

ТО ЧТО В ТЕТРАДКЕ

## Пример расчета двухступенчатой зубчатой передачи

**Задание.** Рассчитать привод, состоящий из горизонтального двухступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора (рис. 1).

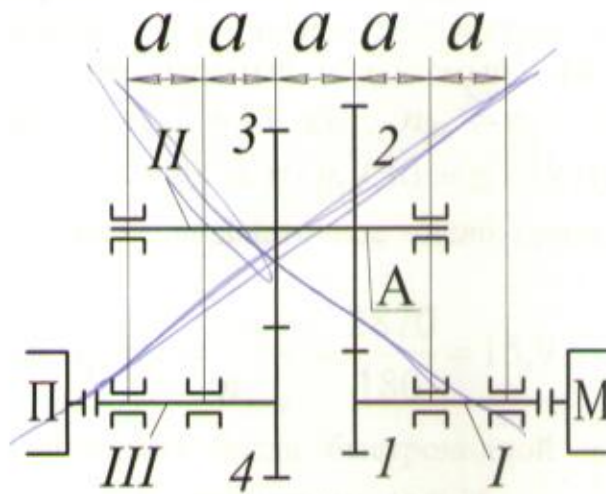


Рис. 1. Привод:

Дано: мощность на валу потребителя  $N_{\text{вых}} = 1,0$  кВт, частота вращения вала потребителя  $n_{\text{вых}} = 180$  об/мин, расстояния между опорами и зубчатыми колесами  $a = 100$  мм.

**Решение.**

### 1. Кинематический расчет привода.

1.1. Составляем кинематическую схему привода, на которой обозначаем все валы и условно показываем направление их вращения и вращающих моментов (рис. 2).

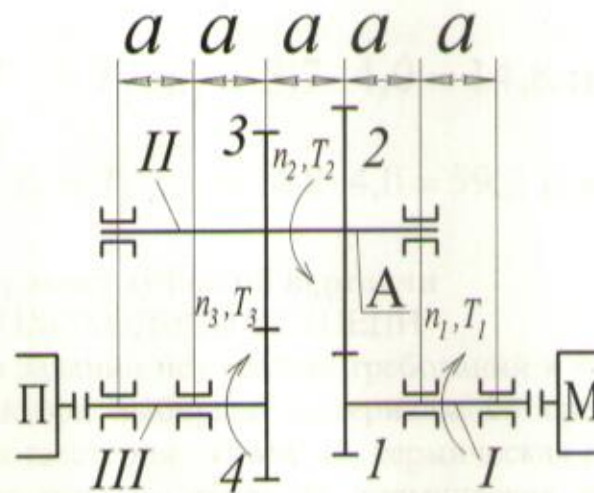


Рис. 2. Кинематическая схема привода

1. Определяем общий КПД привода:

$$\eta = \eta_1^2 \eta_2^2 = 0,98^2 \cdot 0,99^3 = 0,94$$

где:  $\eta_1 = 0,98$  – КПД пары цилиндрических зубчатых колес;  $\eta_2 = 0,99$  – КПД пары подшипников качения.

1.2. Требуемая мощность электродвигателя

$$N_{mp} = \frac{N_{вых}}{\eta} = \frac{1,0}{0,94} \approx 1,1 \text{ кВт.}$$

1.3. По требуемой мощности (по справочным таблицам) с учетом возможностей привода, выбираем электродвигатель трехфазный короткозамкнутый серии 4А, закрытый, обдуваемый – **4А71В2** (ГОСТ 19523-66) с параметрами:  $N_{дв} = 1,1$  кВт,  $n_{дв} = n_1 = 2870$  об/мин., угловая скорость вала двигателя  $\omega_{дв} = \omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 = \pi \cdot 2870 / 30 = 300,4 \text{ с}^{-1}$ .

