

Министерство образования Российской Федерации

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

В.И. КОРНИЛОВ, А.П. ТЮРИН

**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Часть 2

Методические указания по решению задач

**Санкт-Петербург
Издательство СПбГПУ
2008**

УДК 621.81 (075.8)

Корнилов В.И., Тюрин А.П. Детали машин и основы конструирования. Часть 2. Методические указания по решению задач. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2008.

Пособие соответствует Государственному образовательному стандарту дисциплины «Детали машин и основы конструирования» (ОПД.Ф.02.03), направления бакалаврской подготовки 551800 «Технологические машины и оборудование» и 552900 «Технология оборудования и автоматизация машиностроительных производств» (ОПД.Ф.05).

Во второй части методических указаний рассматриваются задачи и примеры решения задач по разделу курса: «Механические передачи».

Пособие предназначено для подготовки студентов третьего курса механико-машиностроительного факультета к экзамену по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Ил. 12. Библ.: 2 назв.

© Текст. Корнилов В.И., Тюрин А.П., 2008

© Рисунки. Тюрин А.П., 2008

3.2. При каком минимальном числе зубьев z прямозубого цилиндрического колеса, выполненного стандартным реечным инструментом без смещения (коэффициент смещения $x = 0$), диаметр основной окружности d_b меньше диаметра окружности впадин d_f ?

Ответ. При $z = 42$.

3.3. Определить угол зацепления прямозубой цилиндрической передачи α_w , если передаточное число $u = 3$, диаметр основной окружности колеса $d_{b2} = 162$ мм, а межосевое расстояние равно $a_w = 120$ мм.

Ответ. $\alpha_w = 25,84193^0$ (точность определения угловых размеров при геометрическом расчете передачи – не менее пяти значащих цифр после запятой).

3.4. Составить расчетную схему и определить приведенный радиус кривизны $\rho_{\text{ПР}}$ в полюсе зацепления прямозубой цилиндрической передачи.

Принять следующие исходные данные: межосевое расстояние $a_w = 70$ мм, числа зубьев шестерни $z_1 = 20$, колеса $z_2 = 50$, угол профиля инструмента $\alpha = 20^0$, угол зацепления $\alpha_w = 28^0$.

Ответ. $\rho_{\text{ПР}} = 6,71$ мм.

3.5. Проверить выполнение условия плавности работы цилиндрической косозубой передачи ($\varepsilon_\beta \geq 1,1$), если нормальный модуль зацепления $m = 2,5$ мм, ширина зубчатого венца шестерни $b_1 = 34$ мм, колеса $b_2 = 30$ мм, угол наклона $\beta = 17^0$.

Решение. Плавность работы цилиндрической косозубой передачи определяется условием

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m} \geq 1,1, \text{ где}$$

ε_β – осевой коэффициент перекрытия;

b_w – ширина зацепления, равная меньшему из двух значений b_1 и b_2 ;

p_x – осевой шаг зубьев.

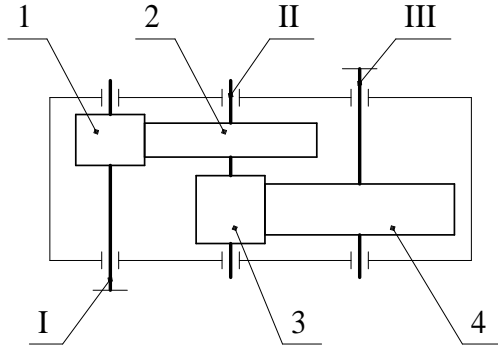
Желательно, чтобы суммарная длина линий контакта в зацеплении имела постоянное значение для любой фазы зацепления. Это условие выполняется, если коэффициент осевого перекрытия ε_β или суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$ близок к целому числу.

Здесь ε_α – торцовый коэффициент перекрытия.

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{30 \cdot \sin 17^{\circ}}{\pi \cdot 2,5} = 1,12.$$

Ответ. $\varepsilon_{\beta} = 1,12 \geq 1,1$. Плавность работы передачи обеспечена.

3.6. Мощность на входном быстроходном валу двухступенчатого цилиндрического редуктора $P_1 = 3500$ Вт, частота вращения входного вала $n_1 = 950$ мин⁻¹.

