

Определение Усилия Крутящего Момента T_1 В Ветвях Ременной Передачи

Тилавалдиев Бахтияр Тилавалдиевич

Старший преподаватель, Ферганский политехнический институт, г. Фергана, Узбекистан

E-mail: b.tilavoldiev@ferpi.uz

ABSTRACT

В данной статье рассмотрены назначение, составные части и определение усилия в ветвях ременной передачи крутящего момента T_1 . Ременная передача передает вращательную движению с одного вала к другому валу, а также имеет возможности передавать мощности к нескольким ведомым шкивам. При передаче крутящего момента T_1 усилия в ветвях ременной передачи изменяются. Под действием окружной силы F_t ведущая ветвь ремня получает дополнительное удлинение. В данном случае рассмотрим усилия в ветвях ремня в двух случаях: а) без нагрузки $T_1 = 0$; б) под нагрузкой $T_1 > 0$.

ARTICLE INFO

Received: 30th September 2022

Revised: 30th October 2022

Accepted: 30th November 2022

KEYWORDS:

ременная передача, ремень, шкив, ведущий вал, ведомый вал, достоинства, недостатки, скольжение, удлинение, натяжение, окружная сила.

Ременная передача предназначена для передачи вращательного движения и относится к передачам трением с гибкой связью. Она применяется для передачи движения между валами, находящимися на значительном расстоянии один от другого [1-3].

Кинематическая схема ременной передачи изображена на рисунке 1. Передача образуется из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего [4-7].

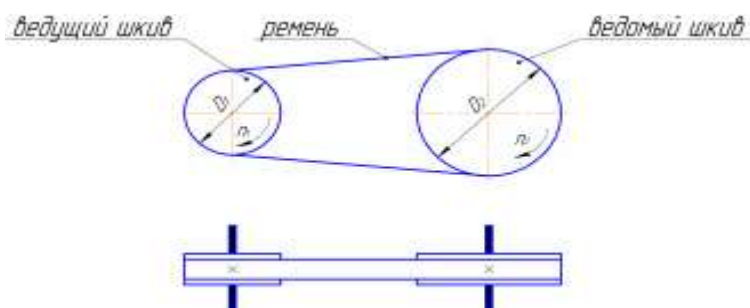


Рис. 1. Кинематическая схема ременной передачи.

Ременная передача имеет возможности передавать мощности к нескольким ведомым шкивам (рис. 2). Ведущий шкив силами трения, возникающими на поверхности контакта шкива с ремнем вследствие его натяжения, приводит ремень в движение. Ремень в свою очередь заставляет вращаться ведомый

шків. Таким образом, мощность передается от ведущего вала O_1 к ведомому O_2 (рис. 2, а) с изменением или без изменения значения угловой скорости [8-11].

На рис. 2, б. показана схема ременной передачи, состоящей из ведущего шкива O_1 и четырех ведомых шкивов (O_2, O_3, O_4, O_5).

Ременные передачи могут надежно работать в относительно широком диапазоне передаваемых мощностей P (от 0,1 кВт до 50 кВт), скоростей v (до 100 м/с), передаточных отношений i (до 8), межосевых расстояний (до 15 м), имеют КПД $\eta = 0,92...0,97$.

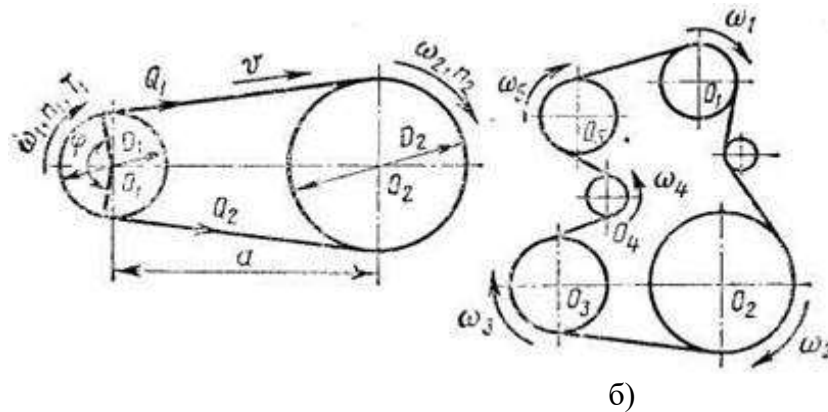


Рис. 2. Схемы ременной передачи.