1.4. Определяем общее передаточное число привода и разбиваем его по ступеням передачи:

$$u = u_1 \cdot u_2 = \frac{n_1}{n_{вых}} = \frac{2870}{180} = 15,9 \quad ,$$

где:  $u_1$  и  $u_2$  - передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней редуктора. По ГОСТ 2185-66 [2] принимаем  $u = 16$ .

Разбиваем общее передаточное число:  $u_1 = u_2 \approx \sqrt{u} = \sqrt{16} = 4,0$

1.5. Частота вращения второго вала редуктора

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{2870}{4} = 717 \text{ об/мин.}$$

1.6. Вращающие моменты:

на первом валу

$$T_1 = \frac{N_{mp}}{\omega_1} = \frac{1,1 \cdot 10^3}{300,4} = 3,7 \text{ Н·м;}$$

на втором валу

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 = 3,7 \cdot 4,0 = 14,8 \text{ Н·м;}$$

на третьем валу

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 = 14,8 \cdot 4,0 = 59,2 \text{ Н·м.}$$

## 2. Проектный расчет зубчатой передачи

### 2.1. РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ

2.1.1. Так как в задании нет особых требований к габаритам передачи, для зубчатых колес редуктора выбираем материалы со средними механическими характеристиками: для шестерни - **сталь 45**, термическая обработка – улучшение, твердость **HB 230**; для колеса - **сталь 45**, термическая обработка – улучшение, твердость **HB 200**.

2.1.2. Определяем допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]},$$

где  $\sigma_{H \lim b}$  - предел контактной выносливости при базовом числе циклов нагружения. По справочным данным [2]  $\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot HB + 70$ ;



$K_{HL}$  - коэффициент долговечности; при числе циклов больше базового, принимают  $K_{HL} = 1$ ;  $[S_H] = 1,10$  - коэффициент безопасности [2].

Для прямозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение определяем по формуле [2]

$$\text{для колеса} \quad [\sigma_H] = \frac{(2 \cdot 200) \cdot 1}{1,1} = 428, \text{ МПа}$$

2.1.3. По условию контактной прочности активных поверхностей зубьев определяем межосевое расстояние редуктора [2]

$$a_{\omega T} = K_a (u_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot u_2^2 \cdot \psi_{baT}}},$$

где  $K_H$  - коэффициент нагрузки. Предварительно принимаем по [2]  $K_H = 1,25$ ;  $\psi_{baT} = b / a_{\omega} = 0,25$  - коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию [2];  $K_a = 49,5$  для прямозубых колес;  $u_2 = 4,0$  - передаточное число тихоходной ступени редуктора.

$$a_{\omega T} = 49,5(4 + 1) \sqrt[3]{\frac{59,2 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{[428]^2 \cdot 4^2 \cdot 0,25}} = 117 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66  $a_{\omega T} = 125$  мм.

2.1.4. Определяем модуль зацепления

$$m_T = (0,01 \dots 0,02) a_{\omega T} = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм;}$$

по ГОСТ 9563-60 принимаем  $m_T = 2,0$  мм.

2.1.5. Определяем числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_3 = \frac{2a_{\omega T}}{(u + 1)m_T} = \frac{2 \cdot 125}{(4 + 1) \cdot 2} = \frac{250}{10} = 25.$$

Тогда  $z_4 = z_1 \cdot u_2 = 25 \cdot 4 = 100$

2.1.6. Определяем основные размеры шестерни и колеса:

диаметры делительные

$$d_3 = m_T \cdot z_1 = 2 \cdot 25 = 50 \text{ мм;}$$

$$d_4 = m_T \cdot z_2 = 2 \cdot 100 = 200 \text{ мм.}$$

Проверка:  $a_{\omega T} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{50 + 200}{2} = 125 \text{ мм;}$

диаметры вершин зубьев:

$$d_{a3} = d_3 + 2m_T = 50 + 2 \cdot 2 = 54 \text{ мм;}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_T = 200 + 2 \cdot 2 = 204 \text{ мм;}$$

ширина колеса  $b_4 = \psi_{baT} \cdot a_{\omega T} = 0,25 \cdot 125 \approx 30$  мм;

ширина шестерни  $b_3 = b_4 + 5 = 30 + 5 = 35$  мм.