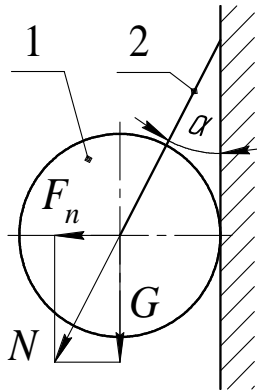


Определить вращающий момент T_3 на выходном тихоходном валу редуктора, если $z_1 = 23$, $z_2 = 75$, $z_3 = 18$, $z_4 = 51$.

При решении задачи задать недостающие данные.

Ответ. $T_3 \approx 303$ Нм.

3.7. Чугунный цилиндр 1 диаметром $D = 250$ мм и длиной $L = 500$ мм подвешен на двух тросах 2. Угол между тросами и вертикальной стальной стенкой $\alpha = 30^{\circ}$.



Определить контактные напряжения σ_H , если плотность чугуна $\gamma = 7200$ кг/м³, модуль упругости чугуна $E_1 = 0,8 \cdot 10^5$ МПа, стали $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Трением между цилиндром и стенкой допускается пренебречь.

Решение. Контактные напряжения определяем по формуле Герца, которая для линейного контакта металлических цилиндров имеет вид

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{w_H \frac{E_{\text{ПР}}}{\rho_{\text{ПР}}}}.$$

Здесь $w_H = \frac{F_n}{l_K}$, Н/мм – удельная нагрузка, определяемая как

отношение нормальной силы в контакте F_n к длине линии контакта l_K ;

$E_{\text{ПР}} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$, МПа – приведенный модуль упругости;

$$\rho_{\text{ПР}} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 + \rho_1}, \text{ мм} - \text{приведенный радиус кривизны для внешнего}$$

контакта тел.

В рассматриваемом случае длина линии контакта $l_{\text{К}} = L$;

$$\rho_1 = \frac{D}{2}, \rho_2 = \infty, \text{ следовательно}$$

$$\rho_{\text{ПР}} = \frac{\rho_1}{1 + \frac{\rho_1}{\rho_2}} = \rho_1 = \frac{D}{2}.$$

Величину нормальной силы F_n находим из решения треугольника сил без учета сил трения. Равновесие цилиндра возможно, если результирующая сила N от сложения сил F_n и G направлена вдоль натянутого троса.

$$F_n = G \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н, где}$$

$$G = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \gamma_1 \cdot g - \text{вес цилиндра 1, Н.}$$

$$G = \frac{\pi \cdot 0,25^2 \cdot 0,5}{4} 7200 \cdot 9,81 = 1734 \text{ Н.}$$

$$F_n = 1734 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 1001 \text{ Н.}$$

$$w_{\text{Н}} = \frac{1001}{500} = 2 \text{ Н/мм.}$$

$$E_{\text{ПР}} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,8 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 0,8 \cdot 10^5} = 1,16 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$$

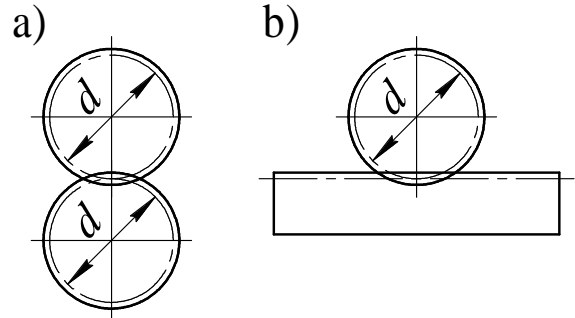
$$\rho_{\text{ПР}} = \frac{250}{2} = 125 \text{ мм.}$$

$$\sigma_{\text{Н}} = 0,418 \sqrt{2 \frac{1,16 \cdot 10^5}{125}} = 18 \text{ МПа.}$$

Ответ. $\sigma_{\text{Н}} = 18 \text{ МПа.}$

3.8. В прямозубых цилиндрической и реечной передачах диаметры делительных окружностей d и ширины зубчатых венцов всех колес одинаковы.

Во сколько раз контактные напряжения σ_H в конструкции а) больше, чем в конструкции б) при одинаковых моментах на шестерне T_1 и одинаковых материалах колес и рейки?

