

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ТРЕНИЯ БЕЗ СМАЗКИ ГИБКИХ ТЕЛ В РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

В.И. Пожбелко

Рассматривается актуальная задача определения предельных тяговых свойств трения изогнутых вокруг шкива гибких тел при их применении для надёжной передачи момента в условиях полного отсутствия смазки, возникающих при широкой эксплуатации ременных фрикционных передач в механических приводах машин (редукторы, вариаторы скорости, ленточные транспортёры и др.). Сложность решения данной задачи определяется тем, что на практике тяговые возможности предельного трения гибких тел в реальных ременных передачах зависят от многих конструктивных параметров ремня (например, от толщины, радиуса изгиба и упругости гибкой связи), которые вообще не учитываются классической формулой Эйлера. Для решения указанной задачи автором предложен прямой метод определения тяговых способностей изогнутых упругорастяжимых гибких тел при их трении без смазки в ременных фрикционных передачах для разных областей машиностроения, выполняемый на основе применения разработанного простого и компактного механического трибометра с установленным на его поворотном шкиве, испытываемым изогнутым гибким элементом с двумя открытыми и подпружиненными относительно корпуса концами. Трибометр позволяет экспериментально определить область тяговых режимов устойчивой работы изогнутого гибкого ремня без пробуксовок клиноременной фрикционной передачи. По результатам выполненного на данном трибометре эксперимента получена и аппроксимирована новая и удобная для практических расчётов аналитическая экспоненциальная зависимость оптимального коэффициента тяги клиноременных фрикционных передач. Данная новая зависимость коэффициента тяги позволяет конструктору ременных передач точно рассчитать их предельные тяговые режимы работы в силовых приводах разнообразных машин (металлообрабатывающие станки, швейные машины, трикотажное оборудование и др.), обеспечивающие при минимальном усилии натяжения ремня и его наибольшей долговечности передачу момента на рабочий орган без вредных пробуксовок гибкой пары трения. Результаты данной работы позволят полностью реализовать в машиностроении предельные тяговые способности передачи вращающего момента гибкой парой трения и за счёт этого снизить габариты и повысить срок службы перспективных фрикционных механических приводов.

Ключевые слова: ременная передача, коэффициент тяги, трение гибких тел, трибометр.

1. Введение. Постановка задачи

Трение без смазки [1–5], между взаимодействующими между собой твёрдыми круглыми телами [6–10], и охватывающими их различными упруго-растяжимыми гибкими телами, изогнутыми по радиусу шкива или барабана (нить, плоская лента, ремень, канат) широко применяется в машиностроении и является основой работы различных ременных и канатных фрикционных передач [11–13], при проектировании которых нужно обеспечить стабильные тяговые характеристики работы передачи без пробуксовок (для создания на ведомом валу требуемого момента [14–20]). На практике известно [11, 13], что пробуксовка по шкиву гибких связей в условиях недопустимости их смазки (например, в тяговых ременных передачах, ленточных транспортёрах, текстильных и трикотажных машинах) является вредной, так как приводит к износу пары трения, сокращению срока службы гибких связей и снижению КПД привода.

Основным показателем тяговых способностей фрикционных передач с гибкими связями является коэффициент тяги ψ – это отношение окружной силы трения охватывающей шкив гибкой связи к суммарному усилию предварительного натяжения обеих ветвей этой связи [11].

В технике при создании разных механизмов и машин с гибкими фрикционными связями без смазки [13] возникает относящаяся к трибометрии [10] задача экспериментального определения их тяговых характеристик на режимах работы без пробуксовок данных гибких связей (которые