2.1.7. Определяем окружную скорость колес тихоходной ступени

$$v = \frac{\omega_3 d_3}{2} = \frac{\pi \cdot n_{\text{вых}} d_3}{30 \cdot 2} = \frac{\pi \cdot 180 \cdot 50}{60} \approx 0,5 \text{ м/с.}$$

При такой скорости для прямозубых колес следует принять 8-ю степень точности.

2.1.8. Проверяем контактные напряжения:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_{\omega T}} \sqrt{\frac{T_3 K_H (u_2 + 1)^3}{b_4 \cdot u_2^2}} = \frac{310}{125} \sqrt{\frac{59,2 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot (4 + 1)^3}{35 \cdot 16}} = 402 \text{ МПа}$$

Таким образом,  $\sigma_H < [\sigma_H] = 428 \text{ МПа}$ , т.е. условие прочности выполняется.

2.1.9. Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{окружная } F_{t3} = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 14,8 \cdot 10^3}{50} = 592 \text{ Н;}$$

$$\text{радиальная } F_{r3} = F_{t3} \operatorname{tg} \alpha = 592 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 592 \cdot 0,364 = 215 \text{ Н.}$$

## 2.2. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ

2.2.1. Из условия соосности  $a_{\omega B} = a_{\omega T} = 125 \text{ мм}$ .

Коэффициент  $\psi_{baB} = \psi_{baT} = 0,25$ . Допускаемое контактное напряжение для материала колеса такое же, как в тихоходной ступени  $[\sigma_H] = 428 \text{ МПа}$

Модуль  $m$  для быстроходной ступени принимаем  $m_B = 0,5m_T = 1,0 \text{ мм}$ .

2.2.2. Определяем числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{2a_{\omega B}}{(u_1 + 1)m_B} = \frac{2 \cdot 125}{(4 + 1) \cdot 1} = 50, \quad z_2 = z_1 \cdot u_1 = 50 \cdot 4 = 200.$$

2.2.3. Основные размеры шестерни и колеса:

диаметры делительные

$$d_1 = m_B \cdot z_1 = 1 \cdot 50 = 50 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_B \cdot z_2 = 1 \cdot 200 = 200 \text{ мм.}$$

$$\text{Проверка: } a_{\omega B} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50 + 200}{2} = 125 \text{ мм;}$$

диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_B = 50 + 2 \cdot 1 = 52 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_B = 200 + 2 \cdot 1 = 202 \text{ мм;}$$

$$\text{ширина колеса } b_2 = \psi_{baB} \cdot a_{\omega B} = 0,25 \cdot 125 \approx 30 \text{ мм;}$$

$$\text{ширина шестерни } b_1 = b_2 + 5 = 30 + 5 = 35 \text{ мм.}$$

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bdB} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{30}{50} = 0,6.$$

2.2.4. Определяем окружную скорость колес быстроходной ступени

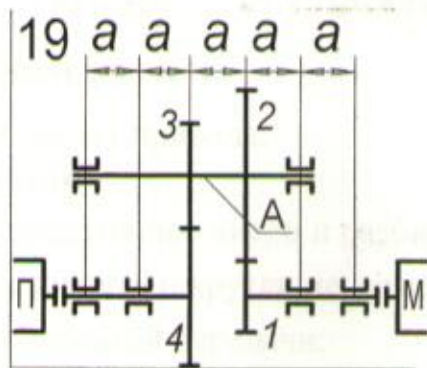


Схема  
к котр. рад.

|              |    |    |    |    |
|--------------|----|----|----|----|
| Угол наклона | 1  | 2  | 3  | 4  |
| Угол наклона | 15 | 30 | 45 | 60 |
| Угол наклона | 90 | 75 | 60 | 45 |

|                      |     |
|----------------------|-----|
| Исторический вариант | 6   |
| 2.3                  | 2.8 |
| 296                  | 141 |

Угол наклона



# Контрольная работа № 1

## РАСЧЕТ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 1. Выполнить следующие расчеты

#### 1. Кинематический расчет привода:

- а) выбрать электродвигатель;
- б) определить общее передаточное число и разбить его по ступеням;
- в) рассчитать угловые скорости и крутящие моменты на валах.

