

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
СТАВРОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра «Механика и компьютерная графика»**

Расчетно-графическая работа
Расчет клиноременной передачи

Методические указания

для студентов факультета механизации с.х.
направлений подготовки бакалавров – 35.03.06 «Агроинженерия» и
23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»

Ставрополь 2020

Методические указания разработали: В.Е. Кулаев, А.В. Орлянский,
В.А. Лиханос, Л.И. Яковлева,
И.А. Орлянская, А.Н. Петенев

Рецензент - д.э.н., к.т.н., профессор Б.А. Доронин

Одобрены и рекомендованы к изданию методической комиссией факультета механизации сельского хозяйства Ставропольского государственного аграрного университета. Протокол № 1 от 2 сентября 2020 г.

2. Расчет клиноременной передачи.

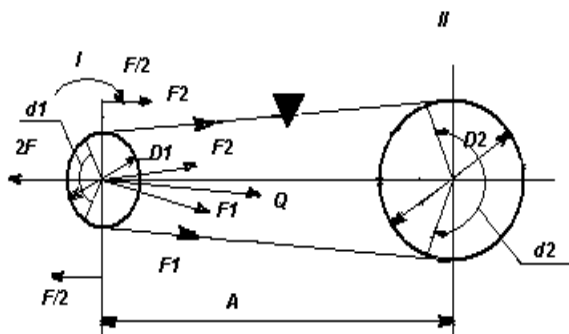


Рисунок 1- Схема ременной передачи

$$\omega_1 = 301 \text{ рад/с} \quad \omega_2 = 150,5 \text{ рад/с}$$

$$n_1 = 2880 \text{ об/мин} \quad n_2 = 1440 \text{ об/мин}$$

$$T_1 = 21 \text{ Нм} \quad T_2 = 40 \text{ Нм}$$

$$U = 2$$

2.1. Выбор профиля ремня.

Выбор ведется по крутящему моменту T_1 . Выбираем сечение А.

$$[T_1] = 15 \div 60 \text{ Нм}$$

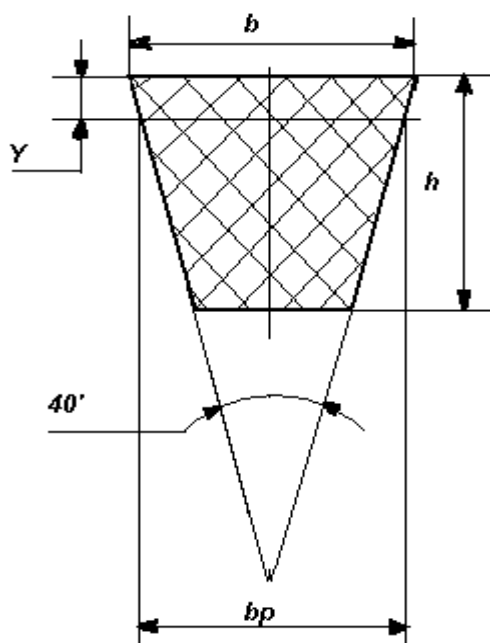


Рисунок 2 - Сечение ремня

$$b = 13 \text{ мм}, b_p = 11 \text{ мм}, h = 8 \text{ мм}, Y_0 = 2,8 \text{ мм}, S = 81 \text{ мм}^2, D_{\min} = 90 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр ведущего шкива D_1 на 1...2 номера больше из стандартного ряда: $D_1 = 125 \text{ мм}$.

2.2. Выбор диаметра ведомого шкива с учетом относительного скольжения.

$D_2 = D_1 \cdot U \cdot (1 - \varepsilon)$, где $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ - коэффициент учитывающий скольжение ремня;

$$D_2 = 125 \cdot 2 \cdot (1 - 0,02) = 245 \text{ мм}$$

Принимаем из стандартного ряда $D_2 = 250 \text{ мм}$.

2.3. Уточняем действительное передаточное число.

$$U = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{250}{125 \cdot (1 - 0,02)} = 2,05$$

Допустимый процент ошибки $[\Delta U] = 3\%$

2.4. Определяем межосевое расстояние.

$$A_{\min} = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h = 0,55 \cdot (125 + 250) + 8 = 214 \text{ мм}, \text{ принимаем } A = 700 \text{ мм}.$$

$$A_{\max} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (125 + 250) = 750 \text{ мм}$$

2.5. Определяем расчетную длину ремня.

$$l_p = 2a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 700 + \frac{\pi}{2} \cdot (125 + 250) + \frac{(250 - 125)^2}{4 \cdot 700} = 1994 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда выбираем $l_{ГОСТ} = 2000 \text{ мм}$.