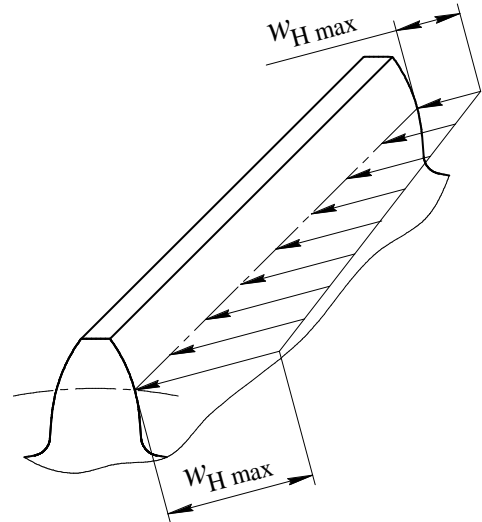


Ответ. В конструкции а) контактные напряжения в $\sqrt{2}$ раз больше.

3.9. В прямозубой цилиндрической передаче вращающий момент на шестерне $T_1 = 200$ Нм, диаметр начальной окружности $d_{w1} = 100$ мм, ширина зацепления $b_w = 80$ мм, угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$.

Нагрузка по ширине зубчатого венца распределена по линейному закону $w_{H \min} = 0,6 \cdot w_{H \max}$.

Определить расчетное значение удельной нагрузки $w_{H \text{расч}}$ с учетом коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца $k_{H\beta}$.



Ответ. $w_{H \text{расч}} = 66,5$ Н/мм при $k_{H\beta} = 1,25$.

3.10. Определить коэффициент запаса контактной прочности s_H колеса нереверсивной прямозубой цилиндрической передачи при регулярном режиме нагружения.

Принять следующие исходные данные: расчетные контактные напряжения в полюсе зацепления $\sigma_H = 1200$ МПа, частота вращения рассматриваемого колеса $n = 100$ мин⁻¹, требуемый ресурс $L_h = 500$ ч, предел контактной выносливости $\sigma_{H \text{limb}} = 900$ МПа, базовое число циклов $N_{H0} = 6 \cdot 10^7$, показатель степени кривой выносливости $m = 6$.

Ответ. $s_H = 1,2$.

3.11. Определить вращающий момент T_1 на валу шестерни прямозубой цилиндрической передачи из условия контактной прочности, если известно, что диаметр начальной окружности $d_{w1} = 100$ мм, ширина зацепления $b_w = 60$ мм, приведенный радиус кривизны при контакте в полюсе зацепления $\rho_{\text{пр}} = 12$ мм, модуль упругости материала шестерни и колеса $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$, коэффициент нагрузки $K_H = 1,2$, допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 600$ МПа.

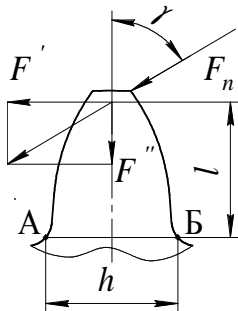
Ответ. $T_1 = 123$ Н·м.

3.12. Определить допускаемые напряжения изгиба зубьев колеса нереверсивной прямозубой цилиндрической передачи при регулярном режиме нагружения.

Принять следующие исходные данные: требуемый ресурс $L_h = 750$ ч, частота вращения рассматриваемого колеса $n = 20$ мин⁻¹, предел выносливости при изгибе зубьев $\sigma_{F \text{ lim } b} = 500$ МПа, показатель степени кривой усталости $m = 9$, базовое число циклов $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, допускаемый коэффициент запаса прочности $[s_F] = 1,75$.

Ответ. $[\sigma_F] = 337$ МПа.

3.13. Проверить выполнение условия усталостной прочности в опасном сечении зуба прямозубого цилиндрического колеса при нереверсивном режиме нагружения.



Составляющие нормальной расчетной силы $F' = 16$ кН и $F'' = 10$ кН, ширина зацепления $b_w = 40$ мм, теоретический коэффициент концентрации напряжений в точках А и Б $\alpha_\sigma = 1,6$, допускаемые напряжения $[\sigma_F] = 300$ МПа, размеры $l = 8$ мм, $h = 10$ мм.