могут привести к полной остановке тягового ремня и ведомого шкива при работающем приводном двигателе). Наиболее актуальной и более сложной (по сравнению с обычным измерением коэффициента трения двух твёрдых тел поступательной или вращательной кинематической пары [18]) является эта задача в реальных ременных передачах, где (в отличие от классического закона Эйлера для сухого трения по круглому барабану идеально тонкой, т. е. вообще не имеющей толщины, нерастяжимой и буксующей гибкой нити [13] и в отличие от известного закона Амонтона–Кулона для сухого трения твёрдых тел по плоскости [11]) оказалось, что согласно установленному автором новому закону предельного трения гибких тел [19, 20] их тяговые возможности в реальных ременных передачах без пробуксовки зависят от многих факторов, не учитываемых формулами Эйлера и Амонтона–Кулона, например:

- а) толщины и упругости гибкой связи, а также радиуса кривизны её изгиба вокруг шкива;
- б) минимального угла дуги покоя гибкой связи на шкиве и длины контакта гибкой связи со шкивом в пределах этого угла;
- в) предельно допустимого соотношения между углом дуги скольжения на шкиве и полным углом обхвата шкива гибкой связью.

Также известны разные устройства для определения коэффициента трения гибких материалов (нить, ремень, лента, канат и др.), возникающего при их продольном скольжении по направляющей в различных областях машиностроения (ременные передачи, текстильные машины, ленточные транспортеры, пилорамы с замкнутой ленточной пилой, кабельное и трикотажное производство и др.) [2, 16, 17], которые имеют следующие конструктивные и эксплуатационные особенности.

Например, в монографии [2] представлена схема испытательного тензометрического стенда, содержащего два непрерывно вращающихся одинаковых цилиндра, охватываемых замкнутой плоской гибкой лентой. Стенд предназначен для измерения коэффициента трения *прямолинейного* участка движущейся гибкой ленты, прижатой гидроцилиндром к неподвижному *прямолинейному* и недеформируемому образцу. Устройство данного стенда не позволяет измерять тяговые способности трения изогнутых растяжимых фрикционных гибких тел в ременных передачах, стенд имеет сложную конструкцию, большие габариты и стоимость.

Другое известное устройство для определения коэффициента трения гибких материалов, содержит узел нагружения испытываемой замкнутой гибкой ленты в виде двух раздвижных роликов с приводом их перемещения и узел измерения силы трения в виде криволинейной направляющей с подвешенным грузом [16]. Недостатками этого устройства являются:

1. Сложность конструкции устройства и необходимость применения дополнительного нагрузочного узла в виде ванны с жидкостью.
2. Большие габариты и возможность работы только в строго вертикальном положении.
3. Выполнение узла нагружения в виде двух подвижных роликов при их раздвижении перпендикулярно оси валков приводит к колебанию угла их обхвата испытываемой лентой, что снижает достоверность измерений коэффициента трения гибких материалов.
4. Низкая эффективность определения коэффициента трения гибких материалов, что обусловлено невозможностью изменения угла обхвата испытываемым гибким телом.

Известно также измерительное устройство для определения коэффициента трения нити, содержащее корпус, установленную на нем цилиндрическую направляющую для размещения испытываемого гибкого тела и привод её поворота; узел натяжения гибкого тела и узел измерения его натяжения, включающий динамометр и шкалу-линейку; а также узел изменения угла обхвата цилиндрической направляющей испытываемым гибким телом в виде паза с подвижным регулирующим блоком [17].

Недостатками указанного устройства являются:

1. Низкая точность измерений, так как перемещение в пазу регулирующего блока не обеспечивает точной установки требуемого угла обхвата, расчет которого от величины этого перемещения производится по сложным формулам и требует затрат времени.
2. Ограниченный диапазон изменения угла обхвата направляющей гибким телом – за счет перемещения в пазу ролика с грузом нельзя реализовать угол обхвата более 180° и менее 30° (т. е. диапазон угла обхвата ограничен перемещением груза в пределах от 30 до 180° , что снижает эффективность определения коэффициента трения).

