

Мельникова Ираида Анатольевна, кандидат педагогических наук, доцент, доцент кафедры общепрофессиональных дисциплин, Ульяновский институт гражданской авиации имени Главного маршала авиации Б.П. Бугаева, г. Ульяновск

Зимина Наталья Геннадьевна, старший преподаватель кафедры общепрофессиональных дисциплин, Ульяновский институт гражданской авиации имени Главного маршала авиации Б.П. Бугаева, г. Ульяновск

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РЕМЁННОЙ И ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В VOLVO AT3-18-FE В БАРАБАНЕ ДЛЯ НАМОТКИ РУКАВОВ

Аннотация: Проведен сравнительный анализ применения цепной и ременной передач в барабане для намотки рукавов на примере автотопливозаправщика VOLVO AT3-18-FE. Выполнено сравнение основных параметров для цепной и ременной передач по определённым критериям. Показаны преимущества применения цепной передачи.

Ключевые слова: цепная передача, ремённая передача, скорость цепи, окружная сила, долговечность цепи.

Abstract: A comparative analysis of the use of chain and belt gears in the drum for winding sleeves is carried out on the example of the VOLVO ATZ-18-FE tanker. The comparison of the main parameters for chain and belt gears according to certain criteria is carried out. The advantages of using a chain transmission are shown.

Keywords: chain drive, belt drive, chain speed, circumferential force, chain durability.

Различные передачи находят широкое применение в машиностроении, конструкциях сельскохозяйственных и дорожных машин и во многих других областях. Поэтому тема данной научной работы является актуальной в наши дни, так как очень важно выбрать передачу с наиболее хорошими показателями, высоким КПД и безотказностью в условиях высоких нагрузок [1].

Для начала, можно сказать, что цепная передача — это передача механической энергии при помощи гибкого элемента — цепи, за счёт сил зацепления. А ремённая передача — это передача механической энергии при помощи гибкого элемента — приводного ремня, за счёт сил трения или сил зацепления.

В VOLVO AT3-18-FE используется цепная передача в барабане для намотки рукавов. Привод лебёдки осуществляется от коробки отбора мощности. На валу с муфтой – ведущая звёздочка, с помощью цепи приводится во вращение ведомая звёздочка на валу, на концах вала – вилки для намотки рукавов.

Теперь рассчитаем цепную передачу (приводная роликовая однорядная цепь, линия центров звёздочек совпадает с горизонталью, натяжение цепи нерегулируемое, работа двухсменная, нагрузка – умеренная ударная)

Для расчёта примем следующие исходные данные [2; 3; 4; 5]:

- передаточное число $u = 4$;
- частота вращения ведущей звёздочки $n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}$;
- вращающий момент на ведущей звёздочке $T_1 = 140 \text{ Н*м}$.

1. Выберем приводную роликовую однорядную цепь по ГОСТ 13568-97.

2. Определим минимальное число зубьев ведущей звёздочки:

$$z_{1\min} = 29 - 2 * u = 29 - 2 * 4 = 21.$$

Следовательно, принимаем $z_1 = 23$.

3. Определим число зубьев ведомой звёздочки:

$$z_2 = u * z_1 = 4 * 23 = 92.$$

4. Определим коэффициента эксплуатации.

При умеренных ударных нагрузках будем принимать: $K_D = 1,5$; коэффициент влияния межосевого расстояния $K_A = 1,0$ при $a = (30 - 50)p$; при горизонтальном расположении передачи $K_H = 1,0$; при нерегулируемом натяжении цепи $K_{РЕГ} = 1,25$; при периодической смазке $K_{СМ} = 1,3$; при двухсменной работе $K_{РЕЖ} = 1,35$.

С учетом принятых значений коэффициентов получем:

$$K_{Э} = K_D * K_A * K_H * K_{РЕГ} * K_{СМ} * K_{РЕЖ} = 1,5 * 1,0 * 1,0 * 1,25 * 1,3 * 1,25 = 3,05.$$

5. Определим шаг цепи.

При $n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}$ среднее допускаемое давление в шарнирах:

$$[p_0] = \frac{(31 + 30 + 29 + 26)}{4} = 29 \text{ МПа.}$$

Из этого следует, что шаг цепи:

$$P \geq 28 * \sqrt[3]{\frac{T_1 * K_n}{z_1 * [p_0] * K_m}} = 28 * \sqrt[3]{\frac{140 * 3,05}{23 * 29 * 1}} \approx 24,1.$$

Примем цепь ПР – 25,4 – 60 ГОСТ 13568-97 с шагом $p = 25,4$ мм и разрушающей нагрузкой $F_p = 60$ кН.