Решение. Расчет зуба прямозубого зубчатого колеса на усталостную прочность основывается на определении максимальных местных напряжений в опасном сечении зуба. Наибольшая вероятность возникновения усталостной трещины в точке Б на стороне растяжения зуба.

$$\sigma_{\max} = (\sigma_{\text{И}} - \sigma_{\text{СЖ}}) \alpha_\sigma \leq [\sigma_F].$$

Здесь $\sigma_{\text{И}} = \frac{F' \cdot l}{W}$ - напряжение изгиба;

$\sigma_{\text{СЖ}} = \frac{F''}{A}$ - напряжение сжатия;

Геометрические характеристики опасного сечения:

$A = h \cdot b_w$, мм² - площадь;

$W = \frac{b_w \cdot h^2}{6}$, мм³ – осевой момент сопротивления.

$$A = 10 \cdot 40 = 400 \text{ мм}^2; \quad W = \frac{40 \cdot 10^2}{6} = 667 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_{\text{СЖ}} = \frac{10 \cdot 10^3}{400} = 25 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 8}{667} = 192 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\text{max}} = (192 - 25) \cdot 1,6 = 267 \text{ МПа}.$$

Ответ. $\sigma_{\text{max}} = 267 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 300 \text{ МПа}$.

3.14. Составить схему сил, действующих в зацеплении косозубой цилиндрической передачи. Определить значения составляющих нормального усилия в зацеплении, если нормальный модуль $m = 4$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 23$, колеса $z_2 = 50$, $x_1 = x_2 = 0$, угол наклона линии зубьев $\beta = 16^\circ$, вращающий момент на валу колеса $T_2 = 500$ Нм.

Потерями на трение допускается пренебречь.

Ответ. Окружная сила $F_{t1} = 4806$ Н, осевая $F_{x1} = 1378$ Н, радиальная $F_{r1} = 1820$ Н.

3.15. В одинаковую или в разную сторону следует назначать наклон зубьев на шестерне и колесе, расположенных на промежуточном валу двухступенчатого редуктора (см. рисунок к задаче 3.6)?

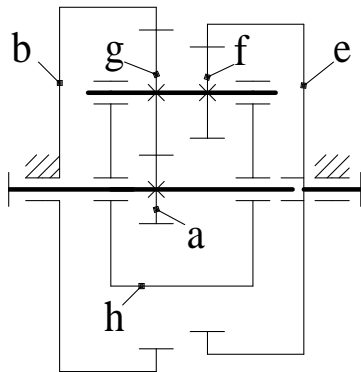
Составить расчетную схему и обосновать ответ.

Ответ. Наклон зубьев шестерни и колеса для редуктора данного типа следует назначать в одинаковую сторону.

3.16. Составить схему сил, действующих в зацеплении прямозубой конической передачи. Определить значения составляющих нормального усилия в зацеплении, если диаметр средней делительной окружности колеса $d_2 = 200$ мм, угол делительного конуса шестерни $\delta_1 = 30^\circ$, колеса $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$, угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$, вращающий момент на валу шестерни $T_1 = 200$ Нм.

Ответ. Окружная сила $F_{t1} = F_{t2} = 3464$ Н, осевая $F_{x1} = F_{x2} = 630$ Н, радиальная $F_{r1} = F_{r2} = 1092$ Н.

3.17.

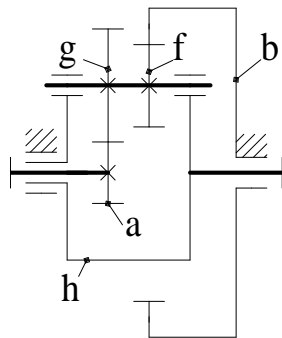


Проверить выполнение условия соосности зубчатых зацеплений в планетарной передаче “3k”, если $z_a = 18$, $z_g = 51$, $z_f = 39$, $z_b = 120$, $z_e = 108$.

Принять коэффициенты смещения $x_a = x_g = x_f = x_b = x_e = 0$.

Ответ. Условие соосности выполняется для всех трех зацеплений.

3.18.



Проверить выполнение условия сборки планетарной передачи “2k-h”, если $z_a = 21$, $z_g = 57$, $z_f = 18$, $z_b = 96$.

Число сателлитов g принять равным трем ($n_w = 3$).

Ответ. Условие сборки передачи выполняется.

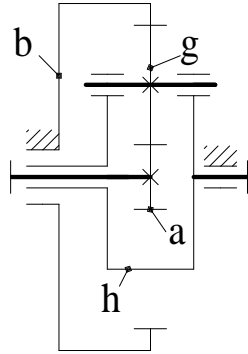
3.19. Проверить выполнение условия соседства в прямозубой планетарной передаче (см. схему и исходные данные к заданию 3.18).

Дополнительно принять модуль зацеплений $m = 2$ мм, коэффициенты смещения $x_a = x_g = x_f = x_b = 0$.

