

Примеры расчетов

Особенность методики решения задач по курсу деталей машин по сравнению с другими заключается, главным образом, в необходимости пользоваться справочной технической литературой, стандартами, таблицами, составлять расчетные схемы и эскизы, осуществлять выбор допускаемых величин и коэффициентов.

В данных примерах выполнения задач эссе преподаватели намеренно не указывали информационные источники с отметкой страниц и таблиц, откуда взяты расчетные формулы, допускаемые напряжения и другие величины, так как приведенные по ходу решения примеров ссылки на конкретный источник могут ограничить вариативность подходов к решению задач.

Пример № 1.

Крепление зубчатого колеса к барабану грузоподъемного устройства чаще всего осуществляется при помощи болтов.

Рассчитать болты крепления (рис 1.), если вес поднимаемого груза $Q = 20$ кН, диаметр барабана $D_1 = 250$ мм и диаметр окружности центров болтов $D_0 = 400$ мм. Расчёт выполнить для болтов, установленных в отверстие с зазором и без зазора. Материал барабана – чугун, материал колеса – сталь. Недостающими данными задаться самостоятельно.

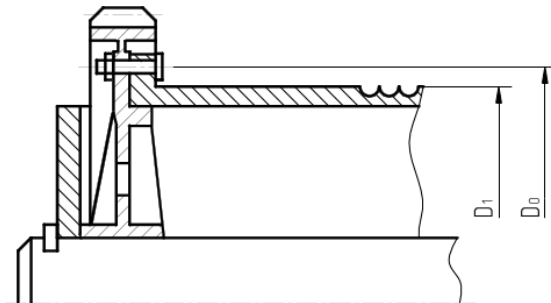


Рис. 1. Схема крепления колеса к барабану лебедки

Решение. 1. При установке болта в отверстия соединяемых деталей без зазора разрушение его может произойти в результате среза болта, поэтому условие прочности стержня болта по допускаемым напряжениям имеет вид

$$\tau_c = 4F / (\pi d_{\text{нар}}^2 z) \leq [\tau_c],$$

где $[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез; $d_{\text{нар}}$ – диаметр стержня болта; z – число болтов соединения; F – действующая на соединение поперечная сила, в нашем случае равная

$$F = Q + \frac{2T}{D_0} = Q + \frac{QD_1}{D_0}.$$

Приняв $z = 4$ и материал болтов – сталь 45, для которого $[\tau_c] \approx 0,25 \sigma_T = 0,25 \cdot 360 = 90$ МПа, определяем диаметр стержня болта

$$d_{\text{нар}} \geq \sqrt{\frac{4(Q + QD_1/D_0)}{\pi[\tau_c]}} = \sqrt{\frac{4(20000 + 20000 \cdot 0,25/0,4)}{3,14 \cdot 90 \cdot 10^6}} = 0,011 \text{ м}$$

Выбираем болт с резьбой М12.

2. Взаимная неподвижность соединения посредством болтов, установленных в отверстиях с зазором и нагруженных поперечной силой, обеспечивается силами трения на стыке соединения деталей.

Условие прочности болта имеет вид

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d_1^2 \cdot f \cdot z} \leq [\sigma_p],$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы; f – коэффициент трения на стыке деталей.

Для сравнения с первым случаем (болт поставлен в отверстие без зазора) принимаем количество болтов $z = 4$ и при $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 360 = 216$ МПа и $f = 0,2$ диаметр резьбы на стержне болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3(Q + QD_1/D_0)}{\pi z f [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3(20000 + 20000 \cdot 0,25/0,4)}{3,14 \cdot 4 \cdot 0,2 \cdot 216}} = 17,6 \text{ мм}$$

Этому значению d_1 удовлетворяет болт М22.

Пример № 2.

Определить число винтов, соединяющих крышку с цилиндрическим сосудом сжатого газа (рис. 2). Давление газа в цилиндре по манометру $p = 0,8$ МПа. Материал цилиндра и крышки – стальное литьё, материал прокладки – полиэтилен.

