

ОБОСНОВАНИЕ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ САМОНАТЯЖНОЙ РЕВЕРСИВНОЙ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Александр Морозов*, Николай Хабрат**, Эрвин Умеров**

*Национальная академия природоохранного и курортного строительства

**Крымский инженерно-педагогический университет

Адрес: Украина, 95493, г. Симферополь, ул. Киевская, 181. e-mail: www.napks.edu.ua

Аннотация. Приведено описание конструкции; работа и методика по определению основных параметров, и расчет самонатяжных ременных передач.

Ключевые слова: ременная передача, самонатяжная передача, автоматическое натяжение ремней, ременная передача с натяжным роликом.

ВВЕДЕНИЕ

В приводах различного рода машин различных производств и главным образом в сельскохозяйственных широком применении получили клиноременные передачи благодаря их простоте конструктивного исполнения, эксплуатации, возможности передавать мощности на значительные расстояния и многие другие ее положительные свойства [2, 7]. К недостаткам этой передачи следует отнести в первую очередь нестабильность первоначально созданного натяжения ремню вследствие его удлинения в процессе эксплуатации [5].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Имеющаяся у эксплуатационников тенденция к созданию повышенного начального натяже-

ния с целью повышения надежности привода, приводит к снижению долговечности как самого ремня, так и подшипниковых опор, усталостной прочности валов и др.

Установлено, что при бесконтрольной установке начального натяжения приводным ремням в условиях эксплуатации превышает 20% номинального [10]. Известно также, что увеличение суммарных напряжений в ремне всего лишь на 4% снижает их долговечность от 26 до 56% в зависимости от их конструктивного исполнения [9].

На рис.1 приведены графические распределения натяжений и кривые скольжения для двухшквивной передачи с жестким закреплением осей шкивов, автоматическом натяжении ведомой ветви с помощью натяжного ролика и самонатяжной передачи [4].

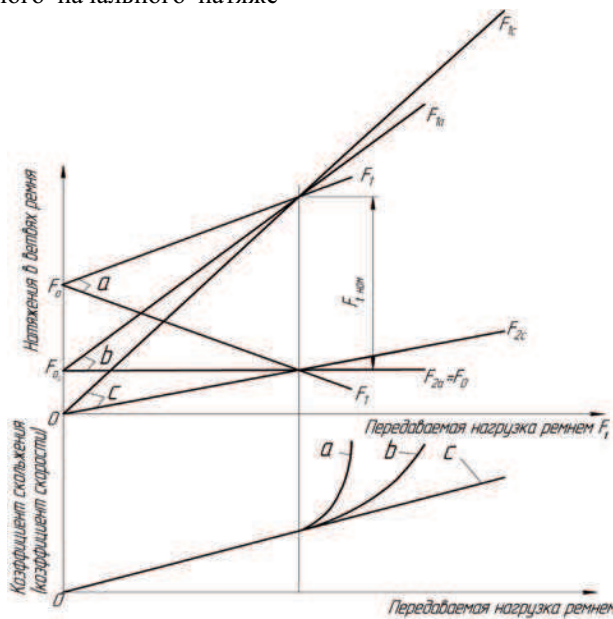


Рис.1. Графические отображения изменений натяжений при различных способах создания натяжений ремня: а – передача с жестким закреплением осей, в – передача с автоматическим созданием натяжения, с – передача с самонатяжением.

Fig.1. Graphic reflections of changes of pulls of strap: a- is a transmission with the hard fixing of axes, b - is a transmission with automatic creation of pull, with is a transmission with a selfpull.

Из анализа распределений натяжений в ветвях этих трех видов передач и их кривых скольжения следует, что при правильно выбранных параметрах этих передач при передаче ими одной и той же номинальной мощности у всех различных передач величины натяжений в ветвях и скольжения имеют одну и ту же величину [3, 4].

