

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 621.8

DOI: 10.46960/1816-210X_2023_1_60

К ПРОЕКТИРОВАНИЮ КОНИЧЕСКОЙ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ВАЛАМИ

Б.Н. Акрамов

ORCID: 0000-0002-0049-0463 e-mail: akramov57@bk.ru

Таджикский технический университет им. акад. М.С. Осими
*Душанбе, Таджикистан***И.А. Исмаатов**

ORCID: 0000-0003-2176-6219 e-mail: ismatov.ismoiljon@mail.ru

Таджикский технический университет им. акад. М.С. Осими
*Душанбе, Таджикистан***М.А. Тошев**

ORCID: 0000-0002-4400-8050 e-mail: mirzo.toshev1965@gmail.com

Таджикский технический университет им. акад. М.С. Осими
Душанбе, Таджикистан

Рассмотрена задача определения передаточного отношения конической фрикционной передачи с параллельными осями, угловой скорости ведомого катка и допустимой нагрузки по известным угловой скорости ведущего катка и заданной силовой нагрузки на нем. Для решения задачи использованы аналитические зависимости между геометрией механизма и его кинематико-силовыми показателями, именно – в критическом сечении отсутствует скольжение профилей катков друг по другу (сила трения принимается равной нулю). Особенность этих передач – двоякая роль силовой нагрузки, действующей и как движущая сила, и как полезная нагрузка. Изучен вопрос проектирования конической фрикционной передачи с параллельными осями предлагаемого типа и задача проектирования по главному параметру при известных силовых нагрузках. Рассмотрена также задача проверочного расчета, которая для данного механизма заключается в подборе допустимого значения силы прижатия катков друг к другу (допустимой нагрузке на передачу). В зависимости от материала катков проектирование ведется или по допускаемым контактным напряжениям, или по допускаемой линейной нагрузке на единицу длины контакта.

Ключевые слова: коническая фрикционная передача, передаточное число, угловая скорость, допустимая нагрузка, проверочный расчет, стальные катки, катки неметаллического типа.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Акрамов, Б.Н. К проектированию конической фрикционной передачи с параллельными валами / Б.Н. Акрамов, И.А. Исмаатов, М.А. Тошев // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2023. № 1. С. 60-68. DOI: 10.46960/1816-210X_2023_1_60

TO THE DESIGN OF PARALLEL SHAFT CONE FRICTION TRANSMISSION

B.N. Akramov

ORCID: 0000-0002-0049-0463 e-mail: akramov57@bk.ru

Tajik Technical University n.a. academician M.S. Osimi
Dushanbe, Tajikistan

I.A. Ismatov

ORCID: 0000-0003-2176-6219 e-mail: ismatov.ismoiljon@mail.ru

Tajik Technical University n.a. academician M.S. Osimi

Dushanbe, Tajikistan

M.A. Toshev

ORCID: 0000-0002-4400-8050 e-mail: mirzo.toshev1965@gmail.com

Tajik Technical University n.a. academician M.S. Osimi

Dushanbe, Tajikistan

Abstract. The paper studies the task of determining gear ratio of a parallel shaft cone friction transmission, angular speed of the driven roller and allowed load depending on known angular speed and preset power loading of the leading roller. To address this task, analytical dependencies between apparatus geometry and its kinematic and power characteristics – specifically, the fact that at critical cross-section, rollers do not slide against each other (zero friction assumed) – are used. The peculiarity of these transmissions is the twofold role of power load – it acts both as driving force and useful load. The problem of designing a parallel shaft cone friction transmission of proposed type is addressed, as well as the task of designing it based on principal parameter at known power load and the task of control calculation that, for this apparatus, involves the selection of allowed tightness of rollers against each other (allowed transmission load). Depending on material (for mechanical transmissions, the recommended materials are metals, gray cast-irons and non-metals) of rollers, design is performed based on the allowed contact stress or allowed linear load per length unit of contact.

Key words: cone friction transmission, gear ratio, angular speed, allowed load, control calculation, steel rollers, non-metal type rollers.

