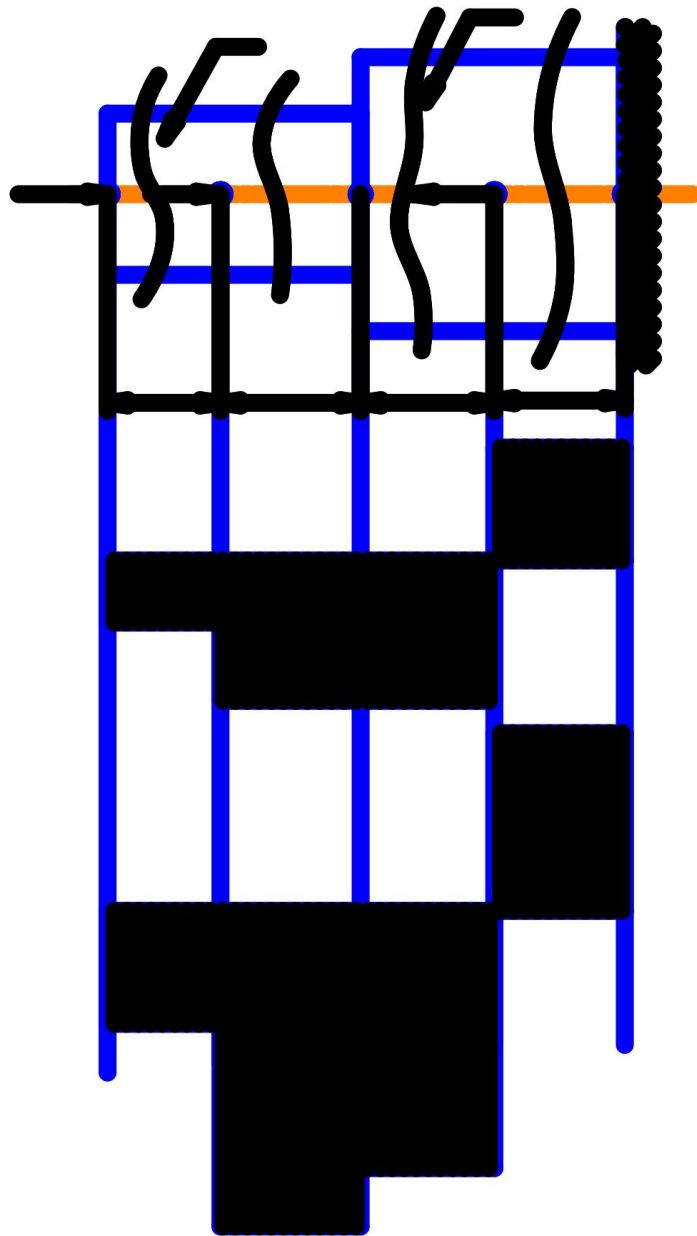


Рис.2

**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.

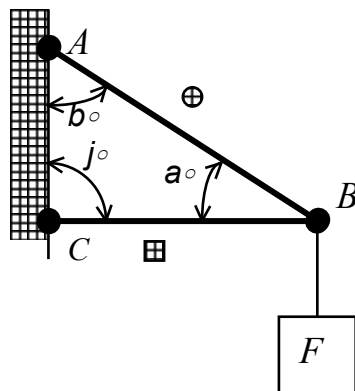


Рис. 3

### Данные для расчетов

| № п/п<br>(Последняя цифра<br>зачетной книжки) | Марка стали | $a^\circ$ | $b^\circ$ | $j^\circ$ | $F, Kh$ |
|---|-------------|-----------|-----------|-----------|---------|
| 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 .

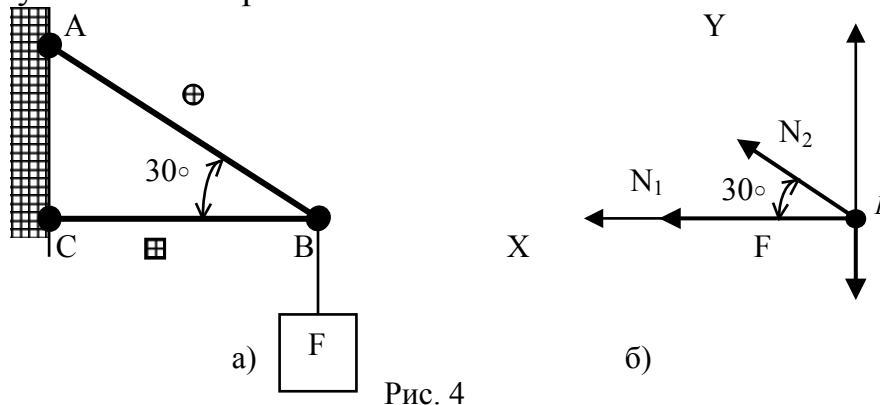


Рис. 4

**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)

$$\begin{aligned} \overset{\circ}{a} F_{kx} &= N_1 + N_2 \cos 30^\circ = 0; \\ \overset{\circ}{a} F_{ky} &= -F + N_2 \sin 30^\circ = 0; \end{aligned}$$