В случае же постепенного увеличения передаваемой нагрузки более номинальной, интенсивность скольжения (потери скорости) резко увеличивается у передачи с жестким закреплением осей шкивов. Менее интенсивно при автоматическом создании и поддержании натяжения в ведомой ветви (автоматическом натяжении).

У самонатяжной же передачи натяжение в ведомой ветви создается автоматически за счет использования реактивного момента, воздействующего на статор приводного электродвигателя, и таким каково оно необходимо (в зависимости от передаваемой мощности). Однако отметим при этом, что такой режим работы передачи обеспечивается только при рационально выбранных параметрах этой передачи.

Клиноременная передача обычно приводится в движение от электродвигателя, работающая в режимах как нереверсивном, так и в реверсивном. В последнем случае одна и та же ветвь передачи попеременно становится либо ведущей, либо ведомой. В тех случаях, когда конструктивно в приводах машин межосевое расстояние постоянно, а натяжение ремню создается путем перемещения натяжного ролика, такая передача становится крайне нерациональной, т.к. в случае ведущей ветви для ремня, проходящего через натяжной ролик, последний на наиболее нагруженном участке получает еще и дополнительные напряжения изгиба, которые приводят к резкому снижению срока службы наиболее слабого звена привода – клинового ремня.

Цель работы – разработка конструкции самонатяжного реверсивного клиноременного привода лишённого отмеченных выше недостатков, обоснование его рациональных параметров для проведения силового расчета с использованием нормативных материалов.

ПРИМЕР КОНСТРУКТИВНОГО РЕШЕНИЯ ПОСТАВЛЕННОЙ ЗАДАЧИ

Для привода транспортера подачи зеленой массы к измельчителю машин ИЗМ – 5 был разработан самонатяжной реверсивный клиноременный привод [6], который представлен на рис. 2.

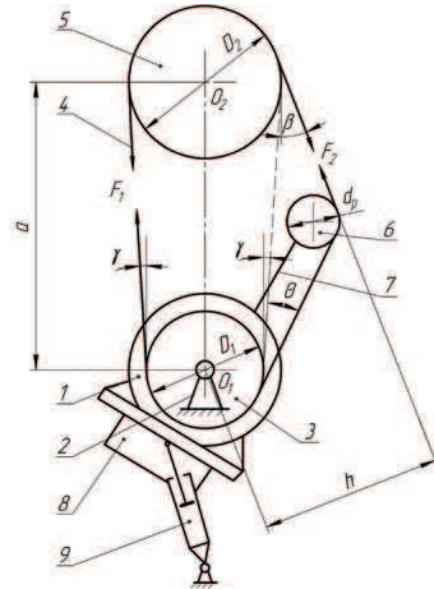


Рис.2. Схема самонатяжного ременного привода.
Ris.2. Chart of a selfpull strap transmission.

Привод содержит электродвигатель 1, установленный балансирно качающимся в опорах 2, на валу которого закреплен ведущий шкив 3, охватываемый ремнем 4, который также охватывает ведомый шкив 5 и натяжной ролик 6. На статоре электродвигателя закреплен жестко рычаг 7 с натяжным роликом 6, уравниваемым грузом 8.

Работает этот привод следующим образом. При включении электродвигателя в работу, крутящий момент от вала электродвигателя передается на шкив и далее последний преобразуется в окружное усилие в ремне, передаваемое им ведущей ветвью передачи ведомому шкиву. При этом реактивный момент, воздействующий на статор электродвигателя разворачивает последний вместе с натяжным роликом в направлении обратном направлению вращения ведущего шкива. При этом натяжной ролик, воздействуя на ведомую ветвь, создает ей строго определенное, требуемое натяжение для передачи соответствующей нагрузки.

При изменении направления вращения ротора электродвигателя все элементы самонатяжного ременного привода работают в обратном направлении.

