

В. А. Лашков, С. Г. Кондрашева, А. В. Куликов

## СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ КЛИНО- И ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА В МОДУЛЕ АРМ TRANS СИСТЕМЫ АРМ WINMACHINE

*Ключевые слова:* клиноременная передача, тип ремня, расчет, плоскоременная передача, сравнительный анализ.

Приведены результаты исследования клиноременной передачи, полученные расчетным путем с использованием системы АРМ WinMachine. При расчете, в зависимости от основных параметров привода, программа выбирает тип клинового ремня, количество ремней и представляет на выбор результаты в виде геометрических и силовых параметров. Промышленностью для нормального сечения выпускается шесть типов ремней, отличающихся размерами. Высота клина при переходе от сечения 0 (Z) к сечению D (E) для стандартных ремней увеличивается и оказывает влияние на величину изгибающих напряжений. В работе также дана сравнительная оценка геометрических, кинематических и силовых параметров с теми же характеристиками плоскоременной передачи. Сравнение производилось для трех клиновых ремней сечения 0 (Z) (приблизительно равная суммарная площадь контакта в передачах) по параметрам: углу обхвата ремнем ведущего шкива, силам трения, возникающим между ремнем и шкивом, силам, возникающим в ремне и коэффициентам, влияющим на сходимость результатов расчета по формуле Эйлера и условию равновесия шкивов, тяговой способности и долговечности. Было установлено, что для выполнения условия работы ременной передачи при прочих равных условиях площадь контакта плоского ремня со шкивом и предварительное натяжение ремня должны быть больше, чем в передаче с клиновым ремнем. При расчете в последнем случае использовался приведенный коэффициент трения, который в три раза ( $f^* \approx 3f$ ) превышает коэффициент трения для плоскоременных передач. В клиноременной передаче рабочими являются боковые поверхности ремня, который в канавках шкива перемещается как в осевом, так и в радиальном направлениях. По результатам силового расчета сходимость (наименьшая относительная погрешность не более 4%) результатов в клиноременной передаче достигается при  $f=0,35$  и дуге скольжения  $\alpha_c=0,7a$ . Коэффициент тяги для клиноременной передаче почти в 2,8 раза превышает коэффициент тяги плоскоременной передачи и составляет  $\varphi_0=0,7$  (что соответствует допускаемым значениям). Низкий коэффициент тяги плоскоременной передачи свидетельствует о незначительном коэффициенте полезного действия и неэффективности передачи. Перечисленные выше параметры влияют на долговечность ремня. В литературе приводятся данные, что для классических клиновых ремней, работающих при мощностях до 5 кВт продолжительность нормальной работы составляет 18000-24000 часов (для сравнения долговечность плоскоременной передачи составляет 1000-5000 часов). Существенное различие по продолжительности работы можно объяснить условиями работы, использованием нескольких ремней, усталостная прочность которых выше прочности плоских ремней в 1,3 раза.

V. A. Lashkov, S. G. Kondrasheva, A. V. Kulikov

## COMPARATIVE EVALUATION OF THE PARAMETERS OF WING-AND-PLATE GEARINGS BASED ON THE CALCULATION RESULTS IN THE TRANS MODULE OF THE WINMACHINE ARMS SYSTEM

*Keywords:* V-belt drive, belt type, calculation, flat belt drive, comparative analysis.