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

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

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

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  $[s]_c = 0.8 * [s]_p$ .

$$\begin{aligned} \text{В нашем случае по таблице для ст.3 определяем, что } [s]_p &= 125 \text{МПа,} \\ [s]_c &= 0.8 * 125 = 100 \text{МПа} \end{aligned}$$

Таблица значений допускаемых напряжений

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

|  |     |     |     |     |
|--|-----|-----|-----|-----|
| Допускаемое напряжение<br>(статическая нагрузка),<br>$[s]_p$ , МПа | 115 | 125 | 140 | 165 |
|--|-----|-----|-----|-----|

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

$$s_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \cdot \xi [s]$$

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

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

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

Площадь круглого поперечного сечения определяется по формуле

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

диаметр стержня  $AB$  равен

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

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 |      |      |                    |                    |          |

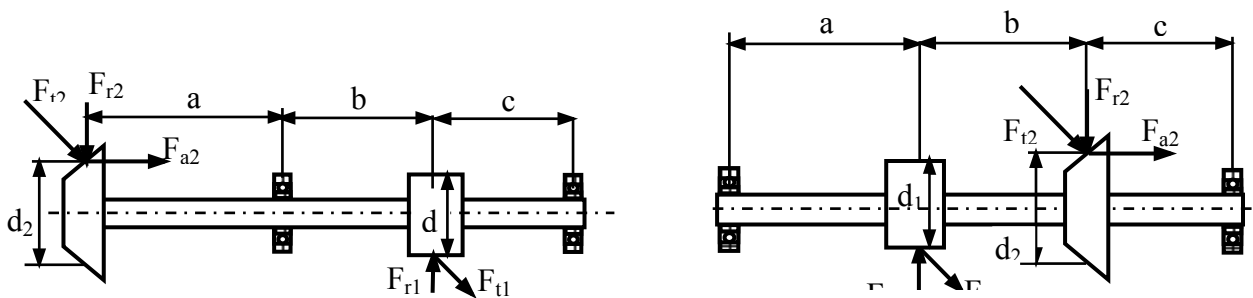


Рис.1

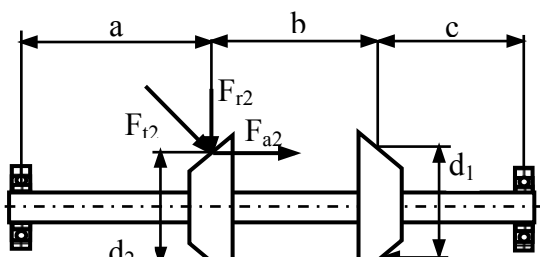


Рис.3

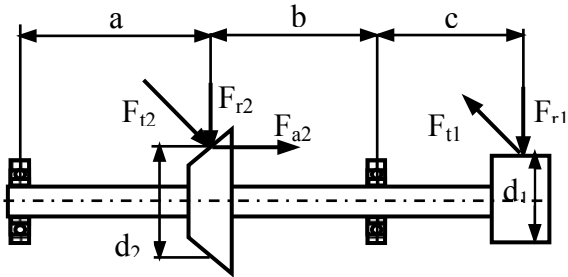


Рис.5

Рис.4

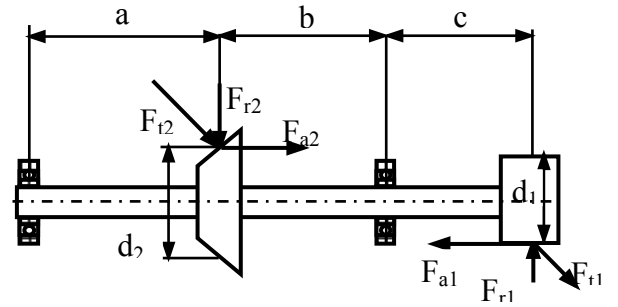


Рис.6

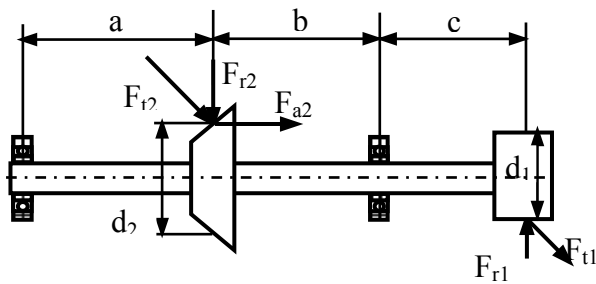


Рис.7

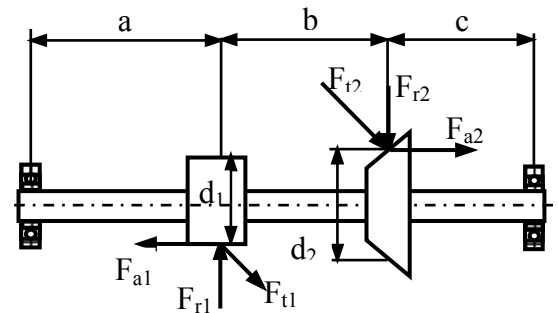


Рис.8

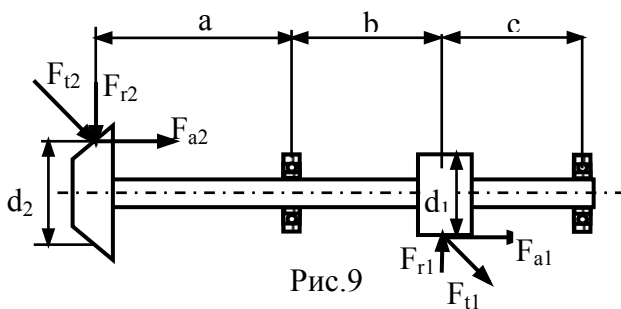


Рис.9

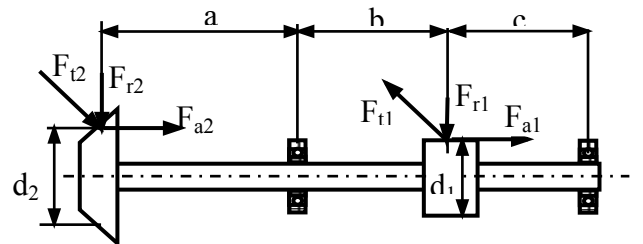


рис.0

### Общий порядок выполнения расчета

1. Определяем крутящий момент передаваемый валом;

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

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:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{экв}}}{\rho[\text{s}]}}$$

где  $[\text{s}]$  – пониженное допускаемое напряжения изгиба,  $[\text{s}] = 50,60$  МПа.