2.6. Определяем линейную скорость передачи.

$$V = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = 301 \cdot \frac{0,125}{2} = 18,8 \text{ м/с}$$

2.7 Определяем число пробегов ремня.

$$v = \frac{V}{l_{ГОСТ}} = \frac{18,8}{2} = 9,4 \text{ с}^{-1}, [v] \leq 10 \text{ с}^{-1}$$

$v < [v]$ - по числу пробегов ремня передача удовлетворяет требованиям.

2.8. Определяем действительное межосевое расстояние.

$$A_0 = A + \frac{l_{ГОСТ} - l_p}{2} = 700 + \frac{2000 - 1994}{2} = 703 \text{ мм}$$

Уменьшение A : на 0,01 от длины ремня $0,01 \cdot l_{ГОСТ} = 0,01 \cdot 2000 = 20 \text{ мм}$

Увеличение A : $0,025 \cdot l_{ГОСТ} = 0,025 \cdot 2000 = 50 \text{ мм}$

Отсюда длина паза регулировочного механизма: $l_n = 20 + 50 = 70 \text{ мм}$

2.9. Определяем угол обхвата на меньшем шкиве.

$[\alpha]_{кл} = 120^\circ$ - допустимое значение угла обхвата для клиноременной передачи.

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A_0} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{250 - 125}{700} \cdot 57^\circ = 170^\circ$$

$\alpha_1 > [\alpha]$ - проскальзывания не будет.

2.10. Расчет силовых характеристик.

Определяем окружное усилие, передаваемое одним ремнем.

При сечении A длина ремня $L = 1700 \text{ мм}$, $u = 1$. Расчетная величина линейной скорости передачи $18,8 \text{ м/с}$. Принимаем интервал скоростей $V = 15 \text{ м/с} \dots V = 20 \text{ м/с}$.

$$V_1 = 15 \text{ м/с}, F_{t1} = 177 \text{ Н}$$

$$V_2 = 20 \text{ м/с}, F_{t2} = 155 \text{ Н}$$

$$F_t = F_{t2} + \frac{F_{t1} - F_{t2}}{(V_2 - V_1)} \cdot (V_2 - V_1) = 155 + \frac{177 - 155}{5} \cdot 1,2 = 160 \text{ Н}$$

2.11. Определяем допустимое окружное усилие на один ремень.

$$[F_{t1}] = F_t \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_p, \text{ где } C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^\circ - 170^\circ) = 0,97$$

C_L - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня:

$$C_L = 0,3 \cdot \frac{l_{\text{норм}}}{l} + 0,7 = 0,3 \cdot \frac{2000}{1700} + 0,7 = 1,05$$

C_p - коэффициент режима работы при заданных условиях, при умеренных толчках,

$$C_p = 0,9$$

$$[F_{t1}] = 160 \cdot 0,97 \cdot 1,05 \cdot 0,9 = 147 \text{ Н}$$

2.12. Определяем полезное окружное усилие.

$$F_t \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 21}{0,125} = 336 \text{ Н}$$

2.13. Определяем количество ремней.

$$Z = \frac{F_t}{[F_{t1}]} = \frac{336}{147} \approx 2,3, \text{ принимаем число ремней } Z=3.$$

2.14. Определение усилия, действующего в ветвях ременной передачи.

F_1 - усилие в набегающей ветви;

F_2 - усилие в сбегающей ветви;

F_0 - усилие предварительного натяжения;

$2F_0$ - общее усилие.

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2 \cdot Z}; F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2 \cdot Z}; F_0 = \delta_0 \cdot S, \text{ где } \delta_0 - \text{напряжение от предварительного}$$

натяжения $\delta_0 = 1,4 \div 2,0 \text{ Н/мм}^2$

S - площадь сечения ремня, $S = 81 \text{ мм}^2$;

$$F_0 = 1,4 \cdot 81 = 113 \text{ Н}; F_1 = 113 + \frac{336}{2 \cdot 3} = 169 \text{ Н}; F_2 = 113 - \frac{336}{2 \cdot 3} = 57 \text{ Н}$$

2.15. Определяем максимальное напряжение в поперечном сечении ремня.

$$\delta_{\max} = \frac{F_1}{S} + E \cdot \frac{Y_0}{D_1} + \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}, \text{ где } E - \text{модуль упругости, } E = 60 \dots 100 \text{ Н/мм}^2;$$

принимаем $E = 80 \text{ Н/мм}^2$.