Ответ. Расчетное расстояние между осями двух соседних сателлитов, равное 135,1 мм, больше диаметра окружности вершин зубьев сателлита $d_{ag} = 118$ мм.

Условие соседства выполняется.

3.20.



Определить расчетные значения параметров нагружения зацепления солнечного колеса а и сателлита g нереверсивной планетарной передачи “2k-h”, если $z_a = 20$, $z_g = 55$, $z_b = 130$, частота вращения $n_a = 100 \text{ мин}^{-1}$, вращающий момент на быстроходном валу $T_a = 100 \text{ Нм}$, расчетный ресурс $t = 5000 \text{ ч}$.

При числе сателлитов n_w равным трем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по параллельно работающим зацеплениям принять $\Omega = 1,2$.

Решение. В рассматриваемой планетарной передаче при остановленном центральном колесе b, сателлиты g совершают вращение относительно собственной оси и одновременно вращаются вместе с водилом h относительно центральной оси механизма. Поэтому угловая скорость солнечного колеса а относительно водила

$$\omega_a^h = \omega_a^b - \omega_h^b, \text{ где}$$

верхние индексы указывают на звено, относительно которого определяется данная угловая скорость.

Передаточное отношение передачи при движении от колеса к водилу

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a^b}{\omega_h^b} = \frac{z_b}{z_a} + 1; \quad i_{ah}^b = \frac{130}{20} + 1 = 7,5$$

Следовательно, расчетное значение частоты вращения солнечного колеса: $n_a^h = n_a^b \left(1 - \frac{1}{i_{ah}^b} \right)$.

$$n_a^h = 100 \cdot \left(1 - \frac{1}{7,5} \right) = 87 \text{ мин}^{-1}.$$

Количество циклов нагружения зубьев солнечного колеса планетарной передачи (при нереверсивном регулярном режиме нагружения)

$$N_a^h = 60 \cdot n_a^h \cdot n_w \cdot t.$$

Здесь t – ресурс передачи в часах.

$$N_a^h = 60 \cdot 87 \cdot 3 \cdot 5000 = 7,8 \cdot 10^7.$$

Расчетное значение крутящего момента T_a^g , относящегося к одному зацеплению колес а и g, также зависит от числа сателлитов n_w .

$$T_a^g = \frac{T_a \cdot \Omega}{n_w}; \quad T_a^g = \frac{100 \cdot 1,2}{3} = 40 \text{ Нм}.$$

Ответы. $n_a^h = 87 \text{ мин}^{-1}$; $N_a^h = 7,8 \cdot 10^7$ циклов; $T_a^g = 40 \text{ Нм}$.

3.21. В результате измерения деталей червячной передачи, подлежащей восстановлению, определены следующие параметры: межосевое расстояние $a_w = 100$ мм, число заходов червяка $z_1 = 1$, число зубьев колеса $z_2 = 38$, диаметр окружности вершин зубьев червяка $d_{a1} = 56$ мм, шаг червяка $p \approx 12,5$ мм.

Определить осевой модуль зацепления m , коэффициент смещения червячного колеса x , коэффициент диаметра червяка q и угол подъема винтовой линии червяка γ . Принять допущение, что червячное колесо нарезано с помощью стандартной червячной фрезы.

Решение. Осевой модуль m червячного зацепления при использовании стандартного инструмента можно определить по величине расчетного шага червяка p

$$m = \frac{p}{\pi}, \text{ мм.}$$

Полученное при этом значение осевого модуля следует округлить до ближайшего стандартного значения.

$$m = \frac{12,5}{\pi} = 3,98 \text{ мм.}$$

Ближайшее стандартное значение $m = 4$ мм.

Особенность геометрии червячного зацепления состоит в совпадении начальной и делительной окружностей червячного колеса, так как по геометрическим параметрам инструмент – червячная фреза является копией червяка. Соответственно равны диаметры начальной и делительной окружности.

$$d_{w2} = d_2 = m \cdot z_2.$$

Диаметр делительной окружности червяка d_1 определяем по измеренному значению диаметра вершин зубьев червяка d_{a1} .

$$d_1 = q \cdot m = d_{a1} - 2 \cdot m.$$

Из полученного уравнения находим коэффициент диаметра червяка q , значение которого также необходимо округлить до ближайшего стандартного значения.

$$q = \frac{d_{a1}}{m} - 2$$

$$q = \frac{56}{4} - 2 = 12. \text{ Ближайшее стандартное значение } q = 12.$$

Межосевое расстояние в червячной передаче равно половине суммы диаметров начальных окружностей червячного колеса и червяка.