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

- 13 Диаметр вала в месте установки зубчатого колеса:

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\rho[\text{t}]}}$$

где  $[\text{t}]$  – пониженное допускаемое напряжения кручения,  $[\text{t}] = 20,25$  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:

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

где  $[\text{t}]$  – пониженное допускаемое напряжения кручения,  $[\text{t}] = 20,35$  МПа.

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

### Механические свойства сталей

| Марка стали | Диаметр заготовки | Твердость, НВ | Механические характеристики, МПа |       |       |          |          |
|-------------|-------------------|---------------|----------------------------------|-------|-------|----------|----------|
|             |                   |               | $s_{вp}$                         | $s_T$ | $t_T$ | $s_{-1}$ | $t_{-1}$ |
| Сталь 45    | Любой до 80       | 200           | 560                              | 280   | 150   | 250      | 150      |
| Сталь 40X   |                   | 270           | 900                              | 650   | 390   | 380      | 230      |
| Сталь 40 ХН | Любой до 120      | 200           | 730                              | 500   | 280   | 320      | 200      |
|             |                   | 270           | 900                              | 750   | 450   | 410      | 240      |
| Сталь 20 X  | Любой до 200      | 240           | 820                              | 650   | 390   | 360      | 210      |
|             |                   | 270           | 920                              | 750   | 450   | 420      | 250      |
|             | Любой до 120      | 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  |                     | 7            | 4,4            | 50 – 200   |
| » 65 » 75         | 20             | 12  | 0,6-0,8             | 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   |

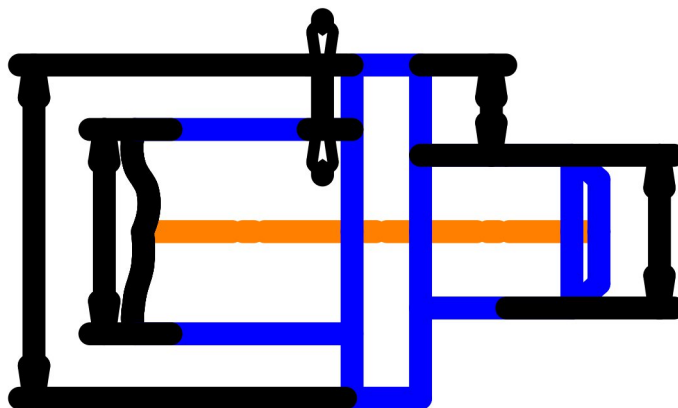


Рис. 1.