ρ - плотность ремня, $\rho = 1000 \div 1100 \text{ кг/м}^3$.

$$\delta_{\max} = \frac{169}{81} + 80 \cdot \frac{2 \cdot 2,8}{125} + 1000 \cdot 18,8^2 \cdot 10^{-6} \approx 6,0 \text{ Н/мм}^2$$

2.16. Определяем долговечность ремня.

$$L_h = \left(\frac{\delta_y}{\delta_{\max}} \right)^m \cdot \frac{10^7 \cdot C_i \cdot C_H}{Z_u \cdot 3600 \cdot v}, \text{ где } \delta_y - \text{предел усталостных напряжений,}$$

$\delta_y = 9 \text{ Н/мм}^2$ для клиноременной передачи.

m - показатель степени, для клиноременной передачи $m=8$;

C_i - коэффициент, учитывающий передаточное число;

$$C_i = 1,7, \text{ т.к. } U < 4$$

C_H - коэффициент, учитывающий постоянство нагрузки.

При переменной нагрузке $C_H = 1,5$

Z_u - число шкивов, $Z_u = 2$

v - число пробегов.

$$L_h = \left(\frac{9}{6} \right)^8 \cdot \frac{10^7 \cdot 1,7 \cdot 1,5}{2 \cdot 3600 \cdot 9,4} = 9656 \text{ час}$$

2.17. Определяем усилие на валы и опоры.

$$Q = 2 \cdot F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 113 \cdot 3 \cdot \sin \frac{170}{2} = 675 \text{ Н}$$

2.18. Разрабатываем конструкцию шкивов.

Шкивы выполняют дисковыми если их расчетный диаметр не превышает:

O – до 160мм

A – 200мм

B – 250мм

B – 350мм

D – 400мм

Шкивы большого диаметра выполняются со спицами.

Материал – чугун С415 (литые)

Сталь 20Л (литые), при $V > 30 \text{ м/с}$

Профиль канавок клиновых ремней выполняем по ГОСТ 20898-80.

Тип А: $c=3,3, l=9, t=15, S=10, \varphi = 40^\circ, D = D_1 = 125 \text{ мм}$

Размеры основных конструктивных элементов шкивов.

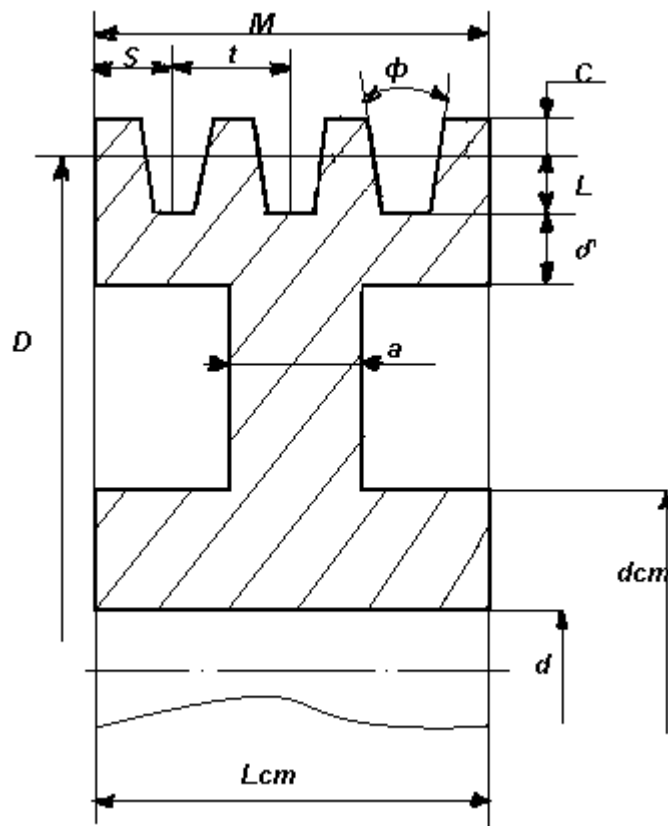


Рисунок 3 – Конструктивные элементы шкива

$$M = (Z - 1) \cdot t + 2S = (3 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 50 \text{ мм}$$

$$\delta = (0,65 \dots 0,75) \cdot t = 9,75 \dots 11,25 \text{ мм}; \text{ принимаем } \delta = 10 \text{ мм}$$

$$a = (1,2 \dots 1,3) \cdot \delta = (1,2 \dots 1,3) \cdot 10 = 12 \dots 13 \text{ мм}; \text{ принимаем } a = 12 \text{ мм}$$

$$d_{cm} = 1,6d + 10 = 1,6d_{\text{эл}} + 10 = 1,6 \cdot 28 + 10 = 54,8 \text{ мм}; \text{ принимаем } d_{cm} = 55 \text{ мм}$$

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d = (1,2 \dots 1,5) \cdot 28 = 33,6 \dots 42 \text{ мм}; \text{ принимаем } l_{cm} = M = 50 \text{ мм}.$$