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{(q + 2 \cdot x)m + z_2 \cdot m}{2}, \text{ отсюда}$$

$$x = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2}{2} - \frac{q}{2}.$$

$$x = \frac{100}{4} - \frac{38}{2} - \frac{12}{2} = 0.$$

Угол подъема винтовой линии на делительном цилиндре червяка

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right).$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{1}{12}\right) = 4,76364^{\circ}.$$

Ответ. $m = 4$ мм, $x = 0$, $q = 12$, $\gamma = 4,76364^{\circ}$.

3.22. Определить коэффициент смещения инструмента x при нарезании зубьев колеса червячной передачи, если передаточное число $u = 15,5$, осевой модуль $m = 3$ мм, межосевое расстояние $a_w = 63$ мм, число заходов червяка $z_1 = 2$, коэффициент диаметра червяка $q = 12$.

Ответ. $x = -0,5$.

3.23. Составить схему сил, действующих в зацеплении червячной передачи. Определите значения составляющих нормального усилия в зацеплении червячной передачи с червяком ЗА, если $m = 4$ мм, $z_1 = 1$, $z_2 = 40$, $x = 0$, $q = 10$, угол профиля червяка в осевом сечении $\alpha = 20^{\circ}$, вращающий момент на валу колеса $T_2 = 200$ Нм, КПД зацепления $\eta = 0,7$.

Ответ. $F_{t2} = F_{x1} = 2500$ Н, $F_{r1} = F_{x2} = 357$ Н, $F_{r1} = F_{r2} = 910$ Н.

3.24. Определить КПД зацепления η червячной передачи, если число заходов червяка $z_1 = 2$, коэффициент диаметра червяка $q = 12$, приведенный угол трения в зацеплении $\varphi' = 2^{\circ} 30'$.

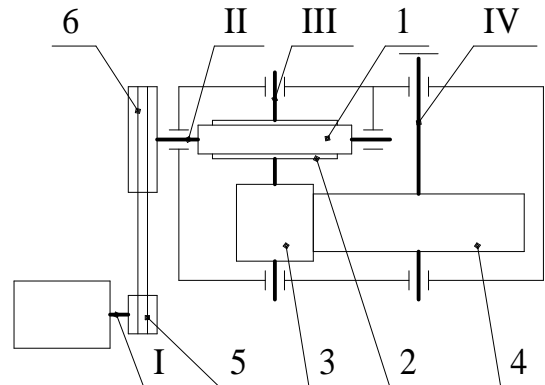
Ответ. $\eta = 0,79$.

3.25. Определить скорости скольжения V_s в зацеплении червячной передачи с червяком ЗА при различных значениях коэффициента диаметра червяка q , если число заходов червяка $z_1 = 1$, число зубьев червячного колеса $z_2 = 31$, осевой модуль $m = 3,15$ мм, частота вращения червячного колеса $n_2 = 30$ мин⁻¹. Значения q принять равными 8, 10, 12,5, 16, 20.

Ответ. $V_s = 1,24; 1,54; 1,92; 2,46; 3,07$ м/с.

3.26. Определить передаточное отношение привода i , состоящего из клиноременной передачи и двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора.

Параметры передач: ременная передача – $d_5 = 100$ мм, $d_6 = 250$ мм, коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,029$; червячная передача (червяк 1, червячное колесо 2): $z_1 = 1$, $z_2 = 31$; цилиндрическая передача (шестерня 3, колесо 4): $z_3 = 21$, $z_4 = 50$.

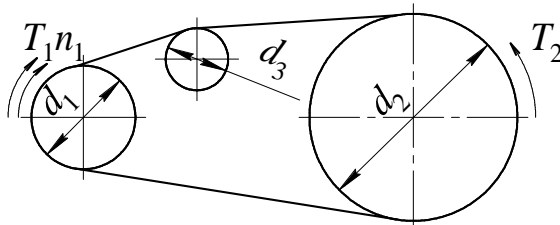


Ответ. $i = 190$.

3.27. При испытании ременной передачи были измерены угловые скорости ведущего и ведомого валов: $\omega_1 = 100 \text{ с}^{-1}$ и $\omega_2 = 31 \text{ с}^{-1}$. Диаметры шкивов: $d_1 = 200$ мм, $d_2 = 630$ мм. Определить коэффициент скольжения ε .