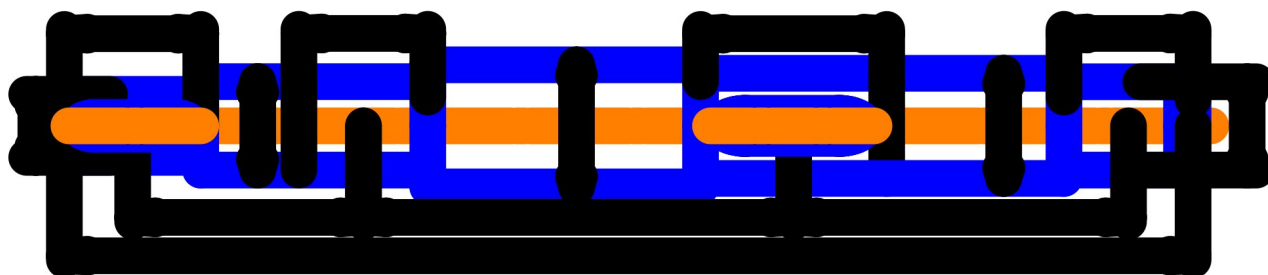


Рис. 2.

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:

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

2. Определяем усилия в зацеплении передач:

- Цилиндрическая передача

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

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

- Коническая передача

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

5. Определяем моменты в характерных сечениях вертикальной плоскости:

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

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

$$M_D = F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}(a + \vartheta) - y_A\vartheta = 179,52 \times \frac{0,38}{2} - 217,82 \times 0,25 - 134,25 \times 0,1 = -33,77$$

Н·м;

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

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

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

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

$$\begin{aligned} \dot{a} m_B(F_k) &= F_{t2}(a + b + c) - X_A(b + c) + F_{t1}c = 0; \\ X_A &= \frac{F_{t2}(a + b + c) + F_{t2}c}{(b + c)} = \frac{598,4 \times (150 + 100 + 100) + 1895 \times 100}{100 + 100} = 1994,7 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{a} m_A(F_k) &= F_{t2}a - X_B(b + c) - F_{t1}b = 0 \\ X_B &= \frac{F_{t2}a - F_{t2}b}{(b + c)} = \frac{598,4 \times 50 - 1895 \times 100}{100 + 100} = -498,7 \text{ Н} \end{aligned}$$

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

7. Определяем моменты в характерных сечениях горизонтальной плоскости:

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

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

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

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (на рис. 3, д)

8. Определяем суммарные изгибающие моменты:

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

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

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

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

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

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

9. Определяем крутящие моменты на участках вала:

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

По полученным данным строим эпюру крутящих моментов

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

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

11. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d^3 \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{экв}}}{\rho[\text{с}]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 144,87 \times 10^3}{3,14 \times 60}} = 29,09 \text{ мм}$$

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:

$$d^3 \sqrt[3]{\frac{16T}{\rho[\text{т}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 113,7 \times 10^3}{3,14 \times 25}} = 41,75 \text{ мм}$$

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:

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

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

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

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

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

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

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

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

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:

$$t_{сп1} = \frac{2T}{l_1 d_{к1} b} = \frac{2 \times 13,7 \times 10^3}{38 \times 42 \times 2} = 11,87 \text{ МПа} \leq [t]_{сп} = 70 \text{ МПа}$$

$$t_{сп2} = \frac{2T}{l_2 d_{к2} b} = \frac{2 \times 13,7 \times 10^3}{22 \times 28 \times 8} = 46,15 \text{ МПа} \leq [t]_{сп} = 70 \text{ МПа}$$

Прочность шпонок по касательным напряжениям обеспечена.

17. Проверяем прочность шпонок по нормальным напряжениям смятия:

$$s_{см1} = \frac{2T}{l_1 d_{к1} (h - t_1)} = \frac{2 \times 13,7 \times 10^3}{38 \times 42 \times (8 - 5)} = 47,5 \text{ МПа} \leq [s]_{см} = 150 \text{ МПа}$$

$$s_{см2} = \frac{2T}{l_2 d_{к2} (h - t_1)} = \frac{2 \times 13,7 \times 10^3}{22 \times 28 \times (7 - 4)} = 123,05 \text{ МПа} \leq [s]_{см} = 150 \text{ МПа}$$

Прочность шпонок по нормальным напряжениям смятия обеспечена.