The results of a V-belt drive study, obtained through calculation using the ARM WinMachine system, are presented. During the calculation, depending on the main drive parameters, the program selects the type of V-belt, the number of belts, and presents the results for selection in the form of geometric and force parameters. The industry produces six types of belts for standard cross-sections, differing in size. The wedge height, when transitioning from section 0 (Z) to section D (E) for standard belts, increases and affects the magnitude of bending stresses. The work also provides a comparative assessment of geometric, kinematic, and force parameters with the same characteristics of a flat belt drive. The comparison was made for three V-belts of section 0 (Z) (with approximately equal total contact area in the drives) based on the following parameters: the wrap angle of the driving pulley by the belt, friction forces arising between the belt and the pulley, forces arising in the belt, and coefficients influencing the convergence of calculation results according to Euler's formula and the pulley equilibrium condition, traction capacity, and durability. It was found that for the V-belt drive to operate under otherwise equal conditions, the contact area of a flat belt with the pulley and the belt's initial tension must be greater than in a V-belt drive. In the latter case, a reduced friction coefficient was used in the calculation, which is three times ( $f^* \approx 3f$ ) higher than the friction coefficient for flat belt drives. In a V-belt drive, the side surfaces of the belt are working surfaces, and the belt moves in the pulley grooves in both axial and radial directions. Based on the force calculation results, convergence (the smallest relative error not exceeding 4%) of the results in a V-belt drive is achieved at  $f=0.35$  and a slip arc  $\alpha_c=0.7a$ . The traction coefficient for a V-belt drive is almost 2.8 times higher than that of a flat belt drive and is  $\varphi_0=0.7$  (which corresponds to permissible values). The low traction coefficient of a flat belt drive indicates a low efficiency and ineffective transmission. The parameters listed above affect belt durability. The literature provides data that for classic V-belts operating at capacities up to 5 kW, the duration of normal operation is 18,000-24,000 hours (for comparison, the durability of a flat belt is 1,000-5,000 hours). The significant difference in operating time can be explained by the working conditions and the use of multiple belts, which have a fatigue strength that is 1.3 times higher than that of flat belts.

### Общие положения

Все ременные передачи (кроме передач зубчатым

ремнем) передают энергию за счет сил трения, которые возникают между шкивом и ремнем в результате

предварительного натяжения последнего. К разновидностям ременных передач относятся передачи: клиновым, плоским, круглым и другими ремнями.

В данной работе приведены результаты исследования клиноременной передачи, полученные расчетным путем с использованием системы APM WinMachine, и дана сравнительная оценка геометрических, кинематических и силовых параметров с теми же характеристиками плоскоременной передачей.

Результаты исследования плоскоременной передачи на основе инженерного анализа результатов расчета в том же пакете прикладных программ, приведены в статье [1].

На основании информации, полученной из литературных источников [2-5], был проведен сопоставительный анализ, который выявил преимущества и недостатки клиноременных передач.

Преимущества:

- трехкратное увеличение сил трения;
- повышенная тяговая способность,
- возможность использования в передаче нескольких ремней;
- меньшая зависимость от углов обхвата ремнем шкивов, межосевого расстояния и передаточных отношений;

- снижение натяжения ремня и меньшая нагрузка на валы и опоры;

Недостатки:

- повышенные напряжения изгиба, вследствие увеличенной высоты ремня;
- скольжение ремня в радиальном и окружном направлениях;
- дополнительные деформации ремня в канавках шкивов;
- неравномерность распределения нагрузки между ремнями.

Конструктивные особенности и недостатки, связанные с ними, снижают долговечность клиновых ремней. С другой стороны, компактность клиноременных передач по сравнению плоскоременными объясняет их широкое и преимущественное применение для мощностей до 200 кВт [6] в автомобилестроении, сельскохозяйственной, строительной, бытовой технике и т.д.

### Методика расчета

При расчете клиноременных передач по графической зависимости между основными параметрами (частотой вращения и передаваемой мощностью) выбирается тип клинового ремня [7]. Промышленностью для нормального сечения с соотношением расчетной ширины по нейтральной линии к высоте  $w_p/h = 1,4$  выпускается шесть типов ремней: 0 (Z), А, Б (В), В (С), Г (D), Д (Е), отличающихся размерами сечения (в скобках указана зарубежная классификация). Так высота клина при переходе от сечения 0 (Z) к сечению Д (Е) для стандартных ремней изменяется от 6 до 25 мм [1]. При этом величина изгибающих напряжений будет зависеть от геометрических характеристик передачи: высоты ремня и диаметра ведущего шкива

$$\sigma_u = Eh/d_1, \quad (1)$$

где  $E$  – модуль упругости материала ремня при растяжении,  $d_1$  – диаметр ведущего шкива.

### Компьютерное моделирование работы клиноременной передачи

Компьютерное моделирование производилось в модуле APM Trans системы APM WinMachine. Заложённая в пакет прикладных программ математическая модель механических передач позволяет провести численные исследования при различных условиях эксплуатации [9-11]. Применительно к ременным передачам, метод компьютерного моделирования позволяет рассчитать напряжения, деформации, силовые зависимости, геометрические и другие параметры, которые влияют на работу клиновых ремней.

При расчете передаточное число изменялось в диапазоне  $u = 2 - 3$  [5]. Результаты компьютерного моделирования работы клиноременной передачи представлены в табл.1.