#### 2. Проектный расчет зубчатой передачи:

##### 2.1. Расчет тихоходной ступени;

- а) выбрать материалы зубчатых колес;
- б) определить допускаемые напряжения;
- в) определить межцентровое расстояние;
- г) определить модуль зацепления и числа зубьев зубчатых колес;
- д) определить геометрические размеры зубчатых колес, уточнить межцентровое расстояние;
- е) выполнить проверочный расчет тихоходной ступени.

##### 2.2. Расчет быстроходной ступени;

- а) выбрать материала зубчатых колес;
- ~~б) определить допускаемые напряжения;~~
- в) определить межцентровое расстояние;
- г) определить модуль зацепления и числа зубьев зубчатых колес;
- д) определить геометрические размеры зубчатых колес, уточнить межцентровое расстояние;

~~е) выполнить проверочный расчет быстроходной ступени.~~

##### ~~2.3. Расчет диаметра вала:~~

~~а) по известным размерам изгибающего и крутящего моментов для вала 4 и по третьей теории прочности определить его диаметр, принимая  $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$ .~~

### 1. Таблица числовых вариантов

| Параметры задачи              | Числовые варианты |               |                |               |               |               |               |                |               |                |
|-------------------------------|-------------------|---------------|----------------|---------------|---------------|---------------|---------------|----------------|---------------|----------------|
|                               | 1                 | 2             | 3              | 4             | 5             | 6             | 7             | 8              | 9             | 10             |
| $N_{\text{вых}}$ , кВт        | 1,5               | 1,0           | 7,0            | 1,4           | 2,1           | 2,8           | 3,7           | 5,0            | 2,6           | 4,5            |
| $n_{\text{вых}}$ , об/мин     | 98                | 98            | 104            | 145           | 296           | 145           | 80            | 110            | 100           | 90             |
| <del><math>d</math>, мм</del> | <del>40</del>     | <del>35</del> | <del>100</del> | <del>50</del> | <del>70</del> | <del>80</del> | <del>98</del> | <del>100</del> | <del>85</del> | <del>110</del> |

кося эдик



ПРИЛОЖЕНИЕ

III. Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые  
(по ГОСТ 19523-81)