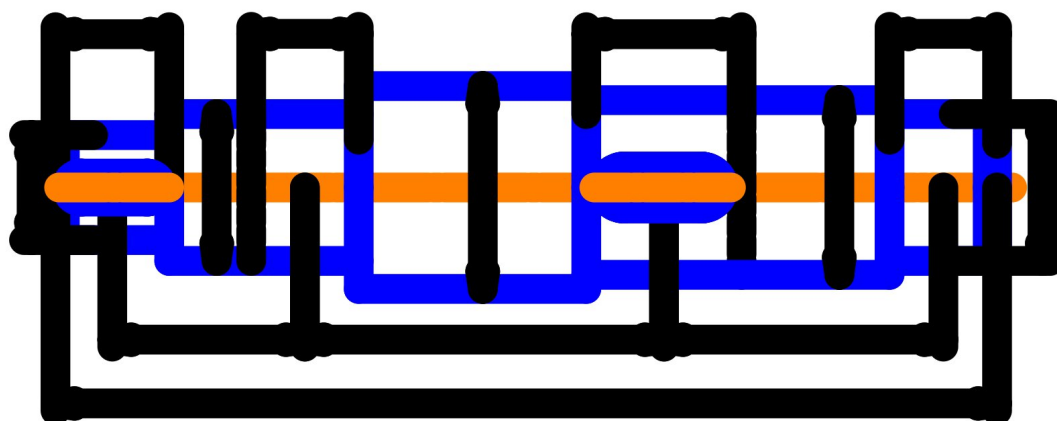


Рис. 4.

#### 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  $\eta_1$  Equation.3 .  $\eta_2$  Equation.3 . . . .  $\eta_n$  Equation.3 - 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

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

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>);  $h_{np}$  - КПД привода, определенный по формуле (1):

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

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

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

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

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

$$n_{в.в.} = \frac{30w_{в.в.}}{\rho}$$

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

4. Пределы изменения передаточного отношения привода равны:

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

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

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:

$$n_{\min} = U_{\min} \times i; \quad n_{\max} = U_{\max} \times i;$$

Выбираем электродвигатели, соответствующие условию:

$$n_{\min} < n_n < n_{\max} \text{ Equation.3}$$

5. Требуемая мощность электродвигателя

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

6. Требуемая пусковая мощность электродвигателя

$$P_{\text{пуск.элдв}} = P_{\text{тр.элдв}} \times K_{\text{пуск}}$$

7. Эквивалентная мощность электродвигателя

$$P_{\text{экв.элдв}} = P_{\text{тр.элдв}} \sqrt{T_1^3 \times K_1 + T_2^3 \times K_2 + T_3^3 \times K_3}$$

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.

$$P_{\text{экв.элдв}} = P_{\text{тр.элдв}} \sqrt{T_1^3 \times K_1 + T_2^3 \times K_2 + T_3^3 \times K_3}$$

8. Электродвигатель для привода конвейера

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

$$P_{\text{элдв}} \gg P_{\text{экв.элдв}}$$

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  $\cos \phi$  питающей сети.

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

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

## Электродвигатели единой серии

| Мощность<br>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

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

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

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

$$P_3 = \frac{P_n}{h_n}; P_2 = \frac{P_3}{h_3}; P_1 = P_{\text{тр.эл.дв}} = \frac{P_2}{h_2}$$

## 13. Моменты на валах привода

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

$$T_3 = \frac{T_n}{h_3 \times u_3}; T_2 = \frac{T_3}{h_2 \times u_2}; T_1 = T_{\text{эл.дв}} = \frac{T_2}{h_1 \times u_1}$$

### 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.

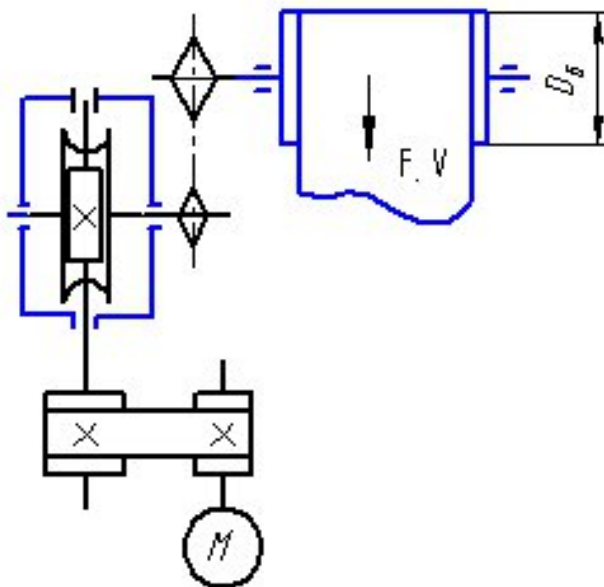
Необходимо: подобрать электродвигатель, провести кинематический и силовой расчет привода.