Для сравнения результатов расчета клиноременной (табл.1) и плоскоременной [1] передач расчет производился при одних и тех же исходных данных: передача движения в приводе осуществлялась от электродвигателя 4А100S4У3 [4] мощностью  $P_3 = 3$  кВт и частотой вращения  $n_3 = 1430$  мин<sup>-1</sup> через ременную передачу к одноступенчатому цилиндрическому редуктору.

Для определения диаметра ведущего шкива в литературе [7] рекомендуется использовать зависимость диаметра от передаваемой нагрузки

$$d_1(30 \dots 40) \sqrt[3]{T_1}, \quad (2)$$

а для диаметра ведомого шкива – зависимость диаметра от передаточного отношения, значения которого принимаются согласно рекомендациям [5]

$$d_2 = d_1 i(1 - \varepsilon), \quad (3)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент скольжения ремня ( $\varepsilon = 0,01 - 0,02$ ).

Упругое скольжение в ремня в клиноременной передаче в окружном и радиальном направлениях обусловлено разницей в усилиях ведущей  $F_1$  и ведомой  $F_2$  ветвей

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (4)$$

конструкцией шкива (ремень располагается в канавке с углом  $\varphi = 34 \dots 40^\circ$  [8]) и толщиной ремня.

При передаче нагрузки клиновым ремнем рабочими являются его боковые поверхности. Ведущая ветвь ремня входит в канавку ведущего шкива растянутой, при этом его положение в радиальном направлении остается неизменным. В канавках при изгибе профиль ремня искажается. При этом ведомая ветвь, укорачиваясь, испытывает деформации, способствующие перемещению ремня как в осевом, так и в радиальном направлениях. С учетом этого конструкция клинового ремня должна обладать достаточной гибкостью для уменьшения напряжения изгиба и иметь значительную продольную и поперечную жесткость [3].

Таким образом, в процессе передачи нагрузки от ведущего шкива к ведомому ремень на протяжении всего срока работы испытывает деформации растяжения и изгиба, приводящие к усталостным повреждениям гибкого элемента.

Наибольшее суммарное напряжение от действующих сил и изменения геометрии гибкого элемента создается в ведущей ветви ремня в месте набегания его на ведущий шкив [8]

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{и} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{и}.$$

Максимальное напряжение не должно превышать предела выносливости материала  $\sigma_{-1}$ , из которого изготовлен гибкий элемент передачи.

Анализ таблицы показывает, что с увеличением размеров шкивов увеличиваются геометрические параметры передачи: длина ремня и межосевое расстояние, а силовые параметры: сила предварительного натяжения ремней и нагрузка на валы и опоры – уменьшаются. Численные значения силовых параметров зависят от окружной силы, которая уменьшается с увеличением размеров шкивов.

**Таблица 1 - Результаты расчета клиноременной передачи в модуле APM Trans системы APM WinMachine**  
**Table 1 - Results of the V-belt transmission calculation in the ARM Trans module of the WinMachine ARM system**