FOR CITATION: B.N. Akramov, I.A. Ismatov, M.A. Toshev. To the design of parallel shaft cone friction transmission. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2023. № 1. С. 60-68. DOI: 10.46960/1816-210X_2023_1_60

Введение

Фрикционные передачи служат в основном для передачи и преобразования вращательного движения. Принцип работы данной передачи основан на создании контактного трения между катками 1 и 2 за счет силы прижатия катков друг к другу (рис. 1).

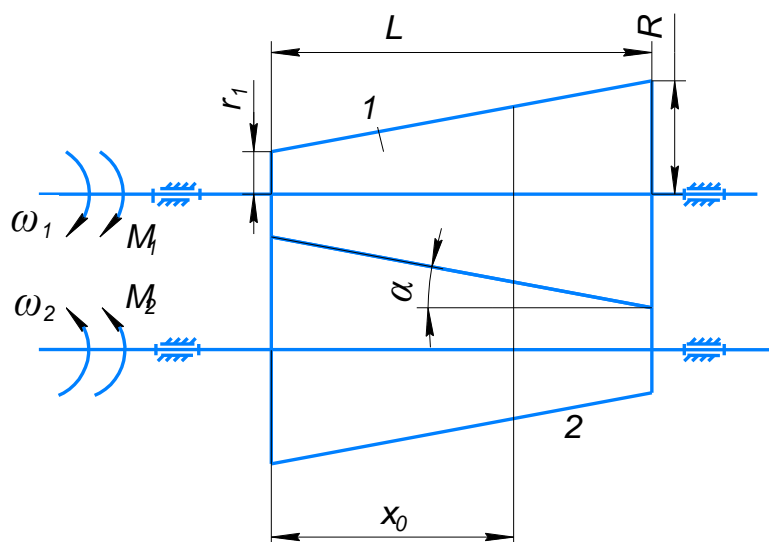


Рис. 1. Схема механизма фрикционной передачи с параллельными валами

Fig. 1. Diagram of a mechanism of parallel shaft cone friction transmission

Условие работоспособности передачи имеет вид:

$$F_{тр} \geq F_t \quad (1)$$

где $F_{тр}$ – сила трения между катками, F_t – окружное усилие на ведущем катке. Данная сила трения может быть создана различными способами: предварительно затянутыми пружинами (в приборах), гидроцилиндрами (силовые передачи) и т.д. В машинах данная передача обычно используется в виде вариатора.

Достоинствами фрикционной передачи являются: простота конструкции и обслуживания, плавность работы и бесшумность, предохраняющая способность, бесступенчатое изменение скорости, возможность реверсирования на ходу, включение и выключение передачи на ходу без остановки. Недостатки этой передачи – малая передаваемая мощность, сравнительно малый КПД, большое и неравномерное изнашивание катков, и главное – необходимость прижатия катков друг к другу для создания необходимой силы трения между катками; последнее делает передачу громоздкой. Однако существует разновидность конической фрикционной передачи с параллельными валами, которая отличается особой компактностью, именно она рассматривается в данной работе.

Фрикционные передачи делятся обычно на цилиндрические, в которых оси параллельны друг другу, и конические, в которых оси пересекаются. Именно эти два типа обычно рассматриваются в учебной и научно-технической литературе. Есть еще одна возможная фрикционная передача конического типа с параллельными осями (как у цилиндрической фрикционной передачи). Ее особенностью является то, что передаточное отношение зависит от силовой нагрузки и является переменной величиной, определяемой многими факторами. Работы, исследующие такую передачу, не обнаружены. Поэтому вначале будет рассмотрен вопрос о том, какие именно факторы влияют на ее передаточное отношение и каким образом. Затем будет рассмотрен вопрос проектирования данной передачи в зависимости от материала катков.

Рассматриваемая передача применяется в дорожно-строительных машинах, а также в приборах, машинах и аппаратах текстильной и легкой промышленности. Передача применяется в качестве вариатора, так как силовая нагрузка M_1 меняет движение (передаточное число передачи U_{12}). Это устройство применяется в основном в фрикционных лебедках подъемников, (ковшовых, грузовых мачтовых), в скиповых подъемниках бетоносмесителей и т.п.