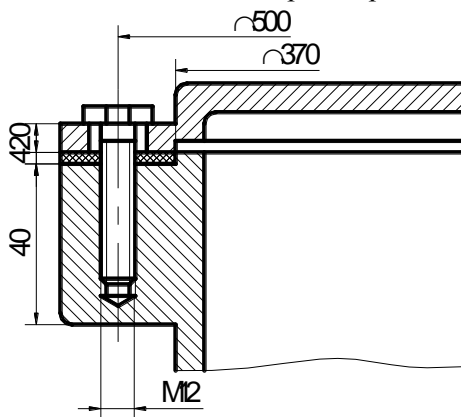


Рис. 2. Соединение крышки с сосудом.

Решение. 1. Примем винты нормальной точности, изготовленные из стали Ст. 3. Очевидно, что винты в данном соединении должны быть поставлены с предварительной затяжкой. Возможна последующая затяжка винтов при рабочем режиме. Винты соединения нагружены одинаково. Внешняя сила F_B , действующая на болтовое соединение, представляет собой силу внутреннего давления сжатого газа на крышку сосуда:

$$F_B = (\pi D_1^2 / 4) p = (3,14 \cdot 0,37^2 / 4) \cdot 0,8 \cdot 10^6 = 86000 \text{ Н}$$

2. Примем для стали Ст. 3 предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа. Допускаемый коэффициент запаса прочности для винтов М12 $[S] = 3$, определим для них допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = \sigma_T / [S] = 220 / 3 = 73,3$ МПа.

3. Определим осевую растягивающую винт силу F_a , действующую на него после предварительной затяжки и приложения внешней силы F_B из формулы

$$\sigma_p = \frac{1,3 F_a}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p]$$

[для винтов М12 (с крупным шагом) внутренний диаметр $d_1 = 10,1$ мм]

$$F_a \leq \frac{\pi d_1^2 [\sigma_p]}{1,3 \cdot 4} = \frac{3,14 \cdot 10,1^2 \cdot 10^{-6} \cdot 73,3 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4} = 4520 \text{ Н}$$

4. По стандарту наружный диаметр опорной поверхности головки винта $a = 18$ мм ($a \approx 1,5d = 1,5 \cdot 12 = 18$ мм). Принимаем модули упругости материала винта (сталь Ст. 3) $E_B = 2 \cdot 10^5$ МПа, материала сосуда и крышки (стальное литье) $E_D = 2 \cdot 10^5$ МПа, полиэтиленовой прокладки $E_{\Pi} = 7 \cdot 10^5$ МПа.

Длину винта принимаем $l_B = 45$ мм из конструктивных соображений.

5. Коэффициент податливости винта

$$\lambda_B = \frac{4 l_B}{E_B \pi d^2} = \frac{4 \cdot 45}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 12^2} = 0,199 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н}$$

Диаметр отверстия для винта примем $d_0 = 14$ мм.

6. При соединении крышки посредством винтов коэффициент податливости скрепляемых винтом деталей

$$\lambda_d = \frac{l_k}{E_D \frac{\pi}{4} \left[(a^2 + 0,5l_k)^2 - d_0^2 \right]} + \frac{l_{\Pi}}{E_{\Pi} \frac{\pi}{4} \left[(a + 0,5l_{k+\Pi})^2 - d^2 \right]} =$$

$$= \frac{4 \cdot 20}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \left[(18 + 0,5 \cdot 20)^2 - 14^2 \right]} +$$

$$+ \frac{4 \cdot 4}{7 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \left[(18 + 0,5 \cdot 24)^2 - 12^2 \right]} = 0,985 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н}$$

7. Коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_b) = 0,985 \cdot 10^{-8} / (0,985 \cdot 10^{-8} + 0,199 \cdot 10^{-9}) = 0,83$$

8. Приняв коэффициент затяжки винта $k_{зат} = 3$, определим внешнюю нагрузку, приходящую на один винт, по формуле

$$F = \frac{F_a}{k(1 - \chi) + \chi} = \frac{4520}{3(1 - 0,83) + 0,83} = 3370 \text{ Н}$$

9. Необходимое число винтов

$$z \geq F_b / F = 86000 / 3370 = 25,5 ,$$

принимаем $z = 26$.

Пример № 3.