Сечение ремня (количество ремней)	Геометрические и силовые параметры передачи							
	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$L$ , мм	$a_w$ , мм	$F_0$ , Н	$F_r$ , Н	$b_p$ , мм	$h$ , мм
Передаточное отношение $i = 2$								
0 (Z) (3)	120	240	1060	226,87	240,42	452,67	8,5	6,0
	140	280	1180	250,35	210,66	422,83	8,5	6,0
	160	320	1320	271,21	183,83	336,28	8,5	6,0
	180	360	1500	312,94	159,01	329,46	8,5	6,0
A (2)	120	240	1060	226,87	240,42	452,67	11	8
	140	280	1180	250,35	210,66	422,83	11	8
	160	320	1320	271,21	183,83	336,28	11	8
	180	360	1500	312,94	159,01	329,46	11	8
Б (B) (1) (2)	120	240	1060	226,87	240,42	452,67	14	10,5
	140	280	1180	250,35	210,66	422,83	14	10,5
В (C)	225	450	1900	404,87	134,16	263,21	19	13,5
Г (D)	400	800	3350	704,12	75,13	150,25	27	19
Д (E)	500	1000	4500	964,82	56,70	105,43	32	23,5
Передаточное отношение $i = 2,5$								
0 (Z) (3)	120	300	1250	257,00	240,42	401,33	8,5	6,0
	140	360	1400	286,16	210,66	395,99	8,5	6,0
	160	400	1600	338,93	183,83	309,14	8,5	6,0
	180	460	1800	381,30	159,01	274,79	8,5	6,0
A (2)	120	300	1250	257,00	240,42	401,33	11	8
	140	360	1400	286,16	210,66	395,99	11	8
	160	400	1600	338,93	183,83	309,14	11	8
	180	460	1800	381,30	159,01	274,79	11	8
Б (B) (1) (2)	120	240	1250	257,00	240,42	452,67	14	10,5
	140	280	1400	286,16	210,66	422,83	14	10,5
В (C)	200	500	2000	423,67	150,26	247,31	19	13,5
Г (D)	320	800	3150	651,12	93,91	126,43	27	19
Д (E)	500	1250	4500	964,82	56,70	105,43	32	23,5
Передаточное отношение $i = 3,0$								
0 (Z) (3)	120	360	1400	295,74	240,42	476,00	8,5	6,0
	140	420	1600	351,87	210,66	291,52	8,5	6,0
	160	480	1800	394,24	183,83	251,42	8,5	6,0
	180	540	1900	420,26	159,01	227,08	8,5	6,0
A (2)	120	300	1500	306,86	240,42	480,42	11	8
	140	360	1700	352,54	210,66	396,95	11	8
	160	400	1900	395,06	183,83	284,30	11	8
	180	460	2120	437,55	159,016	277,09	11	8
Б (B) (1) (2)	120	360	1400	226,87	240,42	476,01	14	10,5
	140	400	1600	295,74	210,66	291,52	14	10,5
В (C)	200	600	2360	512,76	150,62	296,55	19	13,5
Г (D)	320	950	3750	816,81	93,91	176,63	27	19
Д (E)	500	1500	6000	1335,61	60,11	89,24	32	23,5

Количество ремней будет зависеть от величины передаваемой нагрузки и площади контакта гибкого элемента со шкивом, на которой действуют силы трения. Так, количество ремней для сечения 0 (Z) равно 3, а для сечения В может равняться 1 или 2.

На рис.1 представлена зависимость площади контакта ремней клино- и плоскоременной передач от диаметра шкивов при передаточном отношении  $i = 2$ . Для клиноременной передачи выбрано сечение 0 (Z). Для построения зависимости плоскоременной передачи приняты во внимание рекомендации [1] по выбору стандартной ширины ремня [13], которая составила 50 мм.

Площадь контакта ремня со шкивом определялась по соотношению

$$s = 0,5 \frac{\pi \alpha d}{180} dbz, \quad (5)$$

где  $\alpha$  – угол обхвата ремнем ведущего шкива,  $d$  – диаметр ведущего шкива,  $b$  – ширина ремня,  $z$  – количество ремней.

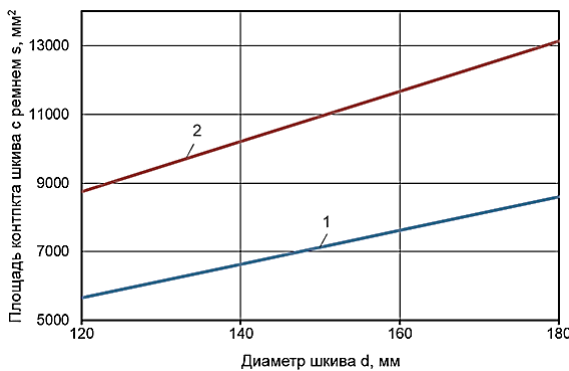


Рис. 1 – Изменения площади контакта ремней в передаче: 1 – клиноременной; 2 – плоскоременной

Fig. 1 – Changes in belt contact area in the transmission: 1 – V-belt; 2 – flat belt

В клиноременной передаче за диаметр  $d$  принимался расчетный диаметр, соответствующий расположению нейтрального слоя ремня при изгибе

$$d_p = d - 2h_w, \quad (6)$$

а за ширину ремня – суммарную длину боковых линий сечения

$$b_{\Sigma} = 2h / \cos(\varphi/2). \quad (7)$$

В формулах (6), (7)  $h_w$  – параметр (высота над расчетной шириной), принимаемый в зависимости от сечения ремня [12],  $h$  – высота ремня,  $\varphi$  – угол профиля ремня ( $\varphi = 40^\circ$  [8]).