Ответ. $\varepsilon = 0,0235$.

3.28. В плоскоременной передаче вращающий момент на ведущем шкиве $T_1 = 36$ Нм, диаметры шкивов $d_1 = 200$ мм, $d_2 = 400$ мм, $d_3 = 120$ мм, ширина и толщина ремня соответственно $b = 60$ и $\delta = 4$ мм.



Определить наибольшее напряжение в сечении ремня, если напряжение в ремне от силы предварительного натяжения $\sigma_0 = 2$ МПа, модуль упругости ремня $E = 200$ МПа.

Влиянием центробежных сил допустимо пренебречь.

Решение. Окружная сила $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$.

$$F_t = \frac{2 \cdot 36 \cdot 10^3}{200} = 360 \text{ Н.}$$

При работе передачи сила натяжения ведущей ветви F_1 больше силы натяжения ведомой ветви ремня F_2 .

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Здесь F_0 – сила предварительного натяжения ремня.

Напряжения растяжения в сечении ведущей ветви ремня:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2 \cdot b \cdot \delta};$$

ведомой ветви

$$\sigma_2 = \sigma_0 - \frac{F_t}{2 \cdot b \cdot \delta}.$$

$$\sigma_1 = 2 + \frac{360}{2 \cdot 60 \cdot 4} = 2,75 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_2 = 2 - \frac{360}{2 \cdot 60 \cdot 4} = 1,25 \text{ МПа.}$$

Принимая во внимание, что толщина ремня δ много меньше диаметра малого шкива d_3 , определим наибольшие напряжения изгиба ремня для ведущей и ведомой ветвей.

При обхвате ремнем шкива 1 - $\sigma_{И1} = \frac{E \cdot \delta}{d_1}.$

$$\sigma_{И1} = \frac{200 \cdot 4}{200} = 4 \text{ МПа.}$$

При обхвате ремнем шкива 3 - $\sigma_{И3} = \frac{E \cdot \delta}{d_3}.$

$$\sigma_{И3} = \frac{200 \cdot 4}{120} = 6,7 \text{ МПа.}$$

Наибольшие напряжения в сечении ремня на ведущей ветви:

$$\sigma_{1\max} = \sigma_1 + \sigma_{И1};$$

на ведомой ветви

$$\sigma_{2\max} = \sigma_2 + \sigma_{И3}.$$

$$\sigma_{1\max} = 2,75 + 4 = 6,75 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{2\max} = 1,25 + 6,7 = 7,95 \text{ МПа.}$$

Следует отметить, что в ременных передачах во избежание знакопеременных деформаций ремня натяжной ролик или шкив рекомендуется устанавливать внутри контура передачи на ведомой ветви ремня.

Ответ. Максимальные напряжения в сечении ремня $\sigma_{2\max} = 7,95$ МПа возникают на ведомой ветви ремня при обхвате ремнем шкива 3.

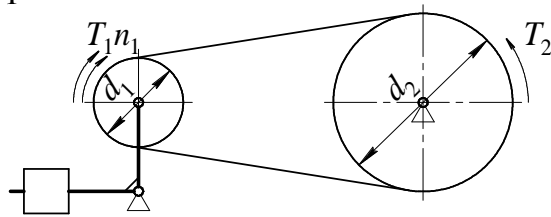
3.29. Мощность на ведущем шкиве клиноременной передачи $P_1 = 5$ кВт, диаметр шкива $d_1 = 200$ мм, частота вращения $n_1 = 1450$ мин⁻¹, коэффициент тяги $\psi = 0,6$.

Определить силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня.

Влиянием центробежных сил допускается пренебречь.

Ответ. $F_1 = 439$ Н, $F_2 = 110$ Н.

3.30. Определить дополнительное усилие натяжения ремня от действия центробежных сил F_v для быстроходной плоскоременной передачи с устройством для автоматической регулировки натяжения ремня.



Принять $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 200$ мм, ширину ремня $b = 60$ мм, толщину ремня $\delta = 4$ мм, плотность материала ремня $\rho = 1250$ кг/м³, частоту вращения шкива 1 $n_1 = 2900$ мин⁻¹.

Ответ. $F_v = 69$ Н.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2008 – 408 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989 – 496 с.