Теоретические исследование

Дано: силовая нагрузка на ведомый каток M_1 , угловая скорость ведущего катка ω_1 и межосевое расстояние между осями катков $A = R_{i1} + R_{i2} = const$. Необходимо определить:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \text{ – передаточное отношение передачи, } \omega_2 \text{ – угловую скорость ведомого катка, } M_1 \text{ –}$$

допустимую величину нагрузки на ведущем катке.

Передача работает следующим образом. Ведущий каток 1, получив вращательное движение с постоянной угловой скоростью $\omega_2 = const$, через силу трения между ведущим и ведомым катками передает движение на ведомый каток, который в зависимости от силовой нагрузки на ведущий каток M_1 может иметь переменную угловую скорость ω_2 . Обозначим через x_0 координату сечения на ведущем катке, для которой отсутствует проскальзывание между катками (назовем это сечение критическим), т.е. в данном сечении сила трения отсутствует. В сечениях до критического сечения радиус ведущего катка меньше радиуса ведомого катка (соответственно окружная скорость на ведущем катке меньше окружной скорости на ведомом катке) и сила трения между катками играет роль силы полезного сопротивления, т.е. является тормозящей силой. В противоположность этому, для сечений ведущего катка после критического сечения радиус ведущего катка больше радиуса ведомого катка (соответственно окружная скорость на ведущем катке больше окружной скорости на ведомом

катке) и сила трения между катками играет роль движущей силы, т.е. является движущей силой. Выделим на ведущем катке элементарный слой толщиной dx на расстоянии x от основания (большая сторона) конуса и найдем для нее элементарную силу трения (элементарный момент силы трения скольжения):

$$dM_T = dF_T \cdot R_{li} = f \cdot N \cdot \frac{dx}{L} \cdot R_{li} = f \cdot \frac{F_a}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{dx}{L} \cdot R_{li}, \quad (2)$$

где: $N = \frac{F_a}{\operatorname{tg} \alpha}$ – сила давления ведомого катка на ведущий каток, F_a – сила прижатия катков

друг к другу, f – коэффициент силы трения скольжения, R_{li} – радиус сечения катка в данный момент времени, α – угол конусности катка (для обоих катков одинаков), L – длина катка.

Дифференцируя выражение (2) по всей длине катка на участке от критического сечения до меньшего основания, получим выражение момента трения, играющего роль движущей силы (для ведущего катка):

$$M_T^1 = f \cdot \frac{F_a}{\operatorname{tg} \alpha \cdot L} \cdot \int_0^{x_0} [R_1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot x] \cdot dx = f \cdot \frac{F_a}{\operatorname{tg} \alpha \cdot L} \cdot \left[R_1 \cdot x_0 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{x_0^2}{2} \right] \quad (3)$$

Дифференцируя выражение (2) по всей длине катка на участке от большого основания до критического сечения, получим выражение момента трения играющего роль силы полезного сопротивления:

$$M_T^2 = f \cdot \frac{F_a}{\operatorname{tg} \alpha \cdot L} \cdot \int_{x_0}^L [R_1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot x] \cdot dx = f \cdot \frac{F_a}{\operatorname{tg} \alpha \cdot L} \cdot \left[R_1 (L - x_0) - \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{L^2 - x_0^2}{2} \right] \quad (4)$$

Сложив выражения для момента сил трения (3) и (4), получим суммарный момент трения, действующий на ведущий каток 1 (учитываем знаки моментов):

$$M_T = M_T^1 - M_T^2 = f \cdot \frac{F_a}{\operatorname{tg} \alpha \cdot L} \cdot \left[2 \cdot R_1 \cdot x_0 - R_1 \cdot L + \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{L^2}{2} - \operatorname{tg} \alpha \cdot L \cdot x_0 \right] \quad (5)$$

Суммарное действие момента силы трения M_T должно компенсировать действующий момент M_I , так как ведущий каток 1 находится в состоянии равновесия:

$$M_I = M_T \quad (6)$$

Подставив в выражение (5) значения M_T из (4) и значение M_I из исходных данных, после ряда преобразований получим выражение для координаты критического сечения:

$$x_0 = \frac{\frac{M_I \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot L}{F_a \cdot f} + L \cdot \left(R_1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot L}{2} \right)}{(2 \cdot R_1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot L)} \quad (7)$$