Сравнение проводилось по следующим параметрам:

1. Угол обхвата ремнем ведущего шкива  $\alpha$  и угол между ветвями ремня  $\beta$ :

$$\alpha = 180^\circ - 57,3^\circ (d_2 - d_1) / a_w,$$

$$\beta = 180^\circ - \alpha.$$

2. Критический коэффициент тяги

$$\varphi_0 = F_t / 2F_0.$$

Значение  $\varphi_0$  соответствует наибольшей нагрузки на ремень  $F_t$  до которой отсутствует буксование, т.е. определяет предел рационального использования ремня.

3. Коэффициент трения. В литературе [3] приводятся данные по диапазонам изменения коэффициента трения в зависимости от материала шкивов, материала ремня, температуры и т.п. ( $f = 0,18 - 0,55$ ) и диапазону средних значений, рекомендуемых для расчета ( $f = 0,2 - 0,35$ ).

В клиноременной передаче используется приведенный коэффициент трения

$$f^* = f / \sin(\varphi/2).$$

При стандартном угле клина  $\varphi = 40^\circ$  получаем соотношение

$$f^* \approx 3f,$$

т.е. трехкратное увеличение сил трения, что было отмечено в преимуществах клиноременных передач.

Использование приведенного коэффициента трения при расчетах в клиноременной передаче обусловлено сопротивлением скольжения ремня не только в окружном направлении, но и в радиальном по боковым стенкам канавок.

Анализ зависимостей позволяет сделать вывод о том, что для выполнения условия

$$F_n f \geq F_t,$$

в плоскоременной передаче возрастает площадь контакта (рис.1) за счет увеличения угла сектора обхвата ремнем малого шкива, межосевое расстояние и сила предварительного натяжения ремня. В среднем площадь контакта увеличилась в 1,55 раза.

4. Сравнение сходимостей результатов силового расчета по условиям равновесия шкивов и формулам Эйлера показало, что в клиноременной передаче минимальная относительная погрешность в расчетах  $\delta = 4\%$  была получена при коэффициенте трения  $f = 0,35$  и дуге скольжения  $\alpha_c = 0,7\alpha$  (в плоскоременной передаче данные параметры принимали соответственно значения:  $\delta = 2,4\%$ ;  $f = 0,3$ ;  $\alpha_c = 0,6\alpha$ ).

5. Коэффициент тяги  $\varphi_0 = 0,7$  для клиноременной передаче почти в 2,8 раза превышает коэффициент тяги плоскоременной передачи.

Допускаемые значения коэффициента тяги представлены в литературе [14]. Так, для клиноременной передачи значения коэффициента тяги находится в диапазоне  $\varphi_0 = 0,6 - 0,8$ , а для плоскоременной –  $\varphi_0 = 0,4 - 0,5$ .

Для плоскоременной передачи  $\varphi_0 = 0,25$  [1] свидетельствует о низком коэффициенте полезного действия и неэффективности передачи.

6. Частота пробегов ремня

$$u = v/l,$$

влияет на его долговечность. Для клиновых ремней частота пробегов не должна превышать значений  $u = 10 - 20$ , а для плоских ремней –  $u = 3 - 5 \text{ с}^{-1}$ .

Если превышен установленный предел, то увеличивают длину ремня. Это в первую очередь относится к плоскоременной передаче, отличающейся повышенными габаритами [1].

Перечисленные параметры сведены в табл.2.

Долговечность ремня – это один из критериев расчета ременной передачи, который вычисляется по формуле [17]

$$L_h = \frac{10^7}{7200u} \left( \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{-1}} \right)^m k_1 k_2, \quad (8)$$

где  $\sigma_{max}$  – временный (расчетный) предел выносливости ремня,  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости ремня; для прорезиненных ремней принимает значения: клиновой ремень – 9 МПа, плоский ремень – 7 МПа,  $m$  – показатель степени [15]: клиновой ремень – 8; плоский ремень – 6,  $k_1$  – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа на долговечность ремня в зависимости от напряжений изгиба,  $k_2$  – коэффициент, учитывающий режим работы передачи.

