

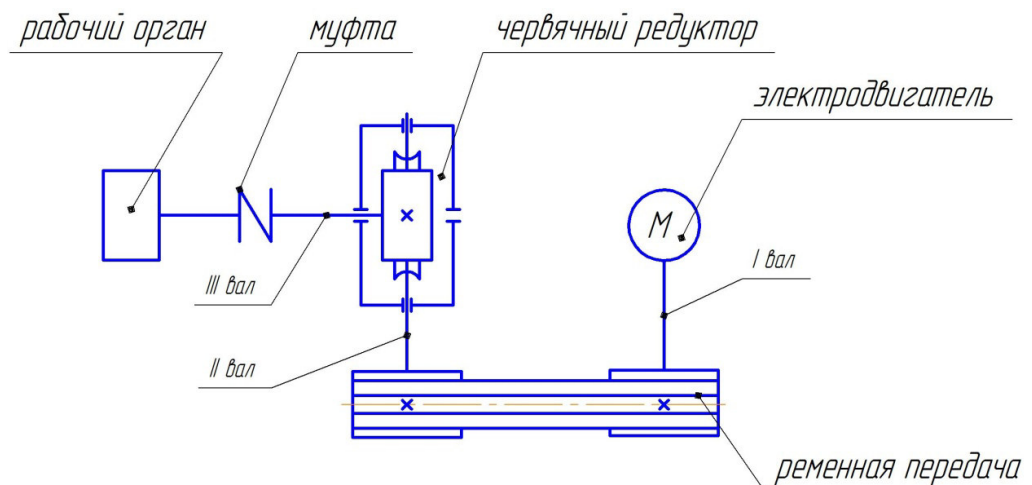
### 3.3 Типовые расчеты механических систем (приводов)

#### 3.3.1 Кинематический расчет привода

Расчет привода начинают с составления кинематической схемы (если она не задана), определения общего КПД и общего передаточного числа привода, выбора электродвигателя и распределения общего передаточного числа по отдельным ступеням редуктора и передач привода, а также определения крутящих моментов и частот вращения валов.

Исходными данными для расчета являются:

- угловая скорость  $\omega_i$  (рад/с) или частота вращения  $n_i$  (мин<sup>-1</sup>) входного вала привода;
- мощность  $P_i$  (кВт) на выходном валу;
- крутящий момент  $T_i$  (Н·м) на выходном валу.



1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – червячный редуктор

Рисунок 1 – Расчетная схема

Общий КПД привода определяется по формуле:

$$\eta_o = \eta_p \cdot \eta_q \cdot \eta_m \cdot \eta_n, \quad (1)$$

где  $\eta_p$  – коэффициент полезного действия ременной передачи,  $\eta_p = 0,94$ ;

$\eta_ч$  – коэффициент полезного действия червячной передачи,  $\eta_ч = 0,9$ ;

$\eta_m$  – коэффициент полезного действия муфты,  $\eta_m = 0,98$ ;

$\eta_n$  – коэффициент, учитывающий потери в подшипниках выходного вала,  $\eta_n = 0,99$ .

Потребная мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$P_{\text{эд}} = \frac{P_{III}}{\eta_o} = \frac{T_{III} \cdot n_{III}}{9550 \cdot \eta_o}, \quad (2)$$

где  $P_{III}$  – мощность на выходном валу (III вал), кВт;

$T_{III}$  – крутящий момент на выходном валу, Н·м;

$n_{III}$  – частота вращения выходного вала, мин<sup>-1</sup>.

По рассчитанной потребной мощности из каталога (справочника) выбирается электродвигатель с учетом условия:

$$P'_{\text{эд}} \geq P_{\text{эд}}, \quad (3)$$

где  $P'_{\text{эд}}$  – фактическая мощность электродвигателя (по паспорту), кВт.

Общее передаточное число привода определяется по формуле:

$$u_o = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{n_I}{n_{III}}, \quad (4)$$

где  $n_{\text{эд}}$ ,  $n_I$  – частота вращения вала электродвигателя (по паспорту), мин<sup>-1</sup>;

$n_{\text{вых}}$ ,  $n_{III}$  – частота вращения выходного вала, мин<sup>-1</sup>.

Передаточное число червячного редуктора определяется по формуле:

$$u_{\text{ч}} = \frac{u_{\text{о}}}{u_{\text{р}}}, \quad (5)$$

где  $u_{\text{р}}$  – передаточное число ременной передачи, принимают  $u_{\text{р}} = 2 \dots 3$ .