Правильность выражения (6) следует из условия, что при отсутствии силовой нагрузки $M_I = 0$ значение критического сечения совпадает со значением $x_0 = \frac{L}{2}$ -

Выражение для координаты критического сечения x_0 можно записать и через геометрические параметры ведущего катка:

$$x_0 = \frac{L}{2} + \frac{M_I \cdot (R_1 - r_1)}{F_a \cdot f \cdot (R_1 + r_1)} \quad (8)$$

Угловую скорость ведомого катка и передаточное отношение передачи найдем через линейные скорости точек катков в критическом сечении:

$$\omega_1 \cdot x_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha = \omega_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - x_0),$$

откуда находим:

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{x_0}{(L - x_0)} \quad (9)$$

Передаточное отношение передачи равно:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{L - x_0}{x_0} = \frac{L}{x_0} - 1 \quad (10)$$

Передаточное число U_{12} механизма зависит от многих факторов: от силовой нагрузки M_1 , угла конусности α – обратно пропорционально; от длины L , силы прижатия F_a , коэффициента трения фрикционной пары f – прямопропорционально.

Рассмотрим зависимость U_{12} (M_1) для передачи со следующими параметрами: $R_1 = 60$ мм, $r_1 = 20$ мм, $L = 200$ мм, $f = 0,15$ (антифрикционный серый чугу́н АСЧ-1, без смазки), $F_a = 20$ кН. По (11) допустимая нагрузка составит $[M_1] = 60$ Нм, т.е. допустимо изменение силовой нагрузки в пределах $0 \leq M_1 \leq [M_1] = 60$ Нм. Зависимость $U_{12}(M_1)$ указана в табл. 1 и на рис. 2.

Таблица 1.
Зависимость передаточного отношения от крутящего момента

Table 1.
Gear ratio dependence on torque

M_1 , (Нм)	0	10	20	30	40	50	60
U_{12}	1	0,714	0,5	0,333	0,2	0,091	0

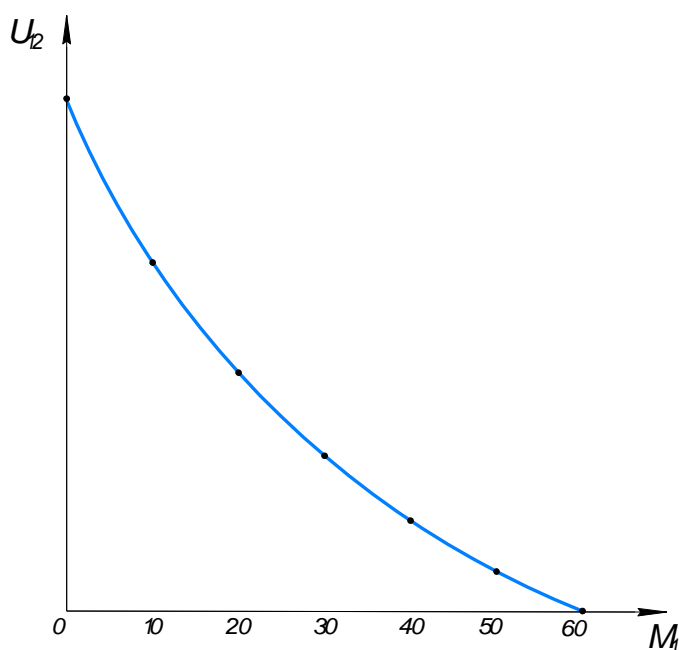


Рис. 2. Зависимость передаточного отношения от крутящего момента

Fig. 2. Gear ratio dependence on torque

Величина предельно допустимой силовой нагрузки на передачу $[M_1]$ может быть получена из условия существования критического сечения:

$$x_0 \leq L \quad (11)$$

Подставив значение x_0 из (7) в выражение (10) получим:

$$[M_1] \leq \frac{L \cdot (R_1 + r_1) \cdot F_a \cdot f}{2 \cdot (R_1 - r_1)} \quad (12)$$