Рассчитать цепную передачу: расположение линии центров звездочек передачи к горизонту 90° , передача открытая, регулируется натяжным роликом, цепь роликовая. Исходные данные: передаточное отношение передачи $i = u_{\Pi} = 2,25$; частота вращения ведущей звездочки $n_1 = n_b \cdot i = 32,3 \cdot 2,25 = 72,7 \text{ мин}^{-1}$ ($\omega_1 = 7,61 \text{ рад/с}$); вращающий момент и мощность на валу ведущей звездочки соответственно $T_1 = T_{2T} = 854 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = 854 \cdot 7,61 \cdot 10^{-3} = 6,5 \text{ кВт}$.

Решение. 1. Назначаем в соответствии с рекомендациями число зубьев меньшей (ведущей) звездочки $z_1 = 25$; число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 i = 25 \cdot 2,25 \approx 56 < z_{2\max} \approx 100 \dots 120$$

2. Определяем коэффициент эксплуатации передачи K_{Σ} , принимая $K_d = 1$ при спокойной нагрузке, $K_a = 1$ при оптимальном межосевом расстоянии $a = (30 \dots 50)t$, $K_H = 1,25$ при вертикальном расположении передачи, $K_c = 1$ при густой внутришарнирной смазке, $K_{\text{рег}} = 1,1$ при регулировании нажимным роликом, $K_{\text{реж}} = 1$ при односменной работе

$$K_{\Sigma} = K_d K_a K_H K_c K_{\text{рег}} K_{\text{реж}} = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1,375$$

3. Выбираем из таблиц рекомендуемое при $n_1 = 72,7 \text{ мин}^{-1}$ значение допускаемого давления в шарнирах цепи $[p_0] = 34 \text{ МПа}$ и рассчитываем шаг цепи при числе рядов цепи $m_p = 2$

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{\Sigma}}{z_1 [p_0] m_p}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{854 \cdot 10^3 \cdot 1,375}{25 \cdot 34 \cdot 2}} = 24,8$$

По стандарту принимаем цепь 2ПР-25,4-113,4 с $t = 25,4 \text{ мм}$, для которой диаметр валика $d_0 = 7,95 \text{ мм}$, ширина внутреннего звена $B = 22,61 \text{ мм}$, разрушающая нагрузка $F_p = 113,4 \text{ кН}$, погонная масса $q = 5,0 \text{ кг/м}$.

Проекция опорной поверхности шарнира на плоскость, проходящую через его ось

$$A_{\text{оп}} = 2d_0 B = 2 \cdot 7,95 \cdot 22,61 = 359 \text{ мм}^2$$

4. Вычисляем скорость цепи

$$v = \frac{n_1 z_1 t}{60 \cdot 1000} = \frac{72,7 \cdot 25 \cdot 25,4}{60 \cdot 1000} = 0,77 \text{ м/с}$$

и окружную силу, передаваемую цепью

$$F_t = P_1 / v_1 = 6,5 \cdot 10^3 / 0,77 = 8442 \text{ Н}$$

5. Рассчитаем давление в шарнирах принятой цепи

$$p = F_t K_{\Sigma} / A_{\text{оп}} = 8442 \cdot 1,375 / 359 = 32,3 \text{ МПа} < [p_0] = 34 \text{ МПа}$$

Таким образом, принятая роликовая однорядная цепь удовлетворяет условиям износостойкости и сопротивления усталости.

6. Принимаем межосевое расстояние

$$a = 40t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}$$

Число звеньев цепи

$$\begin{aligned} l_t &= \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} = \\ &= \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{25 + 56}{2} + \left(\frac{56 - 25}{2\pi} \right) \frac{25,4}{1016} = 121,1 \end{aligned}$$

Округляем до четного значения $l_t = 120$ (в этом случае нет необходимости в использовании переходных звеньев).