Так как в приводах машин в основном используются асинхронные трехфазные электродвигатели, создающие значительный крутящий момент при пуске, то с целью уменьшения его воздействие на ремень в приводе нами установлен гидравлический демпфер 9.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

Соотношение в натяжениях ветвей передачи в ведущей F_1 и ведомой F_2 было установлено Л. Эйлером в 1775 г. и применительно к клиноременной передаче имеет вид:

$$F_1 / F_2 = \text{экс} \left[\alpha f \left(\sin \frac{\varphi}{2} \right) \right], \quad (1)$$

где f – коэффициент трения ремня по желобу шкива с углом φ ;

α – угол упругого скольжения ремня по шкиву.

Для самонатяжной передачи этот угол несколько меньше угла обхвата ремнем ведущего шкива.

Для ответа на вопрос выбора рациональных параметров рассматриваемой передачи по рис.2 составим уравнение моментов сил относительно оси ведущего шкива

$$\sum M_{o1} = 0,5F_1D_1 - F_2h = 0 \quad (2)$$

Заменив в уравнении (2) $h = 0,5D_2 + a \sin \beta$ и преобразовав его получим:

$$\text{экс} \left[\frac{\alpha f}{\sin(\varphi/2)} \right] = u + (2a \sin \beta) / D_1, \quad (3)$$

где в уравнениях (2) и (3) D_1, D_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов;

a – межосевое расстояние между шкивами;

β – угол наклона ведомой ветви ременной передачи к межцентровой линии шкивов на участке между ведомым шкивом и натяжным роликом.

Рассмотрим последовательность выбора рациональных параметров (углов α и β) самонатяжной клиноременной передачи на примере привода транспортера машин ИЗМ-5 с геометрическими размерами $D_1 = 140$ мм, $D_2 = 280$ мм, $d_{\text{пр}} = 125$ мм, $a = 415$ мм, $\gamma = 9,5^\circ$ (угол наклона касательных ветвей ремня к шкивам относительно межцентровой линии), $f = 0,17$ (коэффициент трения ремня по желобу шкива [9]). Сечение клинового ремня Б (принят по рекомендации [1] в зависимости от частоты вращения ведущего шкива и передаваемой мощности).

Выразим угол обхвата ведущего шкива зависимостью:

$$\alpha = 180^\circ - 2\gamma - \theta, \quad (4)$$

где θ – угол наклона ведомой ветви клиноременной передачи к общей касательной между шкивами по рис.2 на участке между ведущим шкивом и натяжным роликом.

С учетом зависимости (4) основное уравнение (3) для определения основных параметров самонатяжной передачи принимает вид:

$$\begin{aligned} \text{экс} \left[\frac{(180^\circ - 2\gamma - \theta)f}{\sin(\varphi/2)} \right] = \\ = u + (2a \sin \beta) / D_1. \end{aligned} \quad (5)$$

Анализ уравнения (5) показывает, что оно аналитически неразрешимо, т.к. в нем имеется одновременно два зависимых друг от друга параметра – углы β и θ и составить дополнительное соотношение исключающее один из этих параметров не представляется возможным.

Для определения расчетным путем параметров β и θ используем графоаналитический метод последовательных приближений. Для этого левую и правую части уравнения (5) представим в виде отдельных функций:

$$Y_\alpha = \text{экс} \left[\frac{(180^\circ - 2\gamma - \theta)f}{\sin(\varphi/2)} \right], \quad (6)$$

$$\text{и } Y_\beta = u + (2a \sin \beta) / D_1. \quad (7)$$

На рис.3 графически представлены зависимости (6) и (7) при произвольных углах α и β по оси абсцисс для конкретной передачи с параметрами приводимыми нами выше.

Решение вопроса по определению рациональных взаимозависимых параметров β и θ представим в следующей последовательности. Задав произвольно величиной угла θ (по зависимости (4)), определяется угол обхвата α ремнем ведущего шкива. Отложив по оси абсцисс (рис.3) величину этого угла α проводим перпендикуляр до пересечения с кривой функции Y_α , а затем из полученной точки пересечения проводим горизонталь, пересекающую кривую функцию Y_β . По новым точкам пересечения находим величины функции Y_β и по осям абсцисс величину угла β .