Кинематические параметры привода (число оборотов каждого вала) определяются по формулам:

$$n_{\text{I}} = n_{\text{эд}}; \quad (6)$$

$$n_{\text{II}} = \frac{n_{\text{I}}}{u_{\text{р}}}; \quad (7)$$

$$n_{\text{III}} = \frac{n_{\text{II}}}{u_{\text{ч}}}. \quad (8)$$

Силовые параметры привода (крутящие моменты на каждом из валов) определяются по формулам:

$$T_{\text{I}} = 9550 \cdot \frac{P'_{\text{эд}}}{n_{\text{эд}}}; \quad (9)$$

$$T_{\text{II}} = T_{\text{I}} \cdot u_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{н}}; \quad (10)$$

$$T_{\text{III}} = T_{\text{II}} \cdot u_{\text{ч}} \cdot \eta_{\text{ч}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{н}}. \quad (11)$$

### ***3.3.2 Расчет клиноременной передачи***

Исходные данные для расчета клиноременной передачи:

- передаваемая мощность  $P = P'_{\text{эд}}$ , кВт;
- частота вращения валов 1 и 2  $n_1, n_2$ ;

- передаточное отношение  $u_p$ ;
- режим работы.

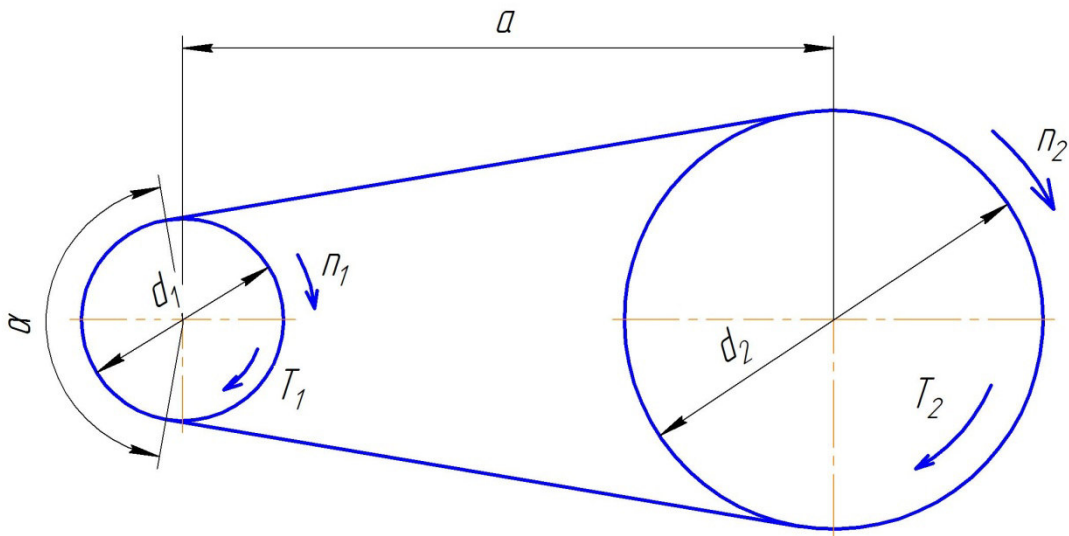


Рисунок 2 – Расчетная схема ременной передачи

1. Типоразмер сечения ремня выбирается в зависимости от мощности  $P$  передаваемой передачей и частоты вращения  $n_1$  меньшего шкива по номограмме.

2. В зависимости от выбранного сечения ремня определяется диаметр ведущего шкива  $d_1$  по таблице.

3. Диаметр ведомого шкива с учетом скольжения определяется по формуле:

$$d_2 = d_1 \cdot u_p \cdot (1 - \varepsilon), \quad (12)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент относительного скольжения,  $\varepsilon = 0,01 - 0,02$ .

Значение  $d_2$  округлить до ближайшего стандартного значения.

4. Уточненное значение передаточного отношения определяется по следующей формуле:

$$u_p = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}. \quad (13)$$

Это значение следует учесть при уточнении общего передаточного отношения привода.

5. Межосевое расстояние определяется по формулам:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h, \quad (14)$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (d_1 + d_2), \quad (15)$$

где  $h$  – высота сечения ремня, мм.

6. Длина ремня определяется по формуле:

$$L_p = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a}. \quad (16)$$

Выбирается ближайшее большее стандартное значение длины ремня по таблице.