Окончательное межосевое расстояние

$$\begin{aligned} a &= \frac{t}{4} \left\{ l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \left[\left(l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \right]^{0,5} \right\} = \\ &= \frac{25,4}{4} \left\{ 120 - \frac{25 + 56}{2} + \left[\left(120 - \frac{25 + 56}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{56 - 25}{2\pi} \right)^2 \right]^{0,5} \right\} \approx 1002 \text{ мм} \end{aligned}$$

7. Проверим цепь на прочность по нормативному коэффициенту запаса $[S]$.

$$S = F_p / (F_t K_d + F_f + F_v) = 113,4 \cdot 10^2 / (8442 \cdot 1 + 49,1 + 3) = 13,4 > [S] = 7,5 - \text{прочность обеспечена,}$$

здесь $F_f = k_f q a g = 1 \cdot 5 \cdot 1002 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 = 49,1$ Н - натяжение цепи от провисания, ($k_f = 1$ при вертикальном расположении передачи); $F_v = q v^2 = 5 \cdot 0,77^2 = 3$ Н - нагрузка от центробежных сил.

8. Сила, действующая на валы звездочек, при $K_B = 1,05$

$$F_n = k_B F_t + 2F_f = 1 \cdot 0,5 \cdot 84,42 + 2 \cdot 49,1 = 8962 \text{ Н}$$

9. Делительные диаметры звездочек:

$$\text{ведущей } d_1 = t / \sin(180^\circ / z_1) = 25,4 / \sin(180^\circ / 25) = 202,7 \text{ мм}$$

$$\text{ведомой } d_2 = t / \sin(180^\circ / z_2) = 25,4 / \sin(180^\circ / 56) = 503,3 \text{ мм}$$

10. Проводим оценку резонансных колебаний цепи по критической частоте вращения ведущей звездочки

$$n_{1\text{кр}} = \frac{30}{z_1 a} \sqrt{\frac{F_1}{q}} = \frac{30}{25 \cdot 1,002} \sqrt{\frac{8494}{5}} = 49,4 \text{ мин}^{-1} < n_1 = 72,7 \text{ мин}^{-1}$$

$$(F_1 = F_t + F_f + F_v = 8442 + 49,1 + 3 = 8494 \text{ Н}).$$

Пример 4.

Выбрать по результатам сравнительного расчета передачи поликлиномременную или узким клиновым ремнем, установленную в системе привода между электродвигателем и редуктором. Номинальная передаваемая мощность $P = 6$ кВт, передаточное отношение $i = 3$. Частота вращения электродвигателя $n = 960$

мин⁻¹. Режим работы легкий (передача к ленточному конвейеру), работа в две смены.

Решение:

А. Расчет поликлиноремной передачи.

1. В зависимости от величины передаваемого вращающего момента $T_1 = P/\omega_1 = 30P/(\pi n) = 30 \cdot 6 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 960) = 59,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ из технических данных стандартных поликлиновых ремней выбираем ремень сечением Λ и определяем диаметр ведущего шкива, приняв для поликлиновой передачи коэффициент $k_d = 2,5 \dots 3$

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{T_1} = (2,5 \dots 3) \sqrt[3]{59,7 \cdot 10^3} = 97,7 \dots 117 \text{ мм}.$$

Из стандартного ряда принимаем $d_1 = 112 \text{ мм}$.

Диаметр ведомого шкива $d'_2 = i d_1 = 3 \cdot 112 = 336 \text{ мм}$. Ближайшее значение из стандартного ряда $d_2 = 315 \text{ мм}$.

2. Уточняем передаточное отношение с учетом относительного скольжения $\varepsilon = 0,01$

$$i = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{315}{112(1 - 0,01)} = 2,84.$$

Отклонение действительного передаточного отношения от заданного составляет

$$\Delta i = \frac{2,84 - 3,0}{3,0} \cdot 100\% = 5\%,$$

что допустимо.

3. Находим предварительные значения наименьшего и наибольшего межосевого расстояния:

$$\begin{aligned} a_{\min} &= 0,7(d_1 + d_2) = 0,7(112 + 315) = 298 \text{ мм}; \\ a_{\max} &= 2(d_1 + d_2) = 2(112 + 315) = 854 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Принимаем промежуточное значение $a' = 576 \text{ мм}$.

4. Определяем расчетную длину ремня

$$L'_p = 2a' + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'} = 2 \cdot 576 + \\ + \frac{3,14}{2}(112 + 315) + \frac{(315 - 112)^2}{4 \cdot 576} = 1840 \text{ мм}.$$

Полученное L'_p округляем до ближайшего стандартного значения $L_p = 1800$ мм.