Коэффициент  $k_1$  определяют по соотношению [16]

$$k_1 = 1,5\sqrt[3]{i} - 0,5.$$

На рис.2 представленные зависимости напряжений от силы в ведущей ветви ремня, а также изгибающих и максимальных напряжений в ремне (линии 1, 3, 5 относятся к клиноременной передаче, линии 2, 4, 6 – к плоскоременной передаче) при передаточном числе  $i = 2$ .

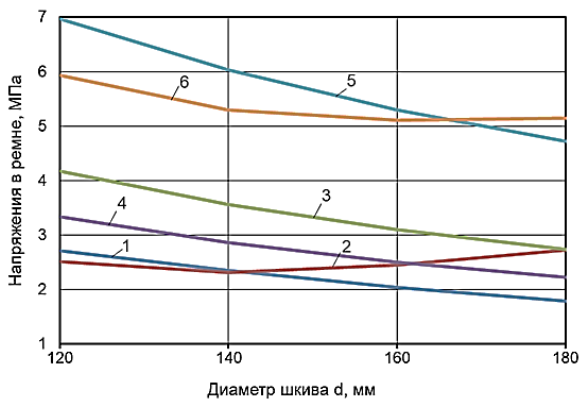


Рис. 2 – Изменение напряжений в ремне: 1, 3, 5 – клиноременная передача; 2, 4, 6 – плоскоременная передача

Fig. 2 – Change in belt tensions: 1, 3, 5 – V-belt drive; 2, 4, 6 – flat belt drive

При расчете модуль продольной упругости для прорезиненных ремней принимался из диапазона  $E = 80 - 140$  МПа [14], толщина плоского ремня  $t = 5$  мм, высота клинового ремня  $h = 6$  мм сечения  $0$  (Z), приблизительно равные стандартные размеры.

Анализ зависимостей показывает, что клиновой ремень испытывает в процессе работы большие максимальные напряжения (кривая 5) за счет повышенных изгибающих напряжений, обусловленных большей толщиной гибкого элемента.

На рис.3 представлены зависимости долговечности различных типов ремней от диаметра ведущих шкивов, рассчитанные по уравнению (8). На графике пунктирными прямыми линиями обозначен временной диапазон работы плоскоременных передач, который составляет 1000-5000 часов [8]. В указанный

диапазон укладываются передачи с диаметром шкивов от 130 до 170 мм, а с увеличением диаметра шкивов долговечность выходит за пределы средних значений вследствие изменения соотношения между толщиной ремня и диаметром ведущего шкива.

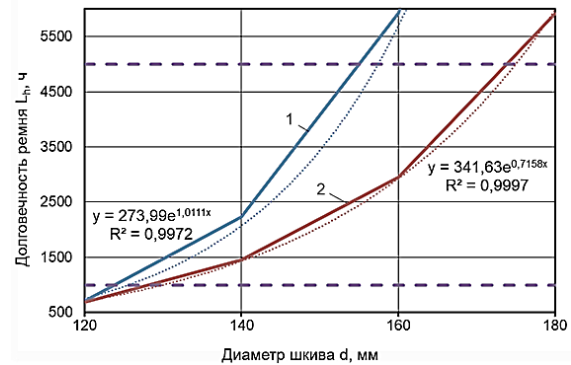


Рис. 3 – Зависимость долговечности ремней от конструктивных параметров передачи: 1 – клиновой ремень, 2 – плоский ремень

Fig. 3 – Dependence of belt durability on transmission design parameters: 1 – V-belt, 2 – flat belt

Для клиновых ремней диапазон диаметров по графической зависимости должен составлять 125-150 мм. В литературе [12] для классических клиновых ремней, работающих при мощностях до 5 кВт приведены значения 18000-24000 часов. Заметное расхождение в числах различных передач обусловлено условиями работы, количеством ремней и допускаемыми напряжениями усталости (усталостная прочность клиновых ремней выше прочности плоских ремней в 1,3 раза).

Сравнительные показатели клино- и плоскоременных передач даны в виде табл.2.