7. Уточненное значение межосевого расстояния определяется по формуле:

$$a = \frac{2 \cdot L_p - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot L_p - \pi \cdot (d_1 + d_2)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (17)$$

8. Угол обхвата ремнем меньшего шкива определяется по формуле:

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (18)$$

9. Число ремней определяется по формуле:

$$z \geq \frac{P \cdot C_p}{C_\alpha \cdot C_z \cdot C_L}, \quad (19)$$

где  $C_p$  – коэффициент режима работы передачи;

$C_\alpha$  – коэффициент угла обхвата;

$C_z$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями;

$C_L$  – коэффициент длины ремня.

Коэффициенты выбираются по таблицам.

10. Сила предварительного натяжения ремня определяется по формуле:

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot P \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_i}, \quad (20)$$

где  $C_i$  – коэффициент передаточных отношений;

$V$  – скорость ремня, м/с.

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (21)$$

11. Сила действующая на вал определяется по формуле:

$$F_g = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (22)$$

### ***3.3.3 Расчет червячной передачи***

Исходные данные:

- крутящий моменты на валу червячного колеса –  $T_2$ , Н·м

- крутящий моменты на валу червяка –  $T_1$  , Н·м
- частота вращения вала червяка  $n_1$  , мин<sup>-1</sup>
- передаточное отношение передачи  $u_q$
- срок службы

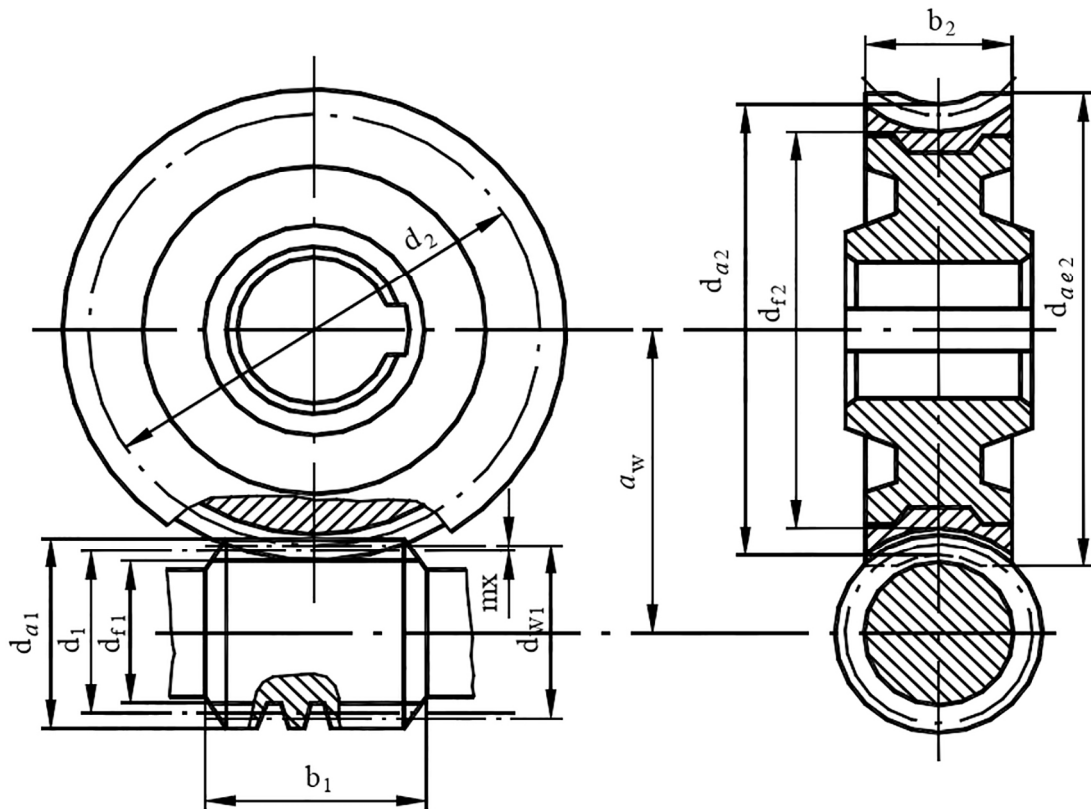


Рисунок 3 – Расчетная схема

1. Скорость скольжения червяка определяется по формуле:

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} . \quad (23)$$

2. В зависимости от скорости скольжения  $v_s$  выбирается материал венца червячного колеса с пределом прочности на растяжение  $\sigma_b$ , МПа и пределом текучести  $\sigma_m$ , МПа.