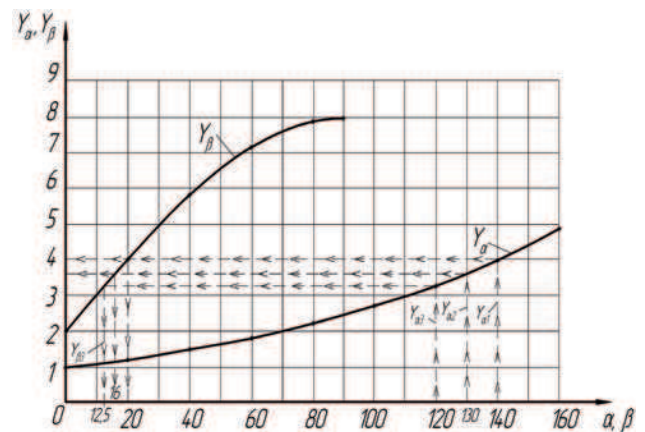


Рис.3. Зависимость функций Y_α и Y_β от углов α и β для самонатяжной ременной передачи.

Fig.3. Dependence of functions of Y_α and Y_β from corners α and β for a selfpull strap transmission

Подставив полученную величину угла β в уравнение (7) получим величину функции Y_β , которую и сравниваем с величиной функции Y_α .

При равенстве численных значений функций Y_α и Y_β параметры β и θ соответствуют рацио-

нальной конструкции самонатяжной реверсивной клиноременной передачи.

Проведены графоаналитические исследования по определению угла обхвата ремнем ведущего шкива по описанной выше методике при различных межосевых расстояниях и одних и тех же диаметрах шкивов передачи. При этом в каждом случае рычаг натяжного ролика принимался предельно наибольшей величины. Результаты исследований установлено, что с увеличением межосевого расстояния и длина рычага натяжного ролика угол обхвата ремнем ведущего шкива постоянно увеличивается. Так, например, для рассмотренной выше передачи с передаточным отношением $u = 2$ с увеличением межосевого расстояния $a = 415$ мм до 830 мм угол обхвата ведущего шкива α изменяется от 120° до 156° (см.рис.4) и некотором увеличении также и угла обхвата ремнем ведомого шкива.

Из этого следует, что описанная конструкция самонатяжной клиноременной передачи наиболее рациональна в приводах машин со средними и повышенными межосевыми расстояниями [1].

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА РЕВЕРСИВНОЙ САМОНАТЯЖНОЙ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

В работе [4] показано (см. рис.1), что номинальная передаваемая нагрузка ремнем не зависит от способа создания натяжения. Ее величина, приведенная в нормативных материалах [1], определялась экспериментальным путем с учетом механических свойств материалов ремня, его долговечности, величинами удлинения в процессе эксплуатации и другими факторами.

Это позволяет вести расчет самонатяжной передачи с использованием нормативных материалов по расчету ременной передачи с учетом некоторых ее особенностей работы.

Исходные данные для расчета самонатяжной клиноременной передачи те же, что и для обычной, т.е. передаваемая мощность P , передаточное отношение u , частота вращения ведущего шкива, задаваемое межосевое расстояние a .

Последовательность расчета.

1. Используя нормативные рекомендации [1] по передаваемой мощности и частоте вращения выбирается сечение ремня.

2. По формуле профессора М.А. Соверина ориентировочно определяется расчетный диаметр ведущего шкива D_1 , мм

$$D_1 = (52 - 64)\sqrt[3]{T}, \text{ мм} \quad (8)$$

где T – крутящий момент на ведущем шкиве, Н·м.

Затем определяется диаметр ведомого шкива D_2 с учетом величины скольжения ремня $\varepsilon=0,02$

$$D_2 = D_1 u (1 - \varepsilon). \quad (9)$$

Полученные величины диаметров шкивов D_1 и D_2 округляется до стандартных значений [1].

3. Межосевое расстояние a либо задается конструктивно, либо равным $a = (5-6) D_1$.