Таблица 2 Сводная таблица с параметрами сравнения клино- и плоскоременных передач

Table 2 Comparison table for V-belt and flat-belt drives

Параметр	Вид ременной передачи	
	Клиноременная	Плоскоременная
Угол обхвата ремнем ведущего шкива $\alpha$ , град	147,3°	167,76°
Угол между ветвями ремня $\beta$ , град	32,7°	12,23°
Коэффициент трения $f$	0,35	0,3
Приведенный коэффициент трения $f^*$	1,05	–
Дуга скольжения $\alpha_c$	$\alpha_c = 0,7\alpha$	$\alpha_c = 0,6\alpha$
Коэффициент тяги $\varphi_0$	0,7	0,25
Число единиц пробега ремня $u$ , с <sup>-1</sup>	8,56	5,44
Высота (толщина) ремня $h$ (m), мм	6	5

### Выводы

1. Анализ литературных источников позволил выявить основные преимущества и недостатки клиноременных передач, среди которых трехкратное увеличение сил трения, повышенная тяговая способ-

ность и возможность использования в передаче нескольких ремней, что, однако, вызывает неравномерность распределения нагрузки между ремнями.

2. Расчет клиноременной передачи реализован в модуле АРМ Trans системы WinMachine, также, как и плоскоременной. Это позволило на общем основании произвести сравнительный анализ результатов расчета и дать количественную оценку в различиях механических передач.

3. В клиноременной передаче угол обхвата ремнем ведущего шкива имеет меньшие значения, чем при передаче нагрузки плоским ремнем, что обусловлено конструктивными особенностями шкивов. В клиноременной передаче давление на боковые поверхности ремня со стороны канавок шкива значительно повышают силу трения (учитывается приведенный коэффициент трения). Это позволяет при меньшем угле обхвата передавать большую нагрузку.

4. Благодаря «клиновому эффекту» нагрузочная способность клиноременной передачи выше, чем у плоскоременной, даже при меньшем предварительном натяжении ремней (коэффициент тяги клиноременных передач примерно в 2,8 раза превышает коэффициент тяги плоскоременных передач).

5. Увеличенная высота клинового ремня является причиной высоких значений изгибающих напряжений: для наихудшего варианта при  $d_1 = 120$  мм изгибающие напряжения плоского ремня в 1,25 раза меньше того же параметра клинового ремня.

6. Увеличенная сила трения между ремнем и шкивом позволяют передавать тот же крутящий момент при меньшем предварительном натяжении, чем у плоского ремня. Этим объясняется снижение периодических проскальзываний клинового ремня при изменении нагрузки, уменьшение в связи с этим абразивного износа и нагрева, что обеспечивает ему большую долговечность.

### Литература

1. В.А. Лашков, С.Г. Кондрашева, Д.А. Хамидуллина, *Вестник технол. ун-та*, **27**, 4, 110-115 (2024).
2. С.А. Чернавский и др., *Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие*. Машиностроение, Москва, 1984. 560 с.
3. А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер, *Детали машин*. Изд-во Лань, Санкт-Петербург, 2013. 736 с.
4. И.И. Устюгов, *Детали машин*. Высшая школа, Москва, 1981. 399 с.
5. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, *Конструирование узлов и деталей машин*. Высшая школа, Москва, 2001. 447 с.
6. И.И. Воробьев, *Ременные передачи*. Машиностроение, Москва, 1979. 168 с.
7. В.А. Лашков, С.Г. Кондрашева, Д.А. Хамидуллина, *Расчет и конструирование механические передачи с гибкой связью (передачи ремные): Учебное пособие*, Изд-во КНИТУ, Казань, 2022. 108 с.

8. М.Н. Иванов, В.А. Финогенов, *Детали машин*, Высшая школа, Москва, 2002. 408 с.
9. В.А. Лашков, Д.А. Хамидуллина, О.Р. Каратаев, *Вестник технол. ун-та*, **18**, 22, 154-157 (2015).
10. О.Р. Каратаев, В.Е. Завьялова, В.А. Лашков, *Вестник технол. ун-та*, **19**, 12, 140-142 (2016).
11. В.А. Лашков, С.Г. Кондрашева, Р.Р. Халимбаев, *Вестник технол. ун-та*, **19**, 20, 141-142 (2016).
12. Таблицы расчета элементов трансмиссии: сроки службы ремней, натяжение, коэффициенты. URL: //inner.su/articles/tablisty-rascheta-elementov-transmissii/ (дата обращения 04.02.2026).
13. ГОСТ 23831-79. Ремни плоские приводные резиноканевые. Технические условия. – Москва: Изд-во стандартов. 1979. – 18 с.
14. А.Б. Коновалов, Н.М. Гребенникова, *Ременные передачи: Учебное пособие*, Изд-во СПбГТУРП, Санкт-Петербург, 2011. – 106 с.
15. Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда, *Детали машин. Проектирование: Справочно-учебно-методическое пособие*, Москва: Высшая школа, 2005. – 309 с.
16. А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Makeyчук, *Детали машин и основы конструирования*. – Минск: Высшая школа, 2006. – 560 с.
17. А.Т. Скойбеда, А.Н. Никончук, *Ременные передачи*. – Минск: Наука и техника, 1995. – 383 с.