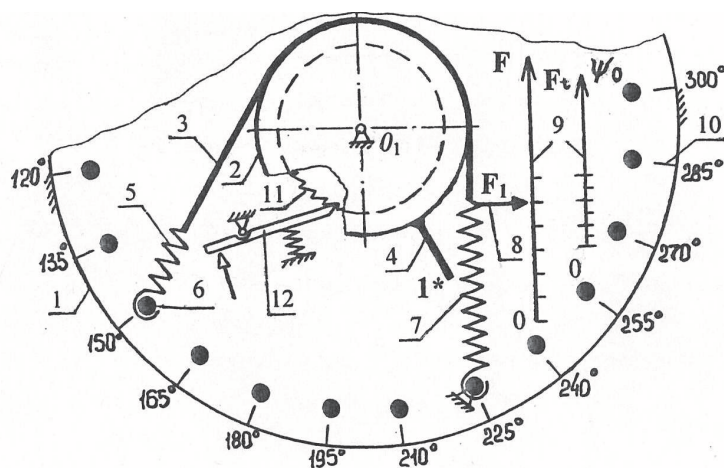


Рис. 2. Устройство останова поворотного шкива трибометра (фаза измерений)

Также трибометр содержит узел нагружения гибкого тела 3 в виде шарнирно присоединенного к корпусу 1 упругого элемента 5, соединяющего открытые концы гибкого тела 3 с шарнирными опорами фиксаторов 6 упругого элемента 5; и узел измерения натяжения тела 3, включающий динамометр 7 с измерительной стрелкой 8 и сдвоенную шкалу-линейку 9 для одновременного измерения нескольких характеристик трения гибкого тела при заданном угле обхвата α .

Кроме того, трибометр содержит узел изменения угла обхвата α направляющей 2 гибким телом 3, выполненный в виде расположенных на концентрической окружности корпуса 1 вокруг оси поворота направляющей O_1 фиксаторов 6, совмещенных с круговой измерительной шкалой угла обхвата 10 и предназначенных для точной установки по ней до начала испытаний требуемого угла обхвата α в неограниченном диапазоне. Круговая измерительная шкала 10 заблокирована с расположенной на корпусе 1 сдвоенной шкалой-линейкой 9 показаний динамометра 7. Направляющая 2 может быть заблокирована с храповым колесом 11, взаимодействующим с подпружиненной собачкой 12.

На данном трибометре (см. рис. 1) одновременно можно проконтролировать и определить следующие показатели для испытуемого гибкого тела 3 (тяговый ремень, лента, нить, трос):

1. α – задаваемый угол обхвата испытуемым гибким телом 3 поворотного шкива 2.
2. F_0 – усилие предварительного натяжения каждого конца испытуемого гибкого тела.
3. F_1 – усилие натяжения испытуемого гибкого тела 3 в момент срыва его фрикционного контакта с направляющей 2.
4. $F_t = 2(F_1 - F_0)$ – окружная сила трения при требуемом различном угле обхвата α .

5. $\psi = \frac{F_t}{2F_0}$ – коэффициент тяги (аналог коэффициента трения для изогнутых фрикционных гибких тел).

Необходимо отметить, что коэффициент тяги ψ – это общепринятый основной показатель тяговых свойств изогнутых гибких тел различных фрикционных передач, показывающий, какая часть суммарного усилия предварительного натяжения обоих концов гибкого тела ($2F_0$) реализуется в создании окружной силы трения F_t ($0 < \psi < 1$) для передачи за счёт неё требуемого вращающего момента на ведомый вал.

Указанные характеристики трения гибких тел взаимосвязаны между собой известными [8] формулами:

$$F_t = 2(F_1 - F_0); \quad \psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{2(F_1 - F_0)}{2F_0} = \frac{F_1}{F_0} - 1. \quad (1)$$

Расчет и конструирование

Для эксплуатации данного трибометра нужно сначала в положении «0» рычага 4 (см. рис. 1) по круговой шкале 10 установить требуемый угол обхвата α – посредством шарнирного присоединения упругого элемента 5 к одному из проградуированных фиксаторов 6 для создания усилия предварительного натяжения F_0 . После этого следует выполнить простой угловой разворот направляющей 2 до срыва исследуемого фрикционного контакта «гибкое тело – направляющая» (положение 1*). Затем при неподвижном состоянии направляющей 2 в положении 1* произвести точное статическое измерение усилия натяжения гибкого тела 3 при его срыве $F_1(\alpha)$, силы трения $F_t(\alpha)$ и коэффициента тяги $\psi(\alpha) = \psi_0$ по шкале-линейке 9, проградуированной на основе формул (1).