### 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

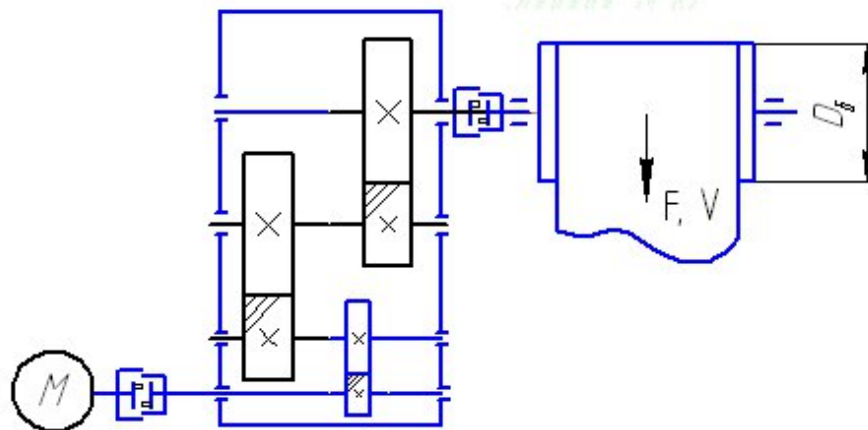
|                 | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9   | 0    |
|-----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|------|
| $F, \text{кН}$  | 40   | 65   | 38   | 28   | 45   | 52   | 25   | 16   | 20  | 18   |
| $V, \text{м/с}$ | 0,10 | 0,20 | 0,15 | 0,20 | 0,12 | 0,16 | 0,19 | 0,40 | 0,5 | 0,55 |
| $D, \text{мм}$  | 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

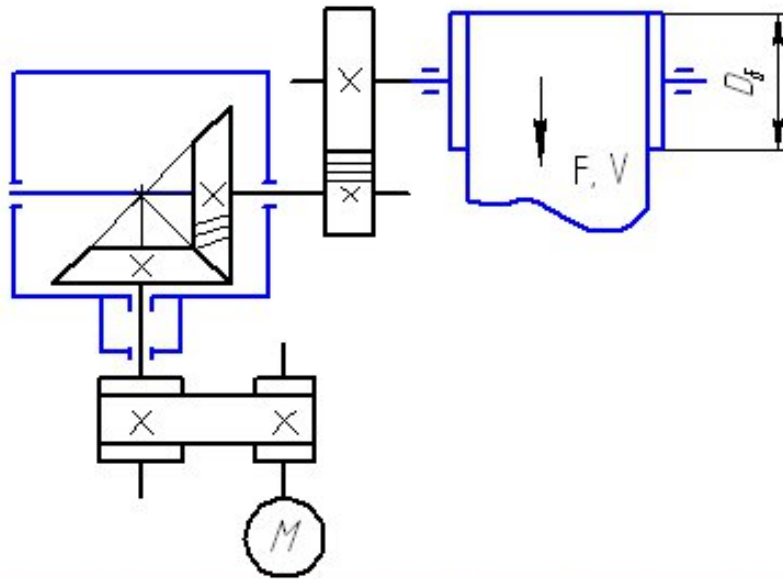
|          | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 0   |
|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $F, кН$  | 14  | 5   | 8   | 22  | 15  | 12  | 5   | 16  | 10  | 8   |
| $V, м/с$ | 1,1 | 2,2 | 1,3 | 1,2 | 1,1 | 1,6 | 1,9 | 1,4 | 1,5 | 1,5 |
| $D, мм$  | 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

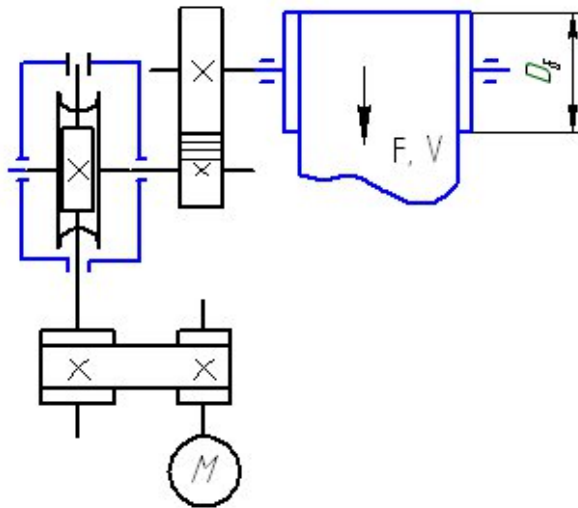
|           | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9   | 0    |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|------|
| $F, H$    | 10   | 15   | 28   | 15   | 14   | 12   | 17   | 26   | 20  | 8    |
| $V, м/с$  | 0,30 | 0,40 | 0,50 | 1,50 | 0,50 | 0,65 | 0,60 | 0,40 | 0,7 | 0,75 |
| $D_d, мм$ | 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