### References

1. V.A. Lashkov, S.G. Kondrasheva, D.A. Khamidullina, Herald of Technological University, 27, 4, 110-115 (2024).
2. S.A. Chernavsky et al., *Designing mechanical transmissions: An educational reference manual*. Mashinostroyeniye, Moscow, 1984. 560 p.
3. A.V. Tyunyaev, V.P. Zvezdakov, V.A. Wagner, *Machine parts*. Lan Publishing House, St. Petersburg, 2013. 736 p.
4. I.I. Ustyugov, *Machine parts*. Higher School, Moscow, 1981. 399 p.
5. P.F. Dunaev, O.P. Lelikov, *Design of knots and machine parts*. Higher School, Moscow, 2001. 447 p.
6. I.I. Vorobyov, *Belt drives*. Mashinostroyeniye, Moscow, 1979. 168 p.
7. V.A. Lashkov, S.G. Kondrasheva, D.A. Khamidullina, *Calculation and design of mechanical gears with flexible coupling (belt gears): Textbook*, KNRTU Publishing House, Kazan, 2022. 108 p.
8. M.N. Ivanov, V.A. Finogenov, *Machine parts*, Higher School, Moscow, 2002. 408 p.
9. V.A. Lashkov, D.A. Khamidullina, O.R. Karataev, *Herald of Technol. University*, 18, 22, 154-157 (2015).
10. O.R. Karataev, V.E. Zavyalova, V.A. Lashkov, *Herald of Technol. University*, 19, 12, 140-142 (2016).
11. V.A. Lashkov, S.G. Kondrasheva, R.R. Halimbaev, *Herald of Technol. University*, 19, 20, 141-142 (2016).
12. Tables of calculation of transmission elements: belt service life, tension, coefficients. URL: //inner.su/articles/tablisty-rascheta-elementov-transmissii/ (accessed 02/04/2026)
13. GOST 23831-79. Flat drive belts are rubber-woven. Technical specifications. – Moscow: Publishing House of Standards. 1979. – 18 p.
14. A.B. Konovalov, N.M. Grebennikova, *Belt drives: A textbook*, SPbGTURP Publishing House, St. Petersburg, 2011. 106 p.
15. L.V. Kurmaz, A.T. Skoybeda, *Machine parts. Design: Reference, educational and methodical manual*, Moscow: Higher School, 2005. – 309 p.
16. A.T. Skoibeda, A.V. Kuzmin, N.N. Makeyчук, *Machine parts and design basics*. Minsk: Vysshaya Shkola Publ., 2006. 560 p.
17. A.T. Skoibeda, A.N. Nikonchuk, *Belt drives*. Minsk: Nauka i tekhnologiya Publ., 1995. 383 p.

© **В. А. Лашков** – д.т.н., проф., главный научный сотрудник ОСП «Институт прикладных исследований АН РТ», Казань, Россия, valashkov1959@yandex.ru, **С. Г. Кондрашева** – к.т.н., доцент кафедры Основ конструирования и прикладной механики, Казанский национальный исследовательский технологический университет; **А. В. Куликов** – директор ОСП «Институт прикладных исследований АН РТ».

© **V. A. Lashkov** – Doctor of Sciences (Technical Sci.), Chief Researcher at the Institute of Applied Research of the Academy of Sciences of the Republic of Tatarstan, Kazan, Russia, valashkov1959@yandex.ru, **S. G. Kondrasheva** – PhD (Technical Sci.), Associate professor of the department Fundamentals of Design and Applied Mechanics, Kazan National Research Technological University; **A. V. Kulikov** – Director of the Institute of Applied Research of the Academy of Sciences of the Republic of Tatarstan.

Дата поступления рукописи в редакцию – 06.02.26.

Дата принятия рукописи в печать – 02.03.26.