5. Уточняем межосевое расстояние

$$a = 0,25 \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8q} \right] = 0,25 \times \\ \times \left[(1800 - 670) + \sqrt{(1800 - 670)^2 - 8 \cdot 10300} \right] = 556 \text{ мм};$$

здесь $w = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14(112 + 315) = 670$ мм ;

$$q = [(d_2 - d_1)/2]^2 = 10300 \text{ мм}^2.$$

6. Для установки и замены ремня предусматриваем возможность уменьшения a на 2 %, т.е. на 11 мм, а для компенсации отклонений и удлинения во время эксплуатации – возможность увеличения a на 5,5 %, т.е. на $0,055 \cdot 556 = 30$ мм.

7. Находим по справочным таблицам при

$$v = 0,5\omega_1 d_1 = \pi n_1 d_1 / 60 = 3,14 \cdot 960 \cdot 112 \cdot 10^{-3} / 60 = 5,63 \text{ м/с}$$

допускаемую окружную силу $F_{10} = 1095$ Н, передаваемую ремнем с десятью ребрами длиной $L = 1600$ мм; определяем корректирующие коэффициенты, учитывающие реальные условия работы передачи:

- влияние угла обхвата

$$c_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^\circ - 159^\circ) = 0,937 \\ \left[\alpha_1 \approx 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a = 180^\circ - 57^\circ(315 - 112)/556 = 159^\circ > 120^\circ \right];$$

- влияние длины ремня

$$c_L = 0,9 + 0,1L_p/L = 0,9 + 0,1 \cdot 1800/1600 = 1,01;$$

- влияние режима работы, в соответствии с заданием $c_p = 1,1$.

Тогда допускаемое окружное усилие поликлинового ремня с $z = 10$

$$[F]_{10} \approx (F_{10} c_\alpha c_L) c_p = (1095 \cdot 0,937 \cdot 1,01) 1,1 = 942 \text{ Н.}$$

8. Определяем необходимое число ребер поликлинового ремня

$$z = 10F/[F]_{10} = 10 \cdot 1066/942 = 11,3,$$

где $F = P/v = 6 \cdot 10^3/5,63 = 1066 \text{ Н}$

Принимаем $z = 12$, что согласуется с рекомендуемым числом.

9. Находим силу предварительного натяжения ремня

$$F_0 = 780 P c_L c_p / (v c_\alpha) + q_{10} z v^2 / 10 = \\ 780 \cdot 6 \cdot 1,01 \cdot 1,1 / (5,63 \cdot 0,937) + 0,45 \cdot 12 \cdot 5,63^2 / 10 = 1003 \text{ Н}$$

($q_{10} = 0,45 \text{ кг/м}$ – погонная масса ремня с 10 ребрами) и силу, действующую на валы

$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 1003 \cdot \sin(159^\circ/2) = 1972 \text{ Н.}$$

Б. Расчет передачи с узким клиновым ремнем.

1. По таблицам технических данных стандартных узких ремней для $T_1 = 59,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ выбираем сечение SPZ и определяем диаметр малого шкива, приняв для узких клиновых ремней $k_d = 2,0 \dots 2,5$.

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{T_1} = (2,0 \dots 2,5) \sqrt[3]{59,7 \cdot 10^3} = 78,2 \dots 97,7 \text{ мм.}$$

По рекомендуемому стандартному ряду выбираем $d_1 = 90$ мм и $d_2 = i d_1 = 3 \cdot 90 = 270$ мм, тогда скорость ремня

$$v = \pi n_1 d_1 / 60 = 3,14 \cdot 960 \cdot 90 \cdot 10^{-3} / 60 = 4,5 \text{ м/с}.$$

Из стандартного ряда принимаем $d_2 = 280$ мм.

Уточненное передаточное отношение $i = d_2 / [d_1 (1 - \varepsilon)] = 3,14$.