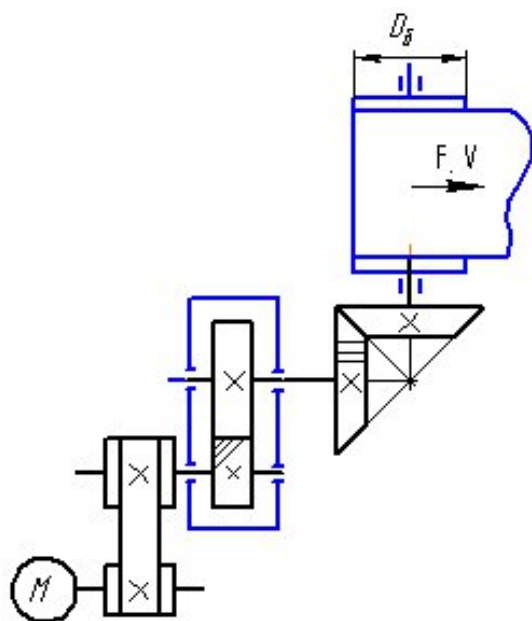
|          | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9   | 0    |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|------|
| $F, Н$   | 30   | 45   | 18   | 20   | 45   | 52   | 35   | 46   | 20  | 45   |
| $V, м/с$ | 0,10 | 0,20 | 0,25 | 0,20 | 0,10 | 0,12 | 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

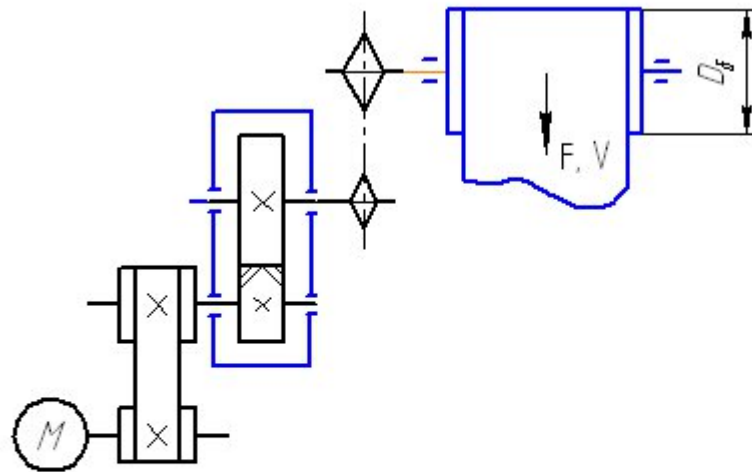
|           | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 0   |
|-----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $F, кН$   | 10  | 5   | 18  | 22  | 15  | 12  | 8   | 16  | 10  | 8   |
| $V, м/с$  | 1,5 | 2,5 | 1,2 | 0,6 | 1,2 | 1,4 | 1,5 | 1,2 | 2,5 | 0,8 |
| $D_d, мм$ | 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

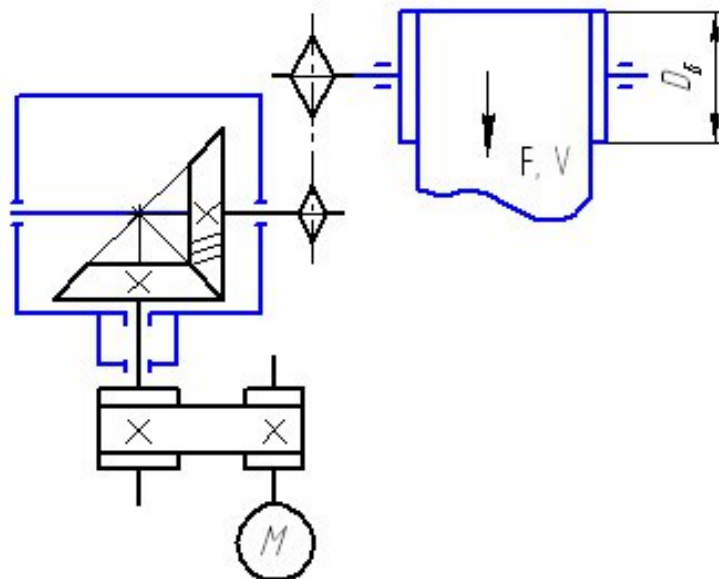
|                  | 1   | 2   | 3   | 4    | 5    | 6   | 7   | 8   | 9   | 0   |
|------------------|-----|-----|-----|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| $F, \text{кН}$   | 4,4 | 5,2 | 1,8 | 12,5 | 10,5 | 6,2 | 2,5 | 1,6 | 3   | 6   |
| $V, \text{м/с}$  | 1,1 | 2,2 | 4,3 | 1,0  | 1,4  | 2,6 | 1,9 | 5,4 | 3,5 | 2,5 |
| $D_d, \text{мм}$ | 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