Для повторного выполнения замеров на трибометре следует отжать от храпового колеса 11 подпружиненную собачку 12 – чтобы вернуть направляющую 2 с рычагом 4 из положения измерений «1*» в исходное положение «0», после чего повторить поворот углового рычага 4 до положения «1*» срыва фрикционного контакта исследуемого гибкого тела 3. Практически угол поворота рычага 4 из начального положения «0» до положения срыва фрикционного контакта «1*» находится в пределах полуоборота направляющей 2.

Таким образом, конструкция данного трибометра (см. рис. 1) обеспечивает точную и быструю установку различного требуемого угла обхвата без применения расчетных формул, что повышает точность измерений и снижает затраты времени на испытания гибких тел. Кроме того, данное измерительное устройство обеспечивает одновременное и непосредственное определение по шкале-линейке различных характеристик трения гибких тел при неограниченном диапазоне изменения угла обхвата ими направляющей, что снижает трудоемкость и повышает эффективность работы трибометра при его применении в трибометрии [2].

3. Построение и анализ тяговой характеристики ременной передачи

Результаты измерений на трибометре (см. рис. 2) могут быть использованы для оценки способностей фрикционных гибких элементов передавать момент за счёт их взаимодействия с огибаемой поверхностью тягового барабана и для последующего построения по ним тяговой характеристики широко применяемых в машиностроении плоскоремённых, круглоремённых и клиноремённых передач вращающего момента. Установлено [11, с. 609; 13, с. 613], что для всех этих типов ременных передач их тяговая характеристика в общем виде представляет сочетание прямой упругого скольжения с кривой пробуксовок – в граничной точке $\psi = \psi_0$, обеспечивающей работу ременной фрикционной передачи с максимальным КПД.

Эксперимент на данном трибометре (см. рис. 1) проводился с целью исследования на нем тяговых способностей трения распространённых в машиностроении [13] клиноремённых передач при установке на трибометр в клиновую канавку шкива 2 изогнутого ремня 3 с открытыми подпружиненными концами, имеющего параметры $d_1/\delta = 25,5$ и стандартный при испытаниях по ISO [11] угол обхвата $\alpha = 180^\circ$. Полученные на трибометре результаты определения оптимального коэффициента тяги клиноремённой передачи: $\psi_0 = 2/3$ – согласуются с практикой [11, 13], и уточняют приведённые справочные данные ($\alpha = 180^\circ, \psi_0 \approx 0,6-0,7$), т. е. могут быть использованы для построения тяговой характеристики фрикционной передачи по показаниям трибометра (рис. 3) и анализа из неё тяговых свойств гибких тел трения во всём диапазоне $0 \leq \psi_0 \leq 1$.

Принятые обозначения на рис. 3:

d_1, δ – расчётный диаметр устанавливаемого на трибометре (см. рис. 1) поворотного шкива 2 и толщина исследуемого на трибометре плоского или круглого гибкого тела 3 (для клинового тягового ремня $\delta = 2y_0$, где y_0 – табличный параметр сечения ремня [11]);

d_1/δ – безразмерный конструктивный параметр фрикционной передачи с гибкой связью;

$r_1 = 0,5d_1$ – задаваемый радиус кривизны изгиба ремня 3 вокруг поворотного шкива 2;

ψ_0 – измеренный с помощью трибометра оптимальный коэффициент тяги, определяющий в точке P границу режимов устойчивого фрикционного сцепления тел 2 и 3 без их относительной пробуксовки (предел рационального тягового применения ременной передачи);

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{d_1 / \delta} = \frac{\delta}{d_1} - \text{безразмерный параметр, ограничивающий в пределе } (\psi = \psi_0) \text{ линейный закон упругого растяжения изогнутого гибкого ремня 3;}$$

кон упругого растяжения изогнутого гибкого ремня 3;

A – рациональная область $\psi \leq \psi_0$ тяговых режимов работы машин (с устойчивым фрикционным сцеплением ремня 3 со шкивом 2); *B* – область $\psi > \psi_0$ кратковременной работы с частичными пробуксовками ремня по шкиву; *C* – режим полного буксования передачи.