| Мощность, кВт | Синхронная частота вращения, об/мин |      |                       |             |      |                       |             |      |                       |             |      |                       |
|---------------|-------------------------------------|------|-----------------------|-------------|------|-----------------------|-------------|------|-----------------------|-------------|------|-----------------------|
|               | 3000 V                              |      |                       | 1500        |      |                       | 1000        |      |                       | 750         |      |                       |
|               | Типо-размер                         | s, % | $\frac{T_{п}}{T_{н}}$ | Типо-размер | s, % | $\frac{T_{п}}{T_{н}}$ | Типо-размер | s, % | $\frac{T_{п}}{T_{н}}$ | Типо-размер | s, % | $\frac{T_{п}}{T_{н}}$ |
| 0,55          | 63B2                                | 8,5  |                       | 71A4        | 7,3  |                       | 71B6        | 10   |                       | 80B8        | 9    |                       |
| 0,75          | 71A2                                | 5,9  |                       | 71B4        | 7,5  |                       | 80A6        | 8,4  |                       | 90LA8       | 8,4  |                       |
| 1,1           | 71B2                                | 6,3  |                       | 80A4        | 5,4  |                       | 80B6        | 8,0  |                       | 90LB8       | 7,0  | 1,6                   |
| 1,5           | 80A2                                | 4,2  |                       | 80B4        | 5,8  |                       | 90L6        | 6,4  |                       | 100L8       | 7,0  |                       |
| 2,2           | 80B2                                | 4,3  | 2,0                   | 90L4        | 5,1  | 2,0                   | 100L6       | 5,1  | 2,0                   | 112MA8      | 6,0  |                       |
| 3,0           | 90L2                                | 4,3  |                       | 100S4       | 4,4  |                       | 112MA6      | 4,7  |                       | 112M8       | 5,8  | 1,8                   |
| 4,0           | 100S2                               | 3,3  |                       | 100L4       | 4,7  |                       | 112MB6      | 5,1  |                       | 132S8       | 4,1  |                       |
| 5,5           | 100L2                               | 3,4  |                       | 112M4       | 3,7  |                       | 132S2       | 3,3  |                       | 132M8       | 4,1  |                       |
| 7,5           | 112M2                               | 2,5  |                       | 132S4       | 3,0  |                       | 132M6       | 3,2  |                       | 160S8       | 2,5  | 1,4                   |
| 11,0          | 132M2                               | 2,3  | 1,6                   | 132M4       | 2,8  |                       | 160S6       | 2,7  |                       | 160M8       | 2,5  |                       |
| 15            | 160S2                               | 2,1  |                       | 160S4       | 2,3  |                       | 160M6       | 2,6  |                       | 180M8       | 2,5  |                       |
| 18,5          | 160M2                               | 2,1  |                       | 160M4       | 2,2  |                       | 180M6       | 2,7  |                       | 200M8       | 2,3  |                       |
| 22            | 180S2                               | 2,0  |                       | 180S4       | 2,0  |                       | 200M6       | 2,8  |                       | 200L8       | 2,7  |                       |
| 30            | 180M2                               | 1,9  | 1,4                   | 180M4       | 1,9  | 1,4                   | 200L6       | 2,1  |                       | 225M8       | 1,8  | 1,2                   |
| 37            | 200M2                               | 1,9  |                       | 200M4       | 1,7  |                       | 225M6       | 1,8  |                       | 250S8       | 1,5  |                       |
| 45            | 200L2                               | 1,8  |                       | 200LA       | 1,6  |                       | 250S6       | 1,4  | 1,2                   | 250M8       | 1,4  |                       |
| 55            | 225M2                               | 1,8  |                       | 225M4       | 1,4  |                       | 250M6       | 1,3  |                       | 280S8       | 2,2  |                       |
| 75            | 250S2                               | 1,4  |                       | 250S4       | 1,2  |                       | 280S6       | 2,0  |                       | 280M8       | 2,2  |                       |
| 90            | 250M2                               | 1,4  | 1,2                   | 250M4       | 1,3  | 1,2                   | 280M6       | 2,0  |                       | 315S8       | 2,0  | 1,0                   |
| 110           | 280S2                               | 2,0  |                       | 280S4       | 2,3  |                       | 315S6       | 2,0  |                       | 315M8       | 2,0  |                       |

1. Округлять вычисленное значение  $u$  до величины по ГОСТ 2185 — 66:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;

2-й ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Стандартные значения передаточного числа следует рассматривать как номинальные. В дальнейшем при установлении значений  $z_1$  и  $z_2$  уточняют фактическую величину  $u$ .

Коэффициенты ширины венца  $\psi_{ba}$  рекомендуется выбрать из ряда по ГОСТ 2185-66: 0,10; 0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25.

Для прямозубых колес рекомендуется ограничивать  $\psi_{ba} \leq 0,25$ .

2. Расчетное значение межосевого расстояния  $a_w$  округлять до ближайшего значения по ГОСТ 2185 — 66 (в мм):

1-й ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500;

2-й ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800, 2240.

Первый ряд следует предпочитать второму.

3. Выбирать модуль в интервале  $(0,01...0,02) \cdot a_w$  и округлять его по ГОСТ 9563-60\* (в мм):

1-й ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20.

2-й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Первый ряд следует предпочитать второму.

7. e.