Результаты исследования

К материалам катков фрикционной передачи предъявляются следующие требования: высокая износостойкость, коэффициент трения f , модуль упругости первого рода E и влагоустойкость. Катки можно изготавливать из разнородных материалов, причем ведущий каток выполняется из более износостойкого материала. Возможны различные сочетания материалов, но всех их можно разделить на две большие группы:

- для быстроходных и силовых передач применяют сочетания сталь-сталь или сталь-чугун;
- для малонагруженных и кинематических передач применяют сочетания сталь или чугун по неметаллам (текстолит, гетинакс, резина, фибра и т.д.).

Рассмотрим проектирование передачи в зависимости от сочетания материала катков.

1. Сочетание «металл по неметаллу».

В данном случае критерием работоспособности передачи является износостойкость. Условие прочности имеет вид:

$$q \leq [q] \quad (13)$$

где: q – силовая нагрузка (нормальная) на единицу длины контактных линий, $[q]$ – допускаемая нагрузка, которая зависит от материала ведомого катка (материал – неметалл).

Для данного вида конической фрикционной передачи величина q имеет вид:

$$q = \frac{N \cdot \cos \alpha}{L} = \frac{K_C \cdot M_1 \cdot \cos \alpha}{f \cdot L \cdot (r_1 + x_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$$

где: K_C – коэффициент запаса сцепления, который связан с необходимостью предупреждения пробуксовки от перегрузок в период пуска передачи; он зависит от вида передачи – кинематической или силовой.

Подставив в это выражение значение координаты критического (рабочего) сечения, получим:

$$q = \frac{K_C \cdot M_1 \cdot \cos \alpha}{f \cdot L \cdot \left\{ r_1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \left[\frac{L}{2} + \frac{M_1 \cdot (R_1 - r_1)}{F_a \cdot f \cdot (R_1 + r_1)} \right] \right\}} \quad (14)$$

С учетом $R_1 - r_1 = L \cdot \operatorname{tg} \alpha$ и $\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}$, после некоторых преобразований для q

выражение (13) примет вид:

$$q = M_1 \cdot \frac{K_1}{K_2 + K_3 \cdot \frac{M_1}{F_a}} \leq [q], \quad (15)$$

где коэффициенты K_i находятся по следующим формулам:

$$K_1 = \frac{K_C}{\sqrt{1 + \left(\frac{R_1 - r_1}{L} \right)^2}}, \quad (16)$$

$$K_2 = \frac{L \cdot f \cdot (R_1 + r_1)}{2}, \quad (17)$$

$$K_3 = \frac{(R_1 - r_1)^2}{(R_1 + r_1)}. \quad (18)$$

По этой формуле мы будем проводить проверочный расчет по известным геометрическим параметрам передачи, M_I – известному вращающему моменту на ведущем катке, F_a – сила нажатия на катки.

Проектировочный расчет заключается в определении величины силы F_a нажатия на катки, которая позволяет передавать необходимую силовую нагрузку M_1 . Величину этой силы получим решением уравнения (15) относительно силы F_a

$$F_a \leq \frac{K_3 \cdot [q]}{K_1 - K_2 \cdot \left(\frac{[q]}{M_1} \right)} . \quad (19)$$

Ведущий каток 1 выполнен из АЧС-1 с НВ = 260 МПа и $[\sigma_H]=130$ Мпа. Ведомый каток 2 выполнен из БрО10Ф1 с НВ=100 МПа и $[q] = 30$ Н/мм. АЧС-1 имеет значительную износостойкость; хорошую прирабатываемость, механическую прочность и пластичность (обрабатываемость); жидкотекучесть (технологичность), дешевизну (по сравнению с Бр); отсутствие склонности к схватыванию, простоту технологии изготовления. Расчет проведем для максимальной силовой нагрузки $M_1 = 60$ Нм. Подсчет по формулам (16), (17) и (18) даст коэффициенты: $K_1 = 1,471$ $K_2 = 0,0012$ $K_3 = 0,02$. Необходимая сила прижатия: $F_a=690$ Н.