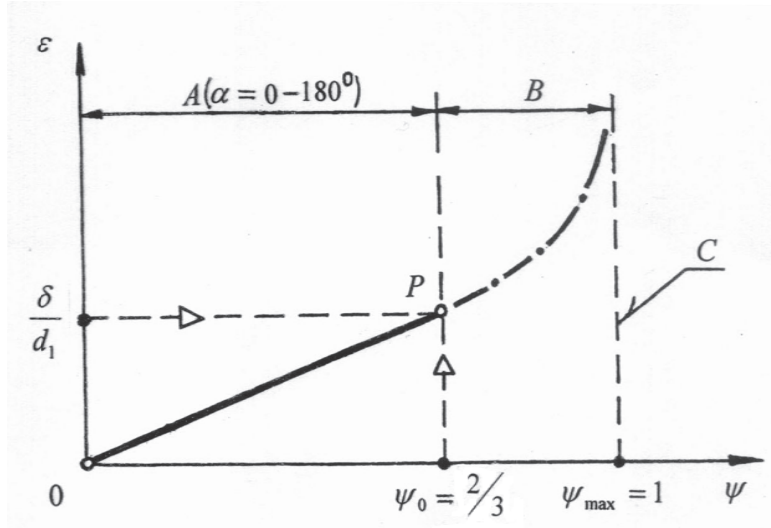


Рис. 3. Построение тяговой характеристики ременной фрикционной передачи

Дополнительно к тяговой характеристике (см. рис. 3) на рис. 4 представлен полученный по показаниям данного трибометра экспериментальный график изменения оптимального коэффициента тяги ψ_0 при разных углах обхвата α .

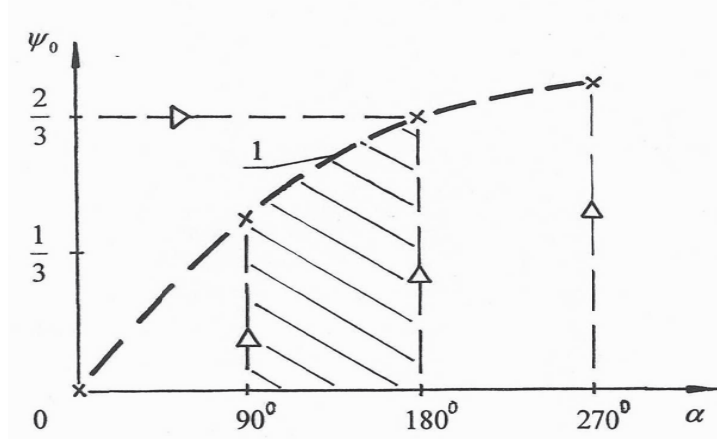


Рис. 4. Экспериментальная граничная кривая тяговых режимов работы клиноременной передачи без пробуксовок гибкой пары трения при разных углах обхвата шкива α

Из анализа графика на рис. 4 следует, что функциональная зависимость $\psi_0(\alpha)$ представляет собой экспоненциальную кривую 1, которую в рабочем интервале $\alpha \geq 90^\circ$ можно аппроксимировать в виде расчётной формулы вида:

$$\psi_0(\alpha) = 1 - \exp(0,15 - 0,007\alpha). \tag{2}$$

На экспериментальном графике $\psi_0(\alpha)$ (см. рис. 4) можно выделить область интенсивного увеличения коэффициента тяги (за счёт роста окружной силы трения гибкого ремня без смазки), ограниченную задаваемым при проектировании углом обхвата $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ и реализуемым

без пробуксовок гибкой пары трения оптимальным коэффициентом тяги, аппроксимированным в указанном диапазоне угла α по зависимости (2) в пределах $0,37 \leq \psi_0 \leq 2/3$.