3. Определение допустимых контактных напряжений для червячного колеса.

Допускаемые контактные напряжения для материала венца червячного колеса определяются по формуле:

$$[\sigma_H] = \sigma_{H\lim} \cdot C_v \cdot Z_N, \quad (24)$$

где  $\sigma_{H\lim}$  – предел контактной выносливости зубьев колеса (при базовом числе циклов нагружения  $N_{H0} = 10^7$ ), определяется в зависимости от материала венца червячного колеса и твердости поверхности витков червяка;  $C_v$  – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала колеса. Для безоловянных бронз  $C_v = 1,0$ , для оловянных бронз:  $C_v = 1,66 \cdot v_s^{-0,352}$  при  $v_s = 4 - 8$  м/с;  $C_v = 0,8 C_v$  при  $v_s \geq 8$  м/с;  $Z_N$  – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_k}}, \quad (25)$$

где  $N_k$  – расчетное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы при постоянном режиме работы передачи.

$$N_k = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (26)$$

где  $n_2$  – частота вращения колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы передачи.

$$L_h = 2920 \cdot L \cdot K_\Gamma \cdot K_C, \quad (27)$$

где  $L$  – число лет работы передачи;



$K_G$  – коэффициент годового использования передачи,  $K_G = 0,85$ ;

$K_C$  – число смен работы передачи в сутки.

Если по расчету  $N_k > 25 \cdot 10^7$ , то принимают  $N_k = 25 \cdot 10^7$ , и тогда коэффициент долговечности  $Z_N = 0,67$ .

Для безоловянных бронз принимают  $Z_N = 1$ .

4. Определение допускаемых напряжений изгиба для червячного колеса

Допускаемые напряжения изгиба для зубьев червячного колеса при длительной работе определяются по формуле:

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_N, \quad (28)$$

где  $\sigma_{F \text{ lim}}$  – предел выносливости зубьев при изгибе (при базовом числе циклов нагружения  $N_{F0} = 10^6$ ), определяется в зависимости от того реверсивная или не реверсивная передача;

$Y_N$  – коэффициент долговечности при расчете зубьев на изгиб.

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_k}}. \quad (29)$$

Коэффициент долговечности для кратковременно работающих червячных передач, когда  $N_k < 10^6$ , принимают  $Y_N = 1$ . При длительной работе червячной передачи, когда  $N_k > 25 \cdot 10^7$ , принимают  $N_k = 25 \cdot 10^7$ , и тогда  $Y_N = 0,54$ .

5. Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние из условия контактной прочности рабочих поверхностей зубьев червячного колеса определяется по формуле:

$$a_w \geq K_a \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K}{[\sigma_H]^2}}, \quad (30)$$

где  $K_a = 610$  – для передач с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками;  $K_a = 530$  – для передач с вогнутым профилем витков червяка, МПа<sup>1/3</sup>;

$T_2$  – вращающий момент на червячном колесе, Н·м;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение для колеса, МПа.

При постоянном режиме нагружения и обычной точности изготовления червячной передачи принимают следующие значения коэффициента нагрузки:  $K = 1$  при  $v_s \leq 3$  м/с;  $K = 1,1-1,3$  при  $v_s \geq 3$  м/с.

Вычисленное значение межосевого расстояния  $a_w$  округляют до стандартного ближайшего значения.

6. Выбор числа витков червяка и определение числа зубьев червячного колеса.

Число витков червяка  $z_1$  выбирают в зависимости от передаточного числа. Число зубьев колеса определяют по формуле:

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (31)$$

Значение  $z_2$  округляется до целого числа.

7. Определение модуля передачи

Осовой модуль червячной передачи определяется по формуле:

$$m = \frac{(1,4 - 1,7) \cdot a_w}{z_2}. \quad (32)$$

Из полученного интервала значений  $m$  выбирают стандартный модуль.

8. Выбор коэффициента диаметра червяка.

Предварительное значение коэффициента диаметра червяка определяется по формуле:

$$q = \frac{2 \cdot a_w}{m} - z_2 \geq q_{\min}. \quad (33)$$

Полученное значение коэффициента диаметра червяка округляют до ближайшего стандартного. Минимально допустимое значение  $q$  из условия жесткости червяка  $q_{\min} = 0,212 \cdot z_2$ .

9. Определение коэффициента смещения червяка.