2. Сочетание «металл по металлу».

В этом случае критерием работоспособности передачи является усталостная прочность (предотвращение усталостного выкрашивания поверхности контакта). Условие прочности имеет вид:

$$G_H \leq [G_H] , \quad (20)$$

где $[G_H]$ – допускаемое контактное напряжение для материала катков (наименее прочного катка).

Наибольшие контактные напряжения находим по формуле Герца:

$$G_H = 0,418 \cdot \sqrt{q \cdot \frac{E_{ПП}}{\rho_{ПП}}} , \quad (21)$$

где: $E_{ПП} = 2 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости, $\rho_{ПП}$ – приведенный радиус кривизны профиля катков. Формула (21) применима в пределах закона Гука.

Для нашей передачи приведенный радиус кривизны профиля катков имеет вид:

$$\rho_{ПП} = 2 \cdot \frac{R_{1i} \cdot R_{2i}}{R_{1i} + R_{2i}} , \quad (22)$$

где: R_{1i} и R_{2i} – радиусы конических катков в критическом сечении:

$$R_{1i} = r_1 + x_0 \cdot tg\alpha , \quad R_{2i} = R_1 - x_0 \cdot tg\alpha$$

С учетом значений координаты критического сечения x_0 по формуле (7), значения силовой нагрузки на единицу длины контактных линий q по формуле (15) и приведенного радиуса кривизны $\rho_{ПП}$ по формуле (22) условие (20) можно записать в следующем виде:

$$G_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{E_{ПП} \cdot M_1 \cdot \frac{K_1}{K_2 + K_3 \cdot \frac{M_1}{F_a}}}{1 - K_4 \cdot \left(\frac{M_1}{F_a} \right)^2}} \leq [G_H] . \quad (23)$$

По формуле (23) проводим проверочный расчет.

Получим уравнение для проектного расчета. В качестве проектного параметра примем выражение $\frac{M_1}{F_a}$, где M_1 – известная величина, а F_a – вычисляемая величина. Обозначив $y = \frac{M_1}{F_a}$ и возведя выражение (23) в квадрат, получим:

$$\frac{0,175E_{\text{ПП}} \cdot M_1 \frac{K_5}{K_2 + K_3 \cdot y}}{1 - K_4 \cdot y^2} \leq [G_H]^2$$

Проведя некоторые преобразования это выражение можно привести к виду:

$$y^3 \cdot [K_3 \cdot K_4 \cdot [G_H]^2] + y^2 \cdot [K_2 \cdot K_4 \cdot [G_H]^2] + y \cdot [-K_3 \cdot [G_H]^2] + [0,175 \cdot E_{\text{ПП}} \cdot M_1 \cdot K_5 - K_2 \cdot [G_H]^2] \leq 0$$

Это кубическое уравнение приводится к каноническому виду:

$$K_4 = \left(\frac{K_3}{K_2} \right)^2$$

$$K_5 = \frac{K_1}{L \cdot f \cdot K_2}$$

где

$$a = [K_3 \cdot K_4 \cdot [G_H]^2] \quad (24)$$

$$b = [K_2 \cdot K_4 \cdot [G_H]^2]$$

$$c = [-K_3 \cdot [G_H]^2]$$

$$d = [0,175E_{\text{ПП}} \cdot M_1 \cdot K_5 - K_2 \cdot [G_H]^2]$$

Решение этого уравнения приведено в [3, 138-139]. По уравнению (24) находим F_a – силу прижатия катков друг к другу. Оба катка выполнены из АЧС-1 с $E = 100 \cdot 10^5$ МПа $[\sigma_H]_1 = 110$ МПа, $[\sigma_H]_2 = 130$ МПа (все остальное сохраним). Вычислим коэффициенты: $K_4 = 277,8$ и $K_5 = 40861$. Кубическое уравнение имеет вид: $y^3 + y^2 \cdot 0,006 - y \cdot 0,00036 + 0,0638 = 0$. Решая по формуле Кардана найдем: $y = 0,406$ и $F_a = 148\text{Н}$.