Выводы

1. Разработанный простой и компактный трибومتر с открытым остановленным ремнём (см. рис. 1) может быть использован для прямой оценки тяговых способностей изогнутых упруго-растяжимых гибких фрикционных элементов в ременных передачах с разными конструктивными параметрами и при разных углах обхвата шкива (см. рис. 3 и 4).
2. По результатам выполненного на данном трибометре эксперимента получена новая аналитическая экспоненциальная зависимость (2) оптимального коэффициента тяги клиноременных фрикционных передач для расчёта их тяговых режимов работы без пробуксовок гибкой пары трения.

Литература

1. Bowden, F.P. *The Friction and Lubrication of Solid* / F.P. Bowden and D. Tabor. – Oxford: Clarendon Press, 1994. – 542 p.
2. Moore, F.D. *Principles and Applications of Tribology* / F.D. Moore. – New York: Pergamon Press, 1998. – 487 p.
3. Persson, B. *Sliding Friction: Physical Principles and Applications* / B. Persson. – Berlin: Springer-Verlag Press, 2000. – 191 p.
4. Chen, W.W. *A Numerical Model for the Point Contact of Dissimilar Materials Considering Tangential Traction* / W.W. Chen, Q. Wang // *Mech. Mater.* – 2008. – No. 40 (11). – P. 936–948.
5. Dienwiebel, M. *Seeing the Third-Body Formation of Metallic Tribosystems by Novel On-line Tribometry* / M. Dienwiebel // *Proceeding of 5th World Tribology Congress WTC – 2013. – Italy, Torino, 2013. – P. 301–305.*
6. Putignano, C. *Viscoelastic Contact Mechanics: Numerical Simulations with Experimental Validation* / C. Putignano // *Proceeding of 5th World Tribology Congress WTC – 2013. – Italy, Torino, 2013, P. 683–687.*
7. Saulot A. *Competition Between 3rd Body Flows and Local Contact Dynamics* / A. Saulot // *Proceeding of 5th World Tribology Congress WTC – 2013. – Italy, Torino, 2013. – P. 1156–1160.*
8. Wang, Z. *Novel Model for Partial-Slip Contact Involving a Material Inhomogeneity* / Z. Wang // *Transactions of the ASME: Journal of Tribology.* – 2013. – October. – P. 041401-1–041401-15.
9. Meresse, D. *Friction and Wear Mechanisms of Phenolic-Based Materials of High Speed Tribometer* / D. Meresse // *Transactions of the ASME: Journal of Tribology.* – 2013. – Jull. – P. 031601-1–031601-7.
10. Wang, Q.J. *Encyclopedia of Tribology* / Q.J. Wang, V.W. Chung. – Berlin: Springer-Verlag Press, 2013. – 413 p.
11. *Машиностроение: энцикл.: в 4 т. Т. IV-1: Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка* / Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.
12. Безъязычный, В.Ф. *Циклометры для определения фрикционно-усталостных характеристик поверхностей трения* / В.Ф. Безъязычный, Ю.П. Замятин, А.Ю. Замятин, В.Ю. Замятин // *Трение и смазка в механизмах и машинах.* – 2008. – № 11. – С. 10–16.
13. Крайнев, А.Ф. *Механика машин: Фундаментальный словарь* / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.
14. Горячева, И.Г. *Механика фрикционного взаимодействия* / И.Г. Горячева. – М.: Наука, 2001. – 310 с.
15. Nedostup, A.A. *Study of the Static Coefficient of Friction of Fishing Cordage on a Friction Gear Drum* / A.A. Nedostup, E.K. Orlov // *Journal of Friction and Wear.* – 2010. – Vol. 31, № 4. – P. 301–307.
16. А.с. 1012016 СССР, МКИ³ G 01N 19/02. *Устройство для измерения коэффициента трения гибких материалов* / Я.Э. Кузнецов. – № 5101524; заявл. 25.01.91; опубл. 15.04.92, Бюл. № 16. – 4 с.
17. А.с. № 1080073 СССР, МКИ³ G 01N 19/02. *Устройство для определения коэффициента трения нити* / Т.Г. Луканина. – № 5202540; заявл. 15.03.91; опубл. 20.06.92, Бюл. № 21. – 4 с.