Коэффициент смещения червяка и режущего инструмента при нарезании червячного колеса определяется по формуле:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (z_2 + q). \quad (34)$$

Фактическое значение межосевого расстояния определяется:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2 \cdot x). \quad (35)$$

10. Уточнение передаточного числа.

Фактическое передаточное число определяется по формуле:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (36)$$

11. Определение углов подъема витка червяка.

Делительный угол подъема

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (37)$$

Начальный угол подъема

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q + 2x}. \quad (38)$$

12. Уточнение скорости скольжения и допускаемых контактных напряжений.

Скорость скольжения в зацеплении

$$v_s = \frac{\pi \cdot m \cdot (q + 2x) \cdot n_1}{60000 \cdot \cos \gamma_w}. \quad (39)$$

По полученному значению скорости скольжения  $v_s$  уточняют допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_{HP}]$  для червячного колеса.

13. Проверочный расчет передачи на контактную прочность.

Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_0 \cdot \sqrt{\frac{K \cdot F_{t2}}{d_2 \cdot d_{w1}}} \leq [\sigma_{HP}], \quad (40)$$

где  $Z_0 = 340$  – для передач с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками,  $Z_0 = 275$  – для передач с вогнутым профилем витков червяка, МПа<sup>1/2</sup>;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$F_{t2}$  – окружная сила на колесе

$$F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2}; \quad (41)$$

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = m \cdot z_2; \quad (42)$$

$d_{w1}$  – начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = m(q + 2x); \quad (43)$$

$[\sigma_{HP}]$  – допускаемые контактные напряжения, МПа.

Коэффициент нагрузки для червячных передач

$$K = K_\beta \cdot K_v, \quad (44)$$

где  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба колеса;

$K_v$  – коэффициент динамической нагрузки, возникающей в зацеплении.

При постоянном режиме нагружения, учитывая хорошую прирабатываемость материала венца червячного колеса, принимают коэффициент концентрации нагрузки  $K_\beta = 1,0$ , при переменном режиме принимают  $K_\beta = 1,05 - 1,2$ .

Коэффициент динамической нагрузки  $K_v$  определяют по таблице в зависимости от степени точности передачи и скорости скольжения.

#### 14. Определение основных размеров червяка и червячного колеса.

Размеры червяка:

- делительный диаметр  $d_1 = m \cdot q;$  (45)

- диаметр вершин витков  $d_{a1} = d_1 + 2m;$  (46)

- диаметр впадин витков  $d_{f1} = d_1 + 2,4m;$  (47)

- диаметр впадин витков эвольвентного червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2(1 + 0,2 \cdot \cos \gamma) \cdot m; \quad (48)$$

Размеры венца червячного колеса:

- делительный диаметр  $d_2 = m \cdot z_2;$  (49)

- диаметр вершин зубьев  $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (1 + x) \cdot m;$  (50)

- диаметр впадин зубьев  $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (1,2 - x) \cdot m;$  (51)

- диаметр впадин зубьев передачи с эвольвентным червяком

$$d_{f2} = d_2 - 2(1 + 0,2 \cdot \cos \gamma - x) \cdot m; \quad (52)$$

- наибольший диаметр колеса  $d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}.$  (53)

Ширина венца колеса:  $b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$  при  $z_1 \leq 3;$

$b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1}$  при  $z_1 = 4.$

Длина нарезанной части червяка:

$$b_1 = 2 \cdot \sqrt{(0,5 \cdot d_{ae2})^2 - (a_w - 0,5 \cdot d_{a1})^2} + 0,5 \cdot \pi \cdot m. \quad (54)$$

Значения длины нарезанной части червяка  $b_1$  и ширину венца  $b_2$  округляют до ближайшего целого числа, кратного двум или пяти.

Точность вычисления диаметров червяка и венца червячного колеса до 0,01 мм. Коэффициент смещения червяка необходимо подставлять со своим знаком.

#### 15. Определение КПД передачи.

Общий коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{0,96 \cdot \operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg} (\gamma_w + \rho)}, \quad (55)$$

где  $\gamma_w$  – начальный угол подъема витка червяка;

$\rho$  – приведенный угол трения, принимают по таблице.

#### 16. Определение усилий в зацеплении.

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_{w1} \cdot u_\phi \cdot \eta}. \quad (56)$$

Осевая сила на червяке, равная окружной силе на колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_2}. \quad (57)$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_w}, \quad (58)$$

где  $\alpha = 20^\circ$  – угол профиля витка червяка.