Выводы

1. Сила трения в передаче играет двоякую роль: на участке от большого основания до критического сечения она выполняет роль силы полезного сопротивления, а на участке от критического сечения до малого основания – роль движущей силы.
2. В критическом сечении скольжение и, соответственно, сила трения скольжения отсутствует. Это позволяет найти передаточное отношение передачи и угловую скорость ведомого катка.
3. Допускаемая нагрузка в передаче зависит от материала катков, силы прижатия ведомого катка к ведущему катку и от геометрических параметров ведущего катка.
4. Проектирование передачи зависит от материала катков, так как процессы износа, прочности контактной поверхности, долговечности работы передачи непосредственно определяются параметрами материала фрикционной пары.
5. Передаточное число передачи меняется в пределах $0 \leq U_{12} \leq 1$ и зависит, главным образом, от силовой нагрузки M_1 , которая может быть от 0 до $[M_1]$. Для проверки правильности методики проведены расчеты, которые показали реальность полученных результатов.

Библиографический список

1. Тимофеев, Г.А. Теория машин и механизмов [Текст] / Г.А. Тимофеев. – М.: Юрайт, 2013. – 351 с.
2. Фролов, К.В. Теория машин и механизмов. Учебник для вузов [Текст] / К.В. Фролов. – М.: ВШ, 2005. – 496 с.
3. Коловский, М.З. Теория механизмов и механика машин [Текст] / М.З. Коловский. – М.: Академия, 2008. – 560 с.

4. **Матвеев, Ю.А.** Теория машин и механизмов [Текст] / Ю.А. Матвеев, Л.В. Матвеева. – М.: Альфа-М, 2009. – 320 с.
5. **Иванов, М.Н.** Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов [Текст] / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: ВШ., 2008. – 408 с.:
6. **Ряховский, О.А.** Детали машин [Текст] / О.А. Ряховский, А.В. Клыпин. – М.: Дрофа, 2002. – 288 с.
7. Детали машин и основы конструирования [Текст] /Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: Колос, 2004. – 362 с.
8. **Горячева, И.Г.** Механика фрикционного взаимодействия [Текст] / И.Г. Горячева. – М.: Наука, 2001. – 477 с.
9. **Андриенко, Л.А.** Детали машин: Учебник для вузов [Текст] / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др. Под ред. О.А. Ряховского. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 518 с.
10. **Вереина, Л.И.** Техническая механика [Текст] / Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: Академия, 2013. – 352 с.
11. **Прянин, Б.А.** Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) [Текст] / Б.А. Прянин, Г.А. Ревков. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1980. – 360 с.
12. **Миронов, К.Е.** Планетарный конический вариатор [Текст] // Карельский научный журнал. 2015. №1(10). С.183-185
13. **Волков, Г.Ю.** Геометрические критерии оценки долговечности фрикционных передач с самонапряжением [Текст] / Г.Ю. Волков, Д.А. Курасов // Вестник КГУ. 2013. № 2. Серия технических наук. Вып. 8. С. 11-15.
14. **Ряховский, О.А.** Экспериментальные исследования фрикционных планетарных передач [Текст] / О.А. Ряховский, А.Н. Воробьев // Инженерный журнал: наука и инновации. 2016. № 10. С. 1-9.
15. **Сигаев, П.А.** Анализ и обзор поведения фрикционного взаимодействия цилиндров в зоне силового контакта [Текст] // Молодой ученый. 2018. № 29 (215). С. 35-38
16. **Бекмурадова, О.А.** Особенности расчета фрикционных передач [Текст] / О.А. Бекмурадова, И.Р. Замалиева О.Р. Каратаев // Национальная ассоциация ученых. 2015. № 15-1(15). С. 73-74.
17. **Khurmi, R.S.** Machinal Design / R.S. Khurmi, J.K. Gupta. – (S.I.Units)-Ram Nagar, New Delhi-110055, 2005. – 1054 p.
18. Shigley's Mechanical Engineering Desing – The McGraw-Hill Companies, 2008. – 1054 p.

*Дата поступления
в редакцию: 08.11.2022*

*Дата принятия
к публикации: 18.01.2023*