18. Тарабарин, В.Б. Исследование момента сил трения во вращательной паре / В.Б. Тарабарин, Ф.И. Фурсяк, З.И. Тарабарина // Теория механизмов и машин. – 2012. – Т. 10, № 1 (19). – С. 88–97.

19. Пожбелко, В.И. Механическая модель трения и нахождение универсальных трибологических констант / В.И. Пожбелко // Изв. Челяб. науч. центра. – Челябинск: УрО РАН, 2000. – Вып. 1. – С. 33–38.

20. Пожбелко, В.И. Силовые закономерности трения упруго-деформируемой ременной передачи (новая постановка задачи Эйлера) / В.И. Пожбелко // Изв. Челяб. науч. центра. – Челябинск: УрО РАН, 2000. – Вып. 3. – С. 56–62.

Пожбелко Владимир Иванович. Заслуженный работник высшей школы Российской Федерации, профессор, доктор технических наук, Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), pozhbelkovi@susu.ac.ru.

Поступила в редакцию 15 декабря 2014 г.

*Bulletin of the South Ural State University
Series "Mechanical Engineering Industry"
2015, vol. 15, no. 1, pp. 26–34*

EXPERIMENTAL RESEARCH THE TRACTION PROPERTIES UNLUBRICANT FRICTION OF FLEXIBLE BODIES IN BELT DRIVE

V.I. Pozhbelko, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, pozhbelkovi@susu.ac.ru

Consider actual problem of determine of limiting traction properties by friction curved flexible driving belt in wedge belt drive applying to unlubricant drive mechanisms widely used in various branch of machinebuilding, for example in technological automatic machine as well as in various means of transport. The paper presents a new method graphic construction tractional friction dependence of curved elastic-extensible flexible bodies in the belt drive, which worked without lubricant with various coefficient of traction. Outlook in this papers a new simple and compact tribometer for measuring relative friction force of curved flexible body with given it selves thickness and curve radius, it is can be easy applied in mechanical engineering industry. The paper also contents determine the analytical dependences of hauling characteristic of elastic belt drive and define a new universal friction constants of flexible wedge body, which completely coordinate to experience and exactly define bound of rational friction mechanisms design. Moreover, on base elasticdeformation model and analysis of tribodynamics of curved friction pair was find analytical solution for specified task of define limiting hauling ability of flexible mechanical transmission links, which used fir belt drive optimization synthesis in machine-building and flexible bodies theory improvement in machinery. As a result was stated rational sphere for operated wedge belt drive without full sliding in the machine transmission rotor drive systems. With the optimal traction characteristics of the belt drive designers can to select the proper construction for a specified design task according to the function of machine. For certain the study of the paper is very helpful for the designers to come up with the effective friction drive transmission more easily and quickly on the conceptual design of various unlubricant friction drive mechanisms.

Keywords: belt drive, coefficient of traction, friction of flexible bodies, tribometer.

References

1. Bowden F.P., Tabor D. The Friction and Lubrication of Solid. Oxford, Clarendon Press, 1994. 542 p.
2. Moore F.D. Principles and Applications of Tribology. New York, Pergamon Press, 1998. 487 p.
3. Persson B. Sliding Friction: Physical Principles and Applications. Berlin, Springer-Verlag Press, 2000. 191 p.