2. Оцениваем наивыгоднейшее межосевое расстояние по условию $a_{\min} < a' < a_{\max}$:

$$a_{\min} = 0,7(d_1 + d_2) = 0,7(90 + 280) = 259 \text{ мм},$$

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2(90 + 280) = 740 \text{ мм}.$$

Выбираем промежуточное значение $a' = 500$ мм, при котором расчетная длина ремня

$$\begin{aligned} L'_p &= 2a' + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2 / a' = \\ &= 2 \cdot 500 + 0,5 \cdot 3,14(90 + 280) + 0,25(280 - 90)^2 / 500 = 1599 \text{ мм} . \end{aligned}$$

Принимаем по стандарту $L_p = 1600$ мм и уточняем межосевое расстояние

$$\begin{aligned} a &= 0,25 \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8q} \right] = 0,25 \times \\ &\times \left[(1600 - 581) + \sqrt{(1600 - 581)^2 - 8 \cdot 9025} \right] = 500 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где $w = 0,55\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14(90 + 280) = 581$ мм;

$$q = [(d_2 - d_1)/2]^2 = [(280 - 90)/2]^2 = 9025 \text{ мм}^2.$$

3. Исходя из $v = 4,5$ м/с и $d_1 = 90$ мм, по справочным таблицам интерполированием находим значение номинальной мощности $P_0 = 1,5$ кВт, передаваемой одним ремнем сечения SPZ модельной длиной $L = 1600$ мм и определяем требуемое число ремней

$$k = P_{c_p} / (P_0 c_\alpha c_L c_k) = 6 \cdot 1,1 / (1,5 \cdot 0,934 \cdot 1 \cdot 0,9) = 5,23$$

$$[\text{при } \alpha_1 = 180^\circ - 57(d_2 - d_1)/a = 180^\circ - 57(280 - 90)/500 = 158^\circ]$$

$$c_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - 158^\circ) = 0,934;$$

$$c_L = 0,9 + 0,1L_p/L = 0,9 + 0,1 \cdot 1600/1600 = 1;$$

$c_p = 1,1$ при легком режиме работы в две смены;

$c_k = 0,9$ при 4...6 ремнях в комплекте].

Округляем до $k = 6$

5. Сила натяжения каждой ветви ремня

$$\begin{aligned} F_0 &= 780 P_{c_p} c_L / (k v c_\alpha) + q v^2 = \\ &= 780 \cdot 6 \cdot 1,1 \cdot 1 / (6 \cdot 4,5 \cdot 0,934) + 0,07 \cdot 4,5^2 = 206 \text{ Н} \end{aligned}$$

($q = 0,07$ кг/м – масса 1м ремня сечения SPZ) и сила, действующая на валы передачи,

$$F_H = 2F_0 k \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 206 \cdot 6 \cdot \sin(158^\circ/2) = 2456 \text{ Н}$$

В. Выбор передачи.

С целью сравнения рассчитанных передач по их габаритам дополнительно найдем ширину шкивов, определяемую по формуле

$$M = (z - 1)e + 2f$$

(z – число канавок; e – расстояния между клиньями; f – расстояние между канавкой и торцом шкива. Данные значения принимаются из таблиц геометрических параметров ремней и шкивов):

- при поликлиновом ремне сечения А

$$M'_{\text{пл.кл}} = (12 - 1)4,8 + 2 \cdot 2,5 = 64 \text{ мм},$$

округляем по стандартному ряду $M_{\text{пл.кл}} = 65 \text{ мм}$;

- при 6 узких клиновых ремнях сечения SPZ

$$M'_{\text{уз.кл}} = (6 - 1)8,5 + 2 \cdot 8 = 58,5 \text{ мм},$$

принимаем $M_{\text{уз.кл}} = 60 \text{ мм}$.

Таблица

Параметры передач		
Параметры \ Передача	Поликлиновым ремнем	Узким клиновым ремнем
Межосевое расстояние, мм	556	500
Диаметры шкивов, мм		
- ведущего	112	90
- ведомого	315	280
Ширина шкивов, мм	65	60
Сила давления на валы, Н	1972	2426

Из таблицы следует, что передача узким клиновым ремнем имеет несколько меньшие габариты и в то же время большую нагрузку на валы, поликлиновая передача – наоборот. Таким образом, по геометрическим и силовым параметрам рассчитанные передачи приблизительно одинаковы, но, учитывая, что поликлиноремненные передачи более чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов, выбираем передачу узким клиновым ремнем.