6. Диаметры делительной окружности звёздочек:

- ведущей звёздочки:

$$d_{d1} = \frac{p}{\sin(\frac{180^\circ}{z_1})} = \frac{25,4}{\sin(\frac{180^\circ}{23})} = 186,54 \text{ мм};$$

- ведомой звёздочки:

$$d_{d2} = \frac{p}{\sin(\frac{180^\circ}{z_2})} = \frac{25,4}{\sin(\frac{180^\circ}{92})} = 743,97 \text{ мм};$$

7. Рассчитаем среднюю скорость цепи:

$$v = \frac{z_1 * p * n_1}{60 * 10^3} = \frac{23 * 25,4 * 200}{60 * 10^3} = 1,95 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

8. Рассчитаем окружную силу, передаваемую цепью:

$$F_t = \frac{2000 * T_1}{d_{d1}} = \frac{2000 * 140}{186,54} = 1501 \text{ Н.}$$

9. Рассчитаем давление в шарнирах цепи:

$$p_0 = \frac{K_{Э} * F_t}{A * K_m} = \frac{3,05 * 1501}{179 * 1} = 25,5 \text{ МПа (где } A = 179 \text{ мм}^2 \text{ – площадь опорной)}$$

поверхности шарнира).

10. Рассчитаем предварительное значение межосевого расстояния:

$$a = (30-50) \cdot p = (30-50) \cdot 25,4 = (762-1270) \text{ мм.}$$

Примем $a = 1000$ мм.

11. Рассчитаем необходимое число звеньев цепи:

$$L_p = \frac{2 \cdot a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} = \frac{2 \cdot 1000}{25,4} + \frac{23 + 92}{2} + \left(\frac{92 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1000} =$$
$$= 139,3$$

Округлим полученное значение до целого чётного числа $L_p = 140$.

12. Уточним значение межосевого расстояния:

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right) = \frac{25,4}{4} \cdot \left(140 - \frac{23 + 92}{2} + \right.$$
$$\left. + \sqrt{\left(140 - \frac{23 + 92}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{92 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right) = 1009,2 \text{ мм.}$$

13. Проведём проверку цепи на прочность:

- рассчитаем натяжение цепи от центробежных сил:

$$F_{ц} = m \cdot v^2 = 2,6 \cdot 1,95^2 \approx 10 \text{ Н (где } m = 2,6 \text{ кг – масса одного метра цепи);}$$

- рассчитаем натяжение цепи от силы тяжести для горизонтально расположенной передачи:

$$F_0 = K_f \cdot m \cdot g \cdot a = 6 \cdot 2,6 \cdot 9,81 \cdot 1,006 = 153,95 \text{ Н;}$$

- коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{K_d \cdot F_t + F_{ц} + F_0} \geq [S] \text{ (где } [S] = 8,3 \text{ – допускаемый коэффициент запаса}$$

прочности)

$$S = \frac{60000}{1 \cdot 1501 + 10 + 153,95} = 36,04 > [S] = 8,3.$$

Условие прочности соблюдается.

Далее рассчитаем плоскоремённую передачу (пусковая нагрузка – до 130% номинальной, колебания рабочей нагрузки – умеренные, наклон межосевой линии к горизонту 30° , натяжение ремня производится перемещением двигателя, передача работает в сухом помещении, работа односменная).

Для расчёта примем следующие исходные данные:

- передаточное отношение $i = 3$;
- частота вращения $n_1 = 1440$ об/мин;
- мощность на ведущем валу $P_1 = 7$ кВт.

1. В качестве гибкой связи выберем прорезиненный кордтканевый ремень.

2. Определим диаметр меньшего шкива:

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{7}{1440}} = (176 \dots 218) \text{ мм.}$$

Примем $d_1 = 250$ мм.

2. Определим диаметр ведомого шкива:

$d_2 = d_1 * i * (1 - \xi) = 250 * 3 * (1 - 0,01) \approx 742,5$ мм (где $\xi = 0,01$ – коэффициент упругого скольжения)

3. Уточним передаточное отношение:

$$i = \frac{d_2}{d_1 * (1 - \xi)} = \frac{710}{250 * (1 - 0,01)} = 2,87.$$

4. Найдём рекомендуемое межосевое расстояние:

$$a' = (1,5 \dots 2,0)(d_1 + d_2) = (1,5 \dots 2,0)(250 + 710) = 1440 \dots 1920.$$

Принимаем $a' = 1600$ мм.

5. Предварительно определим длину ремня:

$$L' = 2 * a' + \frac{\pi * (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 * a'} = 2 * 1600 + \frac{3,14 * (250 + 710)}{2} + \frac{(710 - 250)^2}{4 * 1600} \approx 4740 \text{ мм.}$$

6. Рассчитаем скорость ремня:

$$v = \frac{\pi * d_1 * n_1}{60 * 1000} = \frac{3,14 * 250 * 1440}{60 * 1000} \approx 18,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

7. Рассчитаем минимальную длину ремня:

$$L_{\min} = \frac{v}{[v]} = \frac{18,8}{15} = 1,3 \text{ м.}$$

Окончательно примем $L = 4750$ мм.