4. Chen W.W., Wang Q. A Numerical Model for the Point Contact of Dissimilar Materials Considering Tangential Traction. *Mech. Mater.*, 2008, no. 40(11), pp. 936–948.
5. Dienwiebel M. Seeing the Third-body Formation of Metallic Tribosystems by Novel On-line Tribometry. *Proceeding of 5th World Tribology Congress WTC – 2013*. Italy, Torino, 2013, pp. 301–305.
6. Putignano C. Viscoelastic Contact Mechanics: Numerical Simulations with Experimental Validation. *Proceeding of 5th World Tribology Congress WTC – 2013*. Italy, Torino, 2013, pp. 683–687.
7. Saulot A. Competition Between 3rd Body Flows and Local Contact Dynamics. *Proceeding of 5th World Tribology Congress WTC-2013*. Italy, Torino, 2013, pp. 1156–1160.
8. Wang Z. Novel Model for Partial-Slip Contact Involving a Material Inhomogeneity. *Transactions of the ASME: Journal of Tribology*, 2013, October, pp. 041401-1–041401-15.
9. Meresse D. Friction and Wear Mechanisms of Phenolic-Based Materials of High Speed Tribometer. *Transactions of the ASME: Journal of Tribology*, 2013, Jull, pp. 031601-1–031601-7.
10. Wang Q.J., Chung V.W. Encyclopedia of Tribology. Berlin, Springer-Verlag Press, 2013. 413 p.
11. Reshetov D.N., Gusenkov A.P., Drozdov Uy.N. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV-1: Detali mashin. Konstruktsionnaya prochnost'. Trenie, iznos, smazka* [Engineering: 4 t. T. IV-1: Machine Parts. Structural Strength. Friction, Wear, Lubrication]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 864 p.
12. Bezyazychnyy V.F., Zamyatin Yu.P., Zamyatin A.Yu., Zamyatin V.Yu. *Tsiklometry dlya opredeleniya friktsionno-ustalostnykh kharakteristik poverkhnostey treniya* [Testing for Friction Surfaces Friction Properties Estimation]. *Friction & Lubrication in Machines and Mechanisms*, 2008, no. 11, pp. 10–16. (in Russ.)
13. Kraynev A.F. *Mekhanika mashin: Fundamental'nyy slovar'* [Mechanics of Machines: Fundamental Dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 904 p.
14. Goryacheva I.G. *Mekhanika friktsionnogo vzaimodeystviya* [The Mechanics of Frictional Engagement]. Moscow, Nauka Publ., 2001, 310 p.
15. Nedostup A.A., Orlov E.K. Study of the Static Coefficient of Friction of Fishing Cordage on a Friction Gear Drum. *Journal of Friction and Wear*, 2010, vol. 31, no. 4, pp. 301–307.
16. Kuznetsov Ya.E. *Ustroystvo dlya izmereniya koeffitsienta treniya gibkikh materialov* [An Apparatus for Measuring the Coefficient of Friction of Flexible Material]. Patent USSR, no. 1012016, 1991. 4 p.
17. Lukanina T.G. *Ustroystvo dlya opredeleniya koeffitsienta treniya niti* [Apparatus for Determining the Coefficient of Friction Yarn]. Patent USSR, no. 1080073, 1991. 4 p.
18. Tarabarin V.B., Fursyak F.I., Tarabarina Z.I. [Investigation of the Friction Torque in the Rotational Couple]. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2012, vol. 10, no. 1 (19), pp. 88–97. (in Russ.)
19. Pozhbelko V.I. [Mechanical Model of Friction and Finding Universal Constants Tribological]. Chelyabinsk, Izvestiya Chelyabinskogo nauchnogo tsentra, UrO RAN Publ., 2000, iss. 1, pp. 33–38. (in Russ.)
20. Pozhbelko V.I. [Power Laws of Friction Elastically Deformable Pe-Belt Transmission (New Formulation of the Problem of Euler)]. Chelyabinsk, Izvestiya Chelyabinskogo nauchnogo tsentra, UrO RAN Publ., 2000, iss. 3, pp. 56–62.

Received 15 December 2014