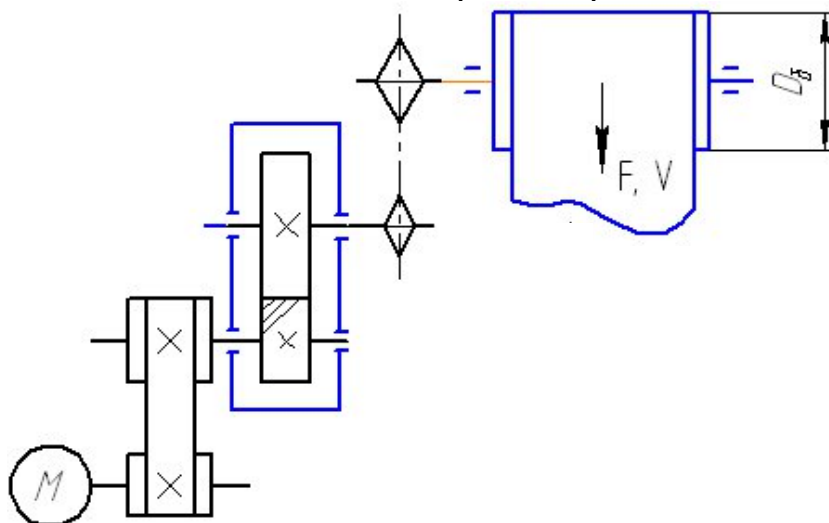
|           | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9   | 0    |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|------|
| $F, кН$   | 10   | 15   | 18   | 8    | 14   | 22   | 15   | 16   | 20  | 18   |
| $V, м/с$  | 0,50 | 0,60 | 0,60 | 1,50 | 0,50 | 0,45 | 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.





### Пример выполнения:

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

### Коэффициент полезного действия привода

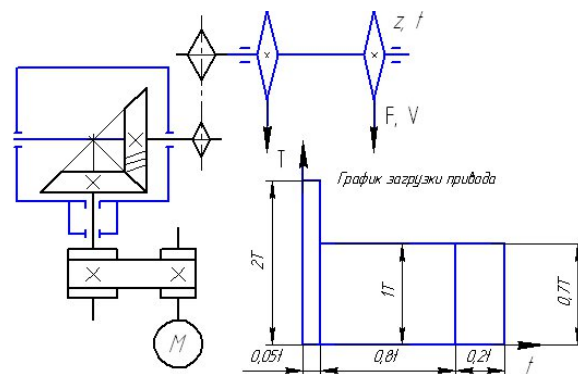
$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рем.п.}} \cdot \eta_{\text{к.п.}} \cdot \eta_{\text{цеп.п.}}$$

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

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

### Максимальное передаточное число привода

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

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

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

### Минимальное число оборотов электродвигателя

$$n_{\text{эл.дв. мин}} = n_{\text{в.в.}} \times u_{\text{мин}} = 57,3 \times 8 = 458,4 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

### Максимальное число оборотов электродвигателя

$$n_{\text{эл.дв. макс}} = n_{\text{в.в.}} \times u_{\text{макс}} = 57,3 \times 20 = 6876 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

### Требуемая мощность электродвигателя

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

### Требуемая пусковая мощность электродвигателя

$$P_{\text{пуск.эл.дв}} = P_{\text{тр.эл.дв}} \times k_{\text{пуск}} = 16484 \times 1,3 \approx 21429 \text{ Вт}$$

### Эквивалентная мощность электродвигателя

$$P_{\text{экв.эл.дв}} = P_{\text{тр.эл.дв}} \sqrt{T_1^3 \times k_1 + T_2^3 \times k_2 + T_3^3 \times k_3}$$

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.

$$P_{\text{экв.эл.дв}} = P_{\text{тр.эл.дв}} \sqrt{T_1^3 \times k_1 + T_2^3 \times k_2 + T_3^3 \times k_3} = 16484 \sqrt{1,3^3 \times 0,05 + 1^3 \times 0,8 + 0,7^3 \times 0,2} \approx 16,5 \text{ кВт}$$

### Электродвигатель для привода конвейера

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

$$P_{\text{эл.дв}} \gg P_{\text{экв.эл.дв}}$$

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  $\cos \phi$  питающей сети.

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

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

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

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

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{i_{\text{рем.п.}} \cdot \mathcal{H}_{\text{цеп.п.}}} \approx 4$$

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

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

### 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

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

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

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

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

## 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**

### Тема растяжение –сжатие

**задача № 1** Расчет статически определимого ступенчатого стержня без учета собственного веса.....4

**задача № 2** Расчет стержневых систем

**задача № 3** Расчет вала при повторно-переменных нагрузках.....11

**задача № 4** Кинематический и силовой расчет привода .....20  
рекомендуемая литература .....35

## Содержание