4. Угол наклона ведущей ветви передачи γ к межцентровой линии

$$\gamma = 57,2^\circ (D_2 - D_1) / a \quad (10)$$

5. По вышеизложенной методике определяются рациональные углы обхвата α , θ и β по рис.2.

6. Общая длина ремня определяется графическим прочерчиванием передачи с последующим суммированием прямолинейных участков и криволинейных на дугах обхвата шкивов. Клиновой ремень стандартной длины принимается ближайшего меньшего размера по сравнению с расчетным.

7. Необходимое число ремней Z в приводе определяется по зависимости [1]:

$$Z = \frac{P_{\text{ном}} C_p}{P_o C_\alpha C_L C_Z}, \quad (11)$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальная мощность передаваемая приводом;

C_p – коэффициент динамической нагрузки и режима работы. $C_p = 1$ для самонатяжной передачи;

P_o – мощность передаваемая одним ремнем принятого ранее сечения при $\alpha = 180^\circ$. Параметр принимается по материалам [1];

C_α – коэффициент учитывающий угол обхвата. Его величина определяется по таблицам нормативных материалов [1];

C_L – коэффициент учитывающий длину ремня. Его величина находится по таблицам [1]. Для передач работающих ограниченное время (менее 500 часов) $C_L = 1$.

C_Z – коэффициент учитывающий число ремней в передаче. Его величина принимается по таблицам [1]. Для передач работающих ограниченное время (менее 500 часов) $C_Z = 1$.

ВЫВОДЫ

1. Разработанная методика позволяет определить основные рациональные параметры самонатяжной реверсивной клиноременной передачи и производить ее силовой и кинематический расчет с использованием современных нормативных параметров для расчета ременных передач.

2. Разработанная последовательность расчета для вертикальной самонатяжной передачи приемлема и для расчета с любым наклоном передачи к горизонту.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 1284.3-96, 1997.: Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемая мощность: -М.: Из-во стандартов. – 59.
2. Машиностроение., 1995.: Энциклопедия: в 40 т. -Т.IV. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка /Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др. – М.: Машиностроение, 606 – 632.
3. Gutuța S., Sydorenko I., 2008.: Dissipation factor at simulating oscillating systems with elastic response of duffing type// MOTROL. - №10А, 47 – 51.
4. Ниберг Н., 1977.: Самонатяжные ременные передачи// Вестник машиностроения. – №7, 38 – 42.
5. Олефиренко Г., Ходжаев П., Рыбалкин Е., 1968.: Увеличение долговечности клиновых ремней комбайнов //Техника в сельском хозяйстве. – №7, 22 – 26.
6. Пат. Украины №50208, 2010/ МПК F16H 7/12. – Самонатяжной ременный привод / Хабрат Н., Люманов Э., Умеров Э. – Бюл. №10.
7. Флик Э., 1984.: Механические приводы сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение. – 272.
8. Хабрат Н., 1982.: О величине коэффициента трения клинового ремня по шкиву и методика его экспериментального определения// Сб. науч. тр. УСХА. Совершенствование процессов и рабочих органов сельхозмашин, организация и технология ремонта сельхозмашин– Вып. 146, 26 – 29.
9. Хабрат Н., 1977.: О контроле натяжения приводных ремней сельскохозяйственных машин // Сб. науч. тр. УСХА. /Повышение эффективности использования широкозахватных скоростных тракторных агрегатов. – Вып. 141, 40 – 45.
10. Heroviz B., Gheorghiu N., 1969.: Messung der Vorspannung bei Riementrieben// Maschinenmarkt. – №11, 142 – 149.

BACKGROUND AND METHODS OF KEY PARAMETERS AUTOMATIC TENSIONING REVERSIBLE V-BELT TRANSMISSION

Summary We describe the design, operation and method for determining the basic parameters and calculation automatic tensioning belt drives.

Key words: belt drive, of a self-tension transmission, automatic tensioning belts, belt drive with tensioning roller.