Ременные передачи классифицируются по форме сечения ремня (рис.3).

1 -плоский ремень, 2 -клиновы́й ремень, 3 -круглы́й ремень, 4 -поликлиновы́й ремень.

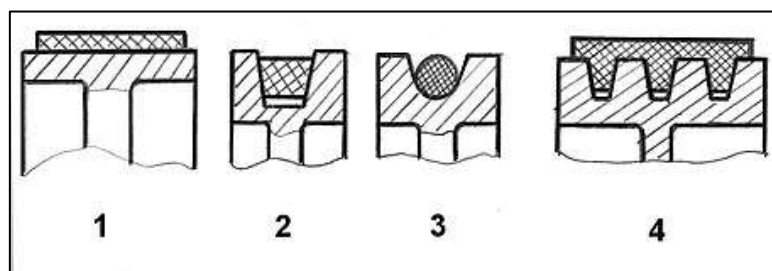


Рис.3. Формы поперечного сечения ремня.

Виды ременных передач показаны на рисунке 4: а — открытая передача; б — перекрестная. в — полуперекрестная передача (со скрещивающимися валами); г — угловая передача (с направляющим роликом); д — передача с нажимным роликом; е — передача со ступенчатым шкивом.

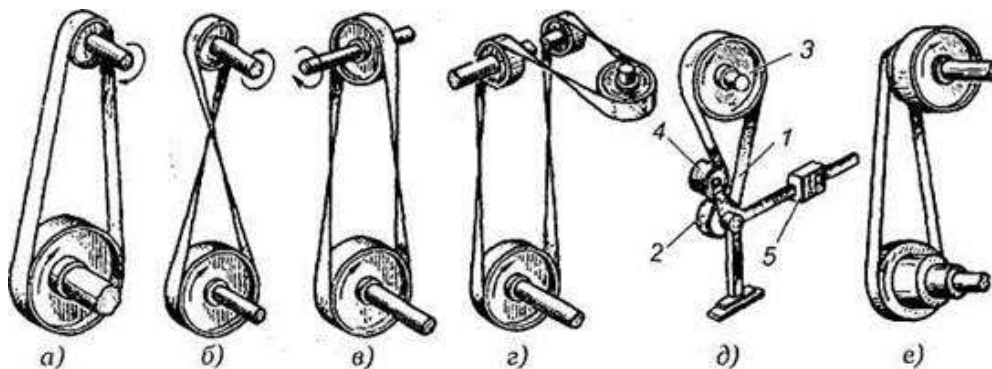


Рис.4. Виды ременных передач.

Достоинства ременных передач, определяющие область их применения: 1) простота конструкции и обслуживания 2) возможность передачи движения на большие расстояния; 3) плавность работы; 4) бесшумность; 5) возможность работы с высокими частотами вращения; 6) низкая стоимость (ремня и шкивов); 7) плавность работы; 8) компенсация неточности установки шкивов редуктора; 9) отсутствие необходимости в смазке; 10) лёгкий монтаж; 11) возможность получения регулируемого передаточного отношения (вариатор) [12-14].

Недостатки ременных передач: 1) значительные габариты (обычно в несколько раз больше, чем зубчатых); 2) неизбежность некоторого упругого скольжения ремня; 3) повышенные силы на валы и опоры, так как суммарное напряжение обеих ветвей ремня существенно больше передаваемой окружной силы; 4) необходимость устройств для натяжения ремня; 5) необходимость предохранения ремня от попадания масла; 6) малая долговечность ремней в быстроходных передачах.

Зубчатые ремни включают в себя достоинства как ременных передач (бесшумность, простота конструкции и обслуживания), так и цепных передач (постоянство передаточного отношения, большая нагрