

Расчет и конструирование машин

УДК 621.891

Предельные тяговые свойства и законы трения растяжимых гибких тел в ременных передачах

В.И. Пожбелко

Часть 1

Рассмотрена проблема расчета оптимальных проектных параметров при конструировании фрикционных механизмов и анализа трибодинамики их пар трения. Получено аналитическое решение нестандартной задачи определения предельных тяговых свойств и габаритов фрикционных механизмов с гибкими передаточными элементами с учетом их упругой растяжимости, толщины и радиуса кривизны изгиба. Это решение использовано для оптимизационного синтеза ременных передач машиностроения и совершенствования теории трения гибких тел.

Ключевые слова: фрикционные механизмы с гибкими связями, тяговые свойства гибких тел, предельное трение, ременные передачи.

On basis of the elastic-deformation model and the analysis of tribodynamics of friction pairs there has been found an analytical solution for the task of defining the limiting traction properties of flexible mechanical transmission links, which is used for optimization synthesis of belt drives in machine-building and improvement of the flexible bodies friction theory.

Keyword: friction mechanisms with flexible links, traction properties of flexible bodies, limiting friction, belt drives, extensible flexible bodies.

Рассматриваемый класс фрикционных механизмов с тяговым усилием за счет трения о цилиндрический барабан гибких передаточных элементов (гибкие связи в виде ремня, ленты, нити, троса,



ПОЖБЕЛКО

Владимир Иванович
доктор технических наук,
профессор, заслуженный
работник высшей
школы РФ, профессор
кафедры «Теоретическая
механика и основы
проектирования машин»
(Южно-Уральский
государственный
университет)

ременные передачи, вариаторы скорости, стальные и конвейерные ленты рабочих органов и др.) широко применяется в машиностроении (металлорежущие станки, текстильные и швейные машины, транспортеры с гибким тяговым органом, ленточные пилорамы и конвейеры, бесступенчатые трансмиссии тяговых и транспортных машин и др.) [1–7]. Основными достоинствами этих механизмов являются простота конструкции, бесшумность, возможность бесступенчатого регулирования передаточного отношения, неразрушаемость при перегрузках и высокий КПД; недостатками — ограниченные тяговые способности, интенсивный нагрев при пробуксовках и большие габариты.

Типовая схема механизмов с гибкими передаточными элементами и основные формы поверхностей их трения (реализованные в плоскоременных, круглоременных и клиноременных передачах) представлены на рис. 1.

Традиционно тяговые способности *передачи усилий* гибкой связью принято оценивать [2] с помощью коэффициента тяги:

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} \leq 1,$$

где F_t — сила трения гибкой связи о шкив; F_1, F_2 — силы на ведущей и ведомой ветвях; F_0 — сила предварительного натяжения каждой из ветвей (см. рис. 1), $F_0 = 0,5(F_1 + F_2)$. При этом согласно [2] сила сопротивления гибкой связи своему изгибанию по контуру барабана (шкива) пренебрежимо мала (по сравнению с силой ее натяжения), а действие центробежных сил учитывается только в быстроходных передачах (поправочным коэффициентом — при окружных скоростях движения более 10 м/с). В качестве типовой принята [2] ременная передача с передаточным отношением $u = 1$ (т. е. $\alpha = \pi$) и $V = 10$ м/с, для которой по стандарту ISO и проводятся все основные испытания и эксперименты. В машиностроении сложилась практика [2, с. 606] расчета ременных передач на основании результатов указанных испытаний с введением множества эмпирических поправочных коэффициентов, что затрудняет совме-

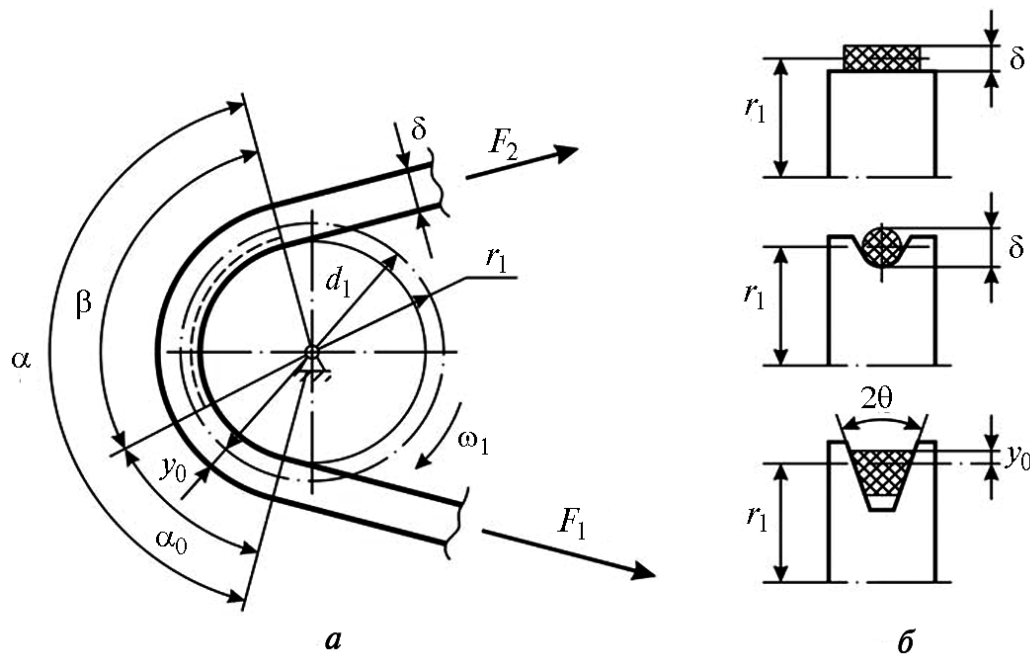


Рис. 1. Типовая схема фрикционных механизмов с гибкими связями (а) и основные формы образующей поверхности их трения (б):

α — угол обхвата, $\alpha = \alpha_0 + \beta$; α_0 — угол сцепления; β — угол упругого скольжения; d_1, δ, y_0 — соответственно диаметр нейтрального слоя изогнутой гибкой связи (принимаемый за расчетный диаметр шкива), ее толщина и расстояние до наружного (наиболее напряженного слоя); r_1 — радиус кривизны изгиба гибкой связи, $r_1 = 0,5d_1$

шение их экстремального и оптимизационного синтеза.

В самой простой теоретической постановке задачи Л. Эйлером была получена формула для расчета силы трения из условия статического равновесия буксующей нерастяжимой и бесконечно тонкой гибкой нити, причем без учета радиуса кривизны ее изгиба [2], которая непригодна для конструирования работоспособных ременных передач, так как не содержит их основных проектных параметров.

Более сложная практическая задача [8, 9] установления предельных тяговых свойств, габаритов и законов трения гибких тел с учетом их упругой растяжимости, толщины и кривизны изгиба решается ниже на основе разработанной автором статьи *динамической теории предельного трения* (рассматривается трибодинамика пары трения) [8] и установленного в этой теории существования в окружающем мире *универсальных констант трения и силовых закономерностей*:

1) *базовая закономерность*. Существует динамический предел роста силы (коэффициента f_s) трения покоя, равный $\frac{3}{2}$ силы (коэффициента f_k) трения движения:

$$\lim\left(\frac{f_s}{f_k}\right) = \frac{3}{2}; \quad (1)$$

2) предельный коэффициент силы трения движения:

$$\lim(f_k) = \frac{4}{9}; \quad (2)$$

3) предельный коэффициент силы трения покоя:

$$\lim(f_s) = \frac{2}{3}; \quad (3)$$

4) предельный угол трения движения:

$$\begin{aligned} \lim \varphi_k &= \arctg(\lim f_k) = \\ &= \arctg\left(\frac{4}{9}\right) = 23^\circ 57' \approx 24^\circ; \end{aligned} \quad (4)$$

5) предельный угол трения покоя:

$$\begin{aligned} \lim \varphi_s &= \arctg(\lim f_s) = \\ &= \arctg\left(\frac{2}{3}\right) = 33^\circ 41' \approx 34^\circ; \end{aligned} \quad (5)$$

6) универсальная константа:

$$\lim(f_k) = \frac{4}{9},$$

представляющая собой установленный аналитически [8] порог P (рис. 2) перехода внешнего трения твердых тел с прямолинейной образующей трущихся поверхностей (прямолинейный участок 0—1 упругой деформации) во внутреннее трение твердых тел (криволинейный участок 1—2 упруго-пластической деформации до срыва тела в точке 2 с последующим возникновением (в зоне 2—3) фрикционных автоколебаний (только в упругой механической системе).

Примечания: 1. Теоретически установленные [8] универсальные физические константы трения твердых тел (1—5) указывают на существование точной нижней границы КПД самотормозящихся механизмов $\eta = \eta_{\min}$ (рассчитывается при угле подъема, равном пределу угла трения), а также точной верхней границы допустимого угла давления $\nu = \nu_{\max}$ в кинематических парах (наоборот, для исключения заклинивания проектируемых механизмов):

$$\eta_{\min} = 0,5 \left[1 - \operatorname{tg}^2(\lim \varphi_k) \right] = 0,5 \left[1 - \left(\frac{4}{9} \right)^2 \right] = 0,4;$$

$$\nu_{\max} = 90 - \lim \varphi_s = 90 - 33^\circ 41' = 56^\circ 19',$$

которые приводят к точному ограничению диапазона их проектных характеристик:

$$0,4 < \eta < 0,5; \quad 0 < \nu < \arctg \frac{3}{2}.$$

2. С учетом указанных универсальных констант трения (1—5) угол клиновой канавки шкива должен выбираться в следующих пределах (4), (5):

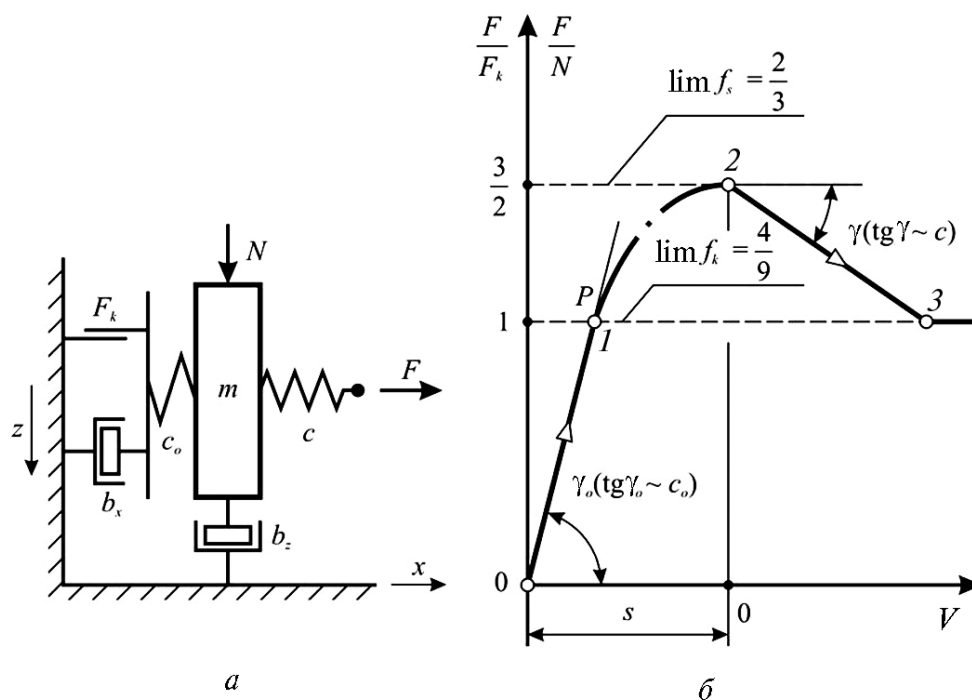


Рис. 2. Моделирование трибодинамики твердых тел:

a — двумерная механическая модель трения (модель упруго-вязкого поведения системы сдвигаемых тел);
б — диаграмма перехода от покоя к движению; c_o — жесткость сдвигаемой системы; c — жесткость привода;
 s — предварительное смещение до срыва тела; V — скорость скольжения после срыва тела

$$\left(\arctg \frac{4}{9} = \lim \varphi_k \right) \leq 2\theta \leq \left(\lim \varphi_s = \arctg \frac{2}{3} \right), \quad (6)$$

что полностью подтверждается практикой конструирования клиноременных передач с $2\theta = 24...34^\circ$ [2, с. 624] и обеспечивает надежное заклинивание и расклинивание ремня.

3. Существование порога внешнего трения твердых тел (2) подтверждено экспериментально, например, отмечено при $f \approx 0,3...0,4$ на экспериментальной кривой Штрибека-Герси [7, с. 79] и при испытаниях на нулевом уровне износа ($f \approx 0,4$) [7, с. 117], что согласуется с точным значением этого порога $\lim f_k = \frac{4}{9}$ [8].

Новые понятия и гипотезы в теории трения

В отличие от недеформируемых твердых тел, рассматриваемых в механике как материальные объекты с сосредоточенной массой, гибкие тела на практике имеют распределенную

массу и потому при передаче усилий являются деформируемыми механическими системами. Этот факт требует учета их деформации при построении физической картины «передачи» силы и «передачи» энергии упругой деформации с ведущего вала на ведомый вал (рис. 3).

С учетом упругой деформации относительного удлинения (обозначим $\varepsilon = \varepsilon_o$), толщины δ и радиуса кривизны изгиба r_1 реальных гибких тел, образующих гибкие кинематические пары трения, в тяговых передачах окружного момента целесообразно ввести следующие понятия:

дуга трения β_t . Очевидно (рис. 3, *a*, *б*), что под действием одной и той же сдвигающей силы путь трения растяжимой гибкой связи (назовем его дугой трения β_t), при ее упругом скольжении по шкиву будет на величину упругой деформации ε_o больше дуги трения недеформируемой гибкой связи:

$$\beta_t = \beta(1 + \varepsilon_o); \quad (7)$$

индекс тяги J_t . Для оценки тяговой способности ременных передач окружного момента целесообразно ввести индекс тяги (передачи

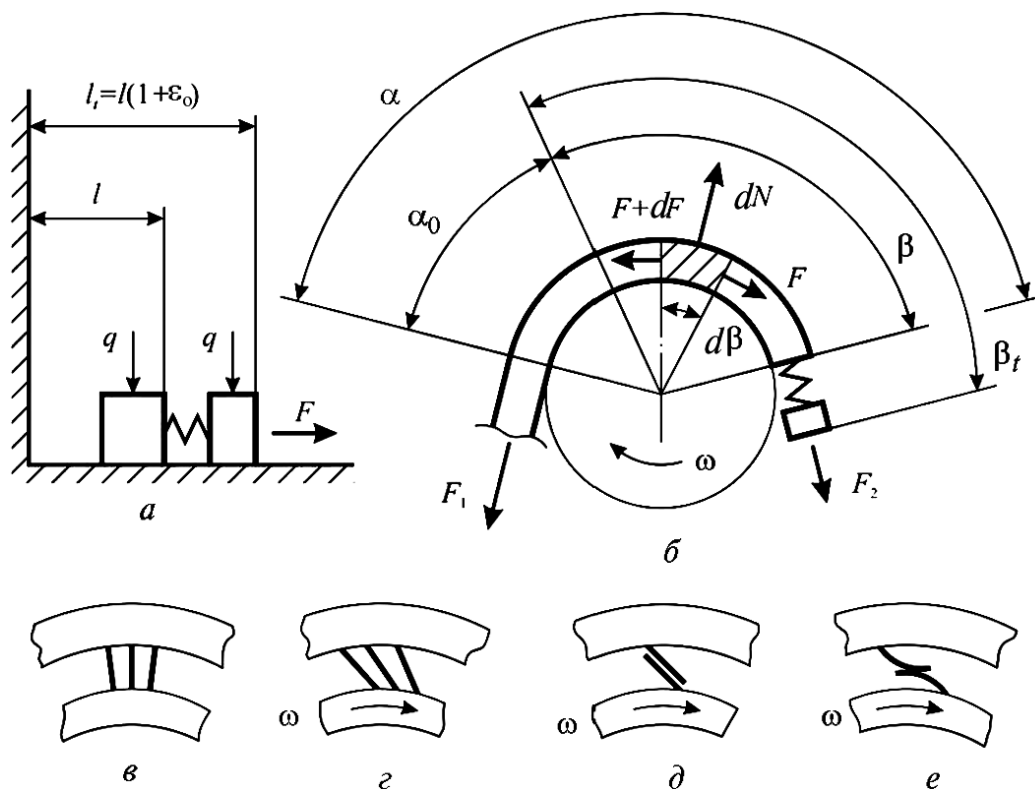


Рис. 3. Реологические модели деформируемых тяговых передач (а, б) и фрикционных связей твердых тел на режимах холостого хода (в), упругого скольжения в области упругой деформации (г), пробуксовок в области упруго-пластической деформации (д) и буксования (е)

момента), равный отношению окружного момента на меньшем шкиве ($M_t = M_1$) к силе предварительного натяжения ремня:

$$J_t = \frac{M_t}{F_0} = \frac{M_t}{F_0} \frac{2r_1}{2r_1} = \frac{M_t}{2r_1} \frac{2r_1}{F_0} = \left(\frac{F_t}{2F_0} \right) 2r_1 = \psi d_1. \quad (8)$$

Соответственно, предельная тяговая способность передачи момента на границе упругого скольжения (порог P на рис. 2, б) при $\psi = \psi_0$ будет

$$J_{t0} = \psi_0 d_1. \quad (9)$$

Примечание. Физический смысл J_t — это плечо, на которое надо умножить силу F_0 , чтобы создать требуемый M_t (чем больше J_t , тем будет больше M_t при заданном F_0).

В связи со сложностью поставленной задачи [9] попробуем упростить ее решение и предложим следующие очевидные гипотезы для растяжимых гибких тел фрикционных тяговых передач.

Гипотеза 1. При действии заданной сдвигающей силы путь трения растяжимых тел (и, в частности, дуга трения деформируемых гибких тел β_t) должны быть больше пути (дуги) трения недеформируемых тел на величину упругой деформации ϵ_0 , которая согласно закона упругости Гука [2, с. 509] зависит от метрических параметров гибкой связи $\epsilon_0 = \frac{y_0}{r_1} = \frac{2y_0}{d_1} = \frac{\Delta}{d_1}$ (см. рис. 1):

$$\beta_t = \beta(1 + \epsilon_0) = \beta \left(1 + \frac{\Delta}{d_1} \right), \quad (10)$$

где $\Delta = \delta$ для плоских и круглых ремней или $\Delta = 2y_0$ для клиновых ремней.

Гипотеза 2. В соответствии с представленными на рис. 2 и 3 моделями трибодинамики и диаграммой перехода, упругое скольжение происходит в области (0—1) внешнего трения, а пробуксовки — в области (1—2) внутреннего трения за счет увеличения дуги упругого скольжения гибких тел и силы трения выше предела

$$\lim \beta = \frac{\alpha}{\lim \left(\frac{f_s}{f_k} \right)} = \frac{2}{3} \alpha, \quad (11)$$

поэтому запас по тяге за счет пробуксовок при перегрузках (до буксования из-за срыва в точке 2 диаграммы перехода) не может быть более

$$\lim k = \frac{\psi_{\max}}{\psi_o} = \frac{\alpha}{\lim \beta} = \lim \left(\frac{f_s}{f_k} \right) = \frac{3}{2}. \quad (12)$$

Аналитические закономерности тягово-габаритных характеристик упругодеформируемых гибких тел

Согласно реологической модели, представленной на рис. 3, б, определим результирующую силу трения при скольжении упруго-растяжимой гибкой ленты относительно шкива. Разность натяжений F_1 и F_2 концов ленты зависит от величины силы трения $F_1 - F_2 = F_t$ между шкивом и лентой в пределах дуги упругого скольжения. В ременных передачах необходимая сила F_t равна заданному окружному усилию.

Выделим бесконечно малую дугу ленты $d\beta$ и приложим к ее концам силы натяжения F и $(F + dF)$, а также равнодействующую нормального давления $dN = Fd\beta$ и распределенную силу трения $dF = fdN$ (где f — коэффициент трения материалов в паре «шкив — лента»). Из совместного рассмотрения проекций этих сил на оси x и y составим следующее уравнение кинетостатического равновесия:

$$dF = fdN = f(Fd\beta); \quad dF - f(Fd\beta) = 0. \quad (13)$$

После разделения в уравнении (13) переменных и интегрирования по дуге трения упруго-деформируемых гибких тел β_t с учетом выражений (1), (2), (7), (10) и (11), находим

$$\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F} = \int_0^{\beta_t} f d\beta, \quad (14)$$

в пределе (порог P на рис. 2, б) получим основной закон трения упруго-деформируемых гибких тел:

а) форма 1:

$$\ln \frac{F_1}{F_2} = (f) [\beta_t] = (c^* \lim f_k) \left[\frac{\alpha}{\lim \left(\frac{f_s}{f_k} \right)} (1 + \varepsilon_o) \right]; \quad (15)$$

б) форма 2:

$$\ln \frac{F_1}{F_2} = \left[\frac{c^* \lim f_k}{\lim \left(\frac{f}{f_{ks}} \right)} \right] \alpha \left(1 + \frac{\Delta}{d_1} \right) = f_0 \alpha \left(1 + \frac{\Delta}{d_1} \right); \quad (16)$$

в) форма 3:

$$\psi_o = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\exp \left[f_0 \alpha \left(1 + \frac{\Delta}{d_1} \right) \right] - 1}{\exp \left[f_0 \alpha \left(1 + \frac{\Delta}{d_1} \right) \right] + 1}; \quad (17)$$

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2\psi_o}; \quad F_1 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{1}{\psi_o} + 1 \right); \quad F_2 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{1}{\psi_o} - 1 \right).$$

Здесь c^* — коэффициент учета формы поверхностей трения гибких тел ($c^* = 1$ — плоскоремные; $c^* = \frac{5}{4}$ — круглоремные; $c^* = \frac{5}{3}$ — клиноремные передачи); f_0 — действительный коэффициент трения упруго-деформируемой гибкой связи, величина которого согласно (16) с учетом универсальных констант трения (1)–(3) в пределе равна

$$f_0 = c^* \frac{\lim f_k}{\lim \left(\frac{f_s}{f_k} \right)} = \frac{8}{27} c^*, \quad (18)$$

где $C = 8/27$ — константа трения гибких тел.

Практические результаты расчета по законам трения (15) — (17) оптимальных тягово-габаритных характеристик фрикционных передач с гибкой связью (гибкие тяговые органы)

приведены в табл. 1 и могут быть использованы для оптимизационного синтеза и конструирования разнообразных фрикционных механизмов и тяговых передач с гибкими элементами (см. ниже).

Согласно расчетной табл. 1 одни и те же тяговые способности по моменту ($J_{\text{ю}} = \text{const}$; $M_t = M_1 = \text{const}$) можно обеспечить как в клиноременных передачах (при $\alpha \geq 90^\circ$), так и в круглоременных (при $\alpha \geq 120^\circ$) или плоскоременных (при $\alpha \geq 150^\circ$) за счет указанного увеличения угла обхвата.

Проанализировав результаты расчетной табл. 1 можно:

1) выявить новую закономерность взаимосвязи между ψ_o и $\frac{d_{\min}}{\Delta}$ на пороге упругого скольжения (предельная точка P прямолинейного участка) и составить следующее *уравнение граничной кривой упругого скольжения* (представляет аналитическую взаимосвязь между тяговыми и габаритными характеристиками гибких тел):

$$(\psi_o) \left(\frac{d_{\min}}{\Delta} \right) = \text{const} = C_0 = 17, \quad (19)$$

где $C_0 = 17$ — граничная константа устойчивого упругого скольжения гибких тел различной формы; $\Delta = \delta$ — плоскоременные и круглоре-

менные передачи; $\Delta = 2y_0$ — клиноременные передачи (см. рис. 1).

Построенная по табл. 1 расчетная диаграмма с единой для разных типов ременных передач граничной кривой дана на рис. 4. На этой кривой все точки различных сочетаний проектных параметров $\left(\psi_o - \frac{d_{\min}}{\Delta} \right)$ обеспечивают одинаковые тяговые способности передач по моменту ($M_t = \text{const}$);

2) построить предельные тягово-габаритные характеристики типовых плоскоременных, круглоременных и клиноременных передач ($\alpha = \pi$) с прямолинейным (в области внешнего трения гибких тел) и криволинейным экспоненциальным [8] (в области внутреннего трения гибких тел) участками роста тягового усилия (рис. 5).

Примечания. 1. С учетом уравнения граничной кривой (19) предельный индекс тяги участками (9) можно также рассчитать через граничную константу $C_0 = 17$ и параметры сечения гибкой связи (δ — для плоских и круглых ремней; y_0 — для клиноременных передач [2]:

$$J_{\text{ю}} = \psi_o d_1 = \left(\frac{\psi_o d_{\min}}{\delta} \right) \delta = C_0 \delta = C_0 (2y_0). \quad (20)$$

2. Результаты расчетов по законам трения упруго-деформированных гибких тел (15) — (17), приведенные в виде табл. 1, граничной

Таблица 1

Расчетная таблица предельных (оптимальных) тягово-габаритных характеристик передач гибкой связью ($J_{\text{ю}} = \text{const}$)

Угол обхвата шкива α°	I. Плоскоременные передачи			II. Круглоременные передачи			III. Клиноременные передачи		
	ψ_o	$\frac{d_{\min}}{\delta}$	ε_o	ψ_o	$\frac{d_{\min}}{\delta}$	ε_o	ψ_o	$\frac{d_{\min}}{2y_0}$	ε_o
180	4/9	38,25	0,026	0,54	31,5	0,031	2/3	25,5	0,039
170	0,42	40,25	0,025	0,51	33,25	0,03	0,63	26,75	0,038
160	0,4	42,5	0,024	0,49	35	0,028	0,61	28	0,036
150	0,37	46	0,022	0,46	37	0,027	0,58	29,5	0,034
140	0,35	49	0,02	0,43	40	0,025	0,55	31	0,032
130	0,32	53	0,019	0,4	42,5	0,024	0,52	33	0,03
120	0,3	57	0,018	0,37	46	0,022	0,48	35,5	0,028
110	0,28	61	0,017	0,34	50	0,02	0,45	38	0,026
100	0,25	67,5	0,015	0,31	55	0,018	0,41	41,5	0,024
90	0,23	74	0,013	0,28	61	0,017	0,37	46	0,022

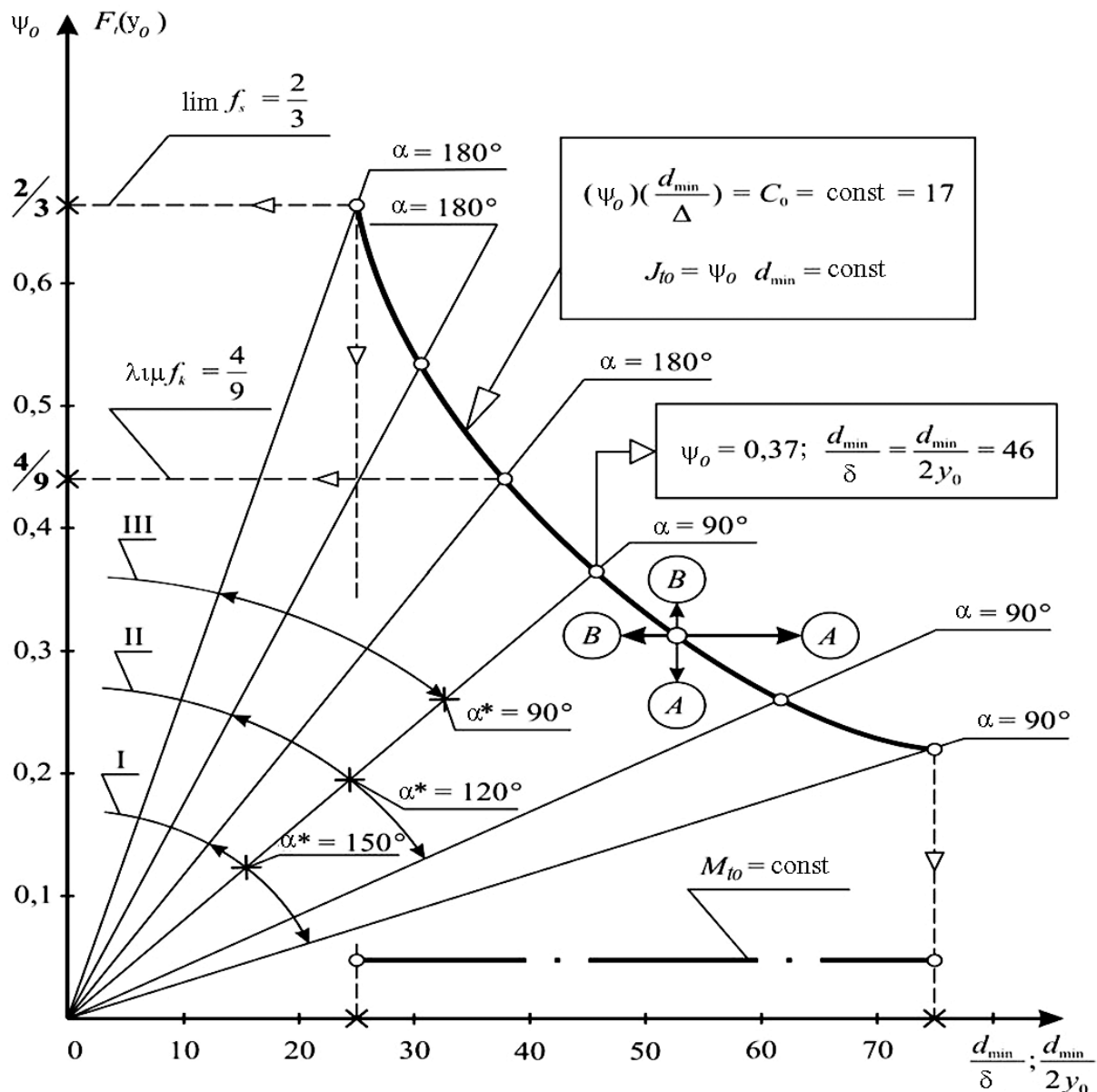


Рис. 4. Сводная расчетная диаграмма оптимальных тягово-габаритных характеристик передач гибкой связью при $180^\circ \geq \alpha \geq 90^\circ$:

---- — границная кривая упругого скольжения;
 A — устойчивое упругое скольжение, B — пробуксовки, C — буксование;
 I — плоскоременные, II — круглоременные, III — клиноременные передачи

кривой на рис. 4 и характеристик на рис. 5, полностью подтверждаются испытаниями по стандартам ISO [2, 3] типовых ($\alpha = \pi$) плоскоременных [3, с. 613, график с кривой скольжения — $\psi_0 \approx 0,45$]; круглоременных [2, с. 625 — $\psi_0 \approx 0,5$] и клиноременных передач [2, с. 609, график с кривой скольжения — $\psi_0 \approx 0,67$].

Оптимизационный синтез фрикционных тяговых механизмов с гибкими связями

Рекомендуемый алгоритм оптимального конструирования фрикционных механизмов с гибкими связями рассмотрим на примере ременной передачи, представляющей собой тяго-



$\alpha = \pi$; A — устойчивое упругое скольжение, B — пробуксовки, C — буксование; P — предел устойчивого упругого скольжения (порог внешнего трения); I — внешнее трение гибких тел; Π — внутреннее трение гибких тел; η — КПД передачи;

круглоремные передачи $\psi_0 = 0,54$; $\psi_{\max} = 0,54 \cdot 1,5 = 0,81$; $\lim \left(\frac{d_{\min}}{\delta} \right) = 31,5$; $\lim \varepsilon_0 = 0,031$;

$$\text{клиноремные передачи } \psi_o = \lim f_s = \frac{2}{3}; \quad \psi_{\max} = \frac{2}{3} 1,5 = 1; \quad \lim \left(\frac{d_{\min}}{2 y_o} \right) = 25,5; \quad \lim \varepsilon_o = 0,039$$

вый механизм с двумя гибкими кинематическими парами, которые образованы растяжимым гибким ремнем с ведущим и ведомым шкивами.

Этапы совмещенного экстремального и оптимизационного синтеза:

1) для заданного окружного момента на ведущем валу $M_1 = M_{\text{ю}}$ (определяемого передаваемой мощностью и оборотами этого вала), а также заданного передаточного отношения привода u и допустимого межосевого расстояния a (определяющих угол обхвата α) на основе оптимальных параметров, приведенных в расчетной табл. 1, определяют оптимальные проектные параметры:

$$\psi_o; \frac{d_{\min}}{\delta}; \varepsilon_o;$$

2) определяют оптимальное усилие предварительного натяжения F_0 , обеспечивающее предельно допустимое (из отсутствия пробуксовок) упругое скольжение с $\psi = \psi_o$ при радиусе кривизны изгиба гибкой связи $r_1 = 0,5d_1 \geq 0,5d_{\min}$:

$$F_0 = \frac{M_{\text{ю}}}{J_{\text{ю}}} = \frac{M_{\text{ю}}}{\psi_o d_1};$$

3) определяет оптимальный окружной момент (или окружного усилия) по заданной допустимой величине F_0 (обратная конструкторская задача).

Результаты проектирования на основе законов предельного трения гибких тел (см. п. 3) (на примере расчета плоскоременной передачи, представлены в табл. 2. При этом расчет-

Таблица 2

Проектный расчет фрикционных тяговых механизмов с гибкими передаточными элементами ($J_{\text{ю}} = \text{const}$)

Проектные параметры	Расчетная формула	Плоскоременные передачи	
		Базовый вариант ($a_{0 \max} = 2$)	Оптимальный вариант ($a_{0 \min} = 0,55$)
Угол обхвата меньшего шкива α_1	$\alpha_1 = \pi - \frac{u-1}{a_0(u+1)}$	$\alpha'_1 = 166_o (u=3)$	$\alpha_1 = 130_o (u=3)$
Коэффициент тяги ψ_o	$\psi_o = \frac{C_0}{C_1} \alpha_1 = \frac{17}{120} \alpha_1$	$\psi'_o = 0,41$	$\psi_o = 0,32$
Расчётный диаметр d_1	$d_1 = \left(A \sqrt[3]{M_1} \right) \frac{\psi'_o}{\psi_o}$	$d'_1 = 60 \sqrt[3]{M_1}$	$d_1 = 77 \sqrt[3]{M_1}$
Индекс тяги $J_{\text{ю}}$	$J_{\text{ю}} = \psi_o d_1 = \psi'_o d'_1$	$J_{\text{ю}} = 24,6 \sqrt[3]{M_1}$	$J_{\text{ю}} = 24,6 \sqrt[3]{M_1}$
Относительный диаметр $\frac{d_{\min}}{\delta}$	$\frac{d_{\min}}{\delta} = \frac{C_0}{\psi_o} = \frac{C_1}{\alpha_1}$	$\left(\frac{d_{\min}}{\delta} \right)' = 41,5$	$\frac{d_{\min}}{\delta} = 53$
Упругое скольжение ε_o	$\varepsilon_o = \frac{\delta}{d_{\min}} = \frac{\alpha_1}{C_1} = \frac{\alpha_1}{120}$	$\varepsilon'_o = 0,024$	$\varepsilon_o = 0,019$
Габарит передачи Γ	$\Gamma = a + 0,5(d_1 + d_2)$	$\Gamma' = 150(1+u) \sqrt[3]{M_1}$	$\Gamma = 81(1+u) \sqrt[3]{M_1}$
Тяговая сила трения F_t	$F_t = \frac{M_1}{0,5d_1}$	$F'_t = 33 \sqrt[3]{M_1^2}$	$F_t = 26 \sqrt[3]{M_1^2}$
Сила предварительного натяжения F_0	$F_0 = \frac{F_t}{2\psi_o} = F'_0$	$F'_0 = 41 \sqrt[3]{M_1^2}$	$F_0 = 41 \sqrt[3]{M_1^2}$
Сила на ведущей ветви F_1	$F_1 = F_0 + 0,5F_t$	$F'_1 = 58 \sqrt[3]{M_1^2}$	$F_1 = 54 \sqrt[3]{M_1^2}$
Реакция на валу R	$R = 2 F_0 \sin(0,5\alpha_1)$	$R' = 81 \sqrt[3]{M_1^2}$	$R = 75 \sqrt[3]{M_1^2}$
Частота пробегов ремня ν	$\nu = \frac{\omega_1 r_1}{L}$	$\nu' = \frac{9\omega_1}{1+u}$	$\nu = \frac{19\omega_1}{1+u}$
Срок службы ремня L_h	$L_h \sim 1/\nu(\sigma_{\max})^m$	$L'_h = 1$	$L_h = 1,3$

Примечание. M_1 — тяговый момент на меньшем шкиве; u — заданное передаточное отношение.

ный диаметр большого шкива d_2 , межосевое расстояние a и длина тягового ремня L рассчитывались по формулам:

$$d_2 = d_1 u(1 + \varepsilon_o); a = a_0(d_1 + d_2); L \approx 2a \left(1 + \frac{\pi}{4a} \right),$$

а коэффициент A при прочностном расчете [2, 5] диаметра d_1 задается следующим: $A = 60$ — плоский ремень, $A = 50$ — круглый ремень, $A = 40$ — клиновой ремень нормального сечения, $A = 30$ — узкий клиновой и поликлиновой ремни.

Из сравнительного анализа приведенных в табл. 2 расчетов следует, что полученный в результате совмещения экстремального и оптимизационного синтеза оптимальный вариант ременной передачи (за счет использования законов предельного трения гибких тел без пробуксовок и при сохранении их высоких тяговых способностей согласно данным табл. 1) по сравнению с базовым вариантом обеспечивает:

1) снижение радиальных габаритов ременной передачи (при той же ширине и толщине ремня) в $\frac{\Gamma'}{\Gamma} = \frac{150}{81} = 1,85$ раза при выполнении условия сохранения требуемого тягового момента трения $M_{ю} = M_1$ и тяговой способности передачи этого окружного момента $J_{ю} = \text{const}$ (несмотря на снижение угла обхвата α и тяговой силы трения F_t в $\frac{F'_t}{F_t} = \frac{33}{26} = 1,28$ раза);

2) снижение наибольшей силы на ведущей ветви передачи в $\frac{F'_1}{F_1} = \frac{58}{54} = 1,07$ раза (т. е. снижение напряжения растяжения в ремне σ_1 в 1,07 раза), а также уменьшение напряжения изгиба в ремне σ_{u1} (за счет $d_1 > d'_1$) в $\frac{d'_1}{d_1} = \frac{77}{60} = 1,28$ раза; что в совокупности приве-

дет к общему снижению $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{u1}$ в $K = \frac{(1,28 + 1,07)}{2} = 1,18$ раза;

3) увеличение срока службы ремня, т. е. его долговечности L_h , определяемой [3, с. 614] по кривым усталости ремня в зависимости от частоты его пробегов v (влияет в первой степени) и снижения возникающих в нем наибольших напряжений $\sigma_{\max}$ в 1,18 раза (влияет в шестой степени):

$$L_h \sim \frac{1}{v(\sigma_{\max})^{m=6}} = \left[\frac{1}{\left(\frac{v}{v'} \right)} \right] (\sigma_{\max})^{m=6} = \frac{(K)^6}{\left(\frac{v}{v'} \right)} = \frac{(1,18)^6}{\left(\frac{19}{9} \right)} = 1,3.$$

Этот расчет указывает на увеличение долговечности ремня в 1,3 раза при замене базового варианта ($a_0 = 2$) на вариант с оптимальными проектными параметрами по расчетной табл. 1 (при той же силе предварительного натяжения ремня $F_0 = \text{const}$).

Примечание. Наблюдаемое (по расчетам в табл. 2) парадоксальное (на первый взгляд) сохранение высоких тяговых способностей ременных передач по моменту ($J_{ю} = \text{const}$) при снижении силы трения F_t , уменьшении угла обхвата (с $\alpha = 166^\circ$ до $\alpha = 130^\circ$) и коэффициента тяги (с $\psi'_o = 0,41$ до $\psi_o = 0,32$) объясняется сохранением неизменной длины дуги обхвата не только при переходе от базового ($a_0 = 2$) к оптимальному ($a_0 = 0,55$) варианту, но и для всех сочетаний оптимальных проектных параметров ($\alpha, \psi_o, \frac{d_{\min}}{\delta}, \frac{d_{\min}}{2y_0}$), приведенных в табл. 1 и на граничной кривой (см. рис. 4).