8. Уточним значение межосевого расстояния:

$$a = \frac{1}{8} * (2 * L - \pi * (d_1 + d_2) + \sqrt{(2 * L - \pi * (d_1 + d_2))^2 - 8 * (d_2 - d_1)^2}) = \frac{1}{8}$$

*(2*4750 –

-

3,14*(250+710)

+

$$\sqrt{(2 * 4750 - 3,14 * (250 + 710))^2 - 8 * (710 - 250)^2} = \\ = 1605 \text{ мм.}$$

9. Примем для прорезиненного ремня:

$$\frac{\delta}{d_{1 \min}} = \frac{1}{40}.$$

10. Найдём толщину:

$$\delta = d_1 * \frac{\delta}{d_{1 \min}} = 250 * \frac{1}{40} = 6,25 \text{ мм.}$$

Окончательно примем прорезиненный ремень из ткани Б-820 с обкладками толщиной 6 мм с четырьмя прокладками.

11. Найдём приведённое полезное напряжение, приняв начальное напряжение в ремне $\sigma_0 = 1,8$ МПа:

$$[\sigma_F]_0 = A - W * \frac{\delta}{d_1} = 2,5 - 10,0 * \frac{6}{250} = 2,26 \text{ МПа.}$$

12. Рассчитаем допускаемое полезное напряжение для условий работы передачи:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 * C_0 * C_1 * C_2 * C_3 = 2,26 * 1,0 * 0,95 * 0,95 * 0,9 \approx 1,84 \text{ МПа (где } C_0 \\ = 1,0; C_1 = 0,95; C_2 = 0,95; C_3 = 0,9).$$

Рассчитаем окружную силу:

$$F_t = \frac{10^3 * P_1}{v} = \frac{10^3 * 7}{18,8} \approx 372 \text{ Н.}$$

13. Рассчитаем требуемую ширину ремня:

$$b = \frac{F_t}{\delta * [\sigma_F]} = \frac{372}{6 * 1,84} \approx 33,7$$

Округлим найденное значение до большего стандартного $b = 80$ мм.

14. Найдём:

- напряжение в ремне от рабочего напряжения:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2 * b * \delta} = 1,8 + \frac{372}{2 * 80 * 6} \approx 2,19 \text{ МПа.}$$

- напряжение изгиба:

$$\sigma_{и} = E * \frac{\delta}{d_1} = 150 * \frac{6}{250} = 3,6 \text{ МПа.}$$

- напряжение от центробежной силы:

$$\sigma_{Ц} = \rho * v^2 * 10^{-6} = 1250 * 18,8^2 * 10^{-6} = 0,44 \text{ МПа.}$$

- максимальное напряжение в ремне:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{II} + \sigma_{Ц} = 2,19 + 3,6 + 0,44 \approx 6,23 \text{ МПа.}$$

15. Определим коэффициенты v_1 и v_2 для заданных условий работы равны:

$$v_1 = 1,5 * \sqrt[3]{i} - 0,5 = 1,5 * \sqrt[3]{2,87} - 0,5 \approx 1,63.$$

$$v_2 = 1,0.$$

16. Определим число пробегов:

$$v = \frac{v}{L} = \frac{1,18}{4,750} \approx 4^{-1}.$$

17. Определим расчётную долговечность ремня:

$$L_h = \frac{N_0}{7200 * v} * \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m * v_1 * v_2 = \frac{10^7}{7200 * 4} * \left(\frac{7,5}{6,23} \right)^6 * 1,63 * 1,0 \approx 1723 \text{ ч.}$$

18. Рассчитаем давление на валы передачи:

$$Q_{\max} = 3 * \sigma_0 * b * \delta = 3 * 1,8 * 80 * 6 = 2592 \text{ Н.}$$

Проведём сравнительный анализ цепной и плоскоремённой передач (табл. 1).

Таблица 1. Сравнительный анализ цепной и плоскоремённой передач

	Цепная передача	Плоскоремённая передача
Межосевое расстояние, мм	1009,2	1605
Скорость цепи/ремня, м/с	1,95	18,8
Окружная сила, Н	1501	372
Долговечность цепи/ремня, ч	10000-15000	1723

В ходе проведения данной работы, мы выяснили, почему в VOLVO-18-FE используется именно цепная передача в барабане для намотки рукавов. Исходя из расчетов, можно сделать вывод, что при нормальной работе долговечность цепи составляет 10000-15000 часов, а долговечность ремня - 1000-5000 часов. В то время как для ременной передачи эти показатели 1700-1750 часов и 700-1500 часов соответственно. Цепная передача имеет большую плотность цепи по сравнению с ремнём, что позволяет передать цепью большие

нагрузки с постоянным передаточным числом и при значительно меньшем передаточном расстоянии.

Библиографический список:

1. Коновалов А.Б., Гребенникова В. М. Ременные передачи: учебное пособие / СПбГТУРП. СПб., 2011. 106 с.: ил.42.
2. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ: методические указания. / сост. М.В. Аввакумов, А.Б. Коновалов; СПб ГТУРП. - СПб., 2013.- 31 с.
3. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов. – 12-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
4. ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94) Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия.
5. Топливозаправщик аэродромный АТЗ-18-FE (Зав. №№ 156); руководство по эксплуатации АТЗ-18-FE.000.000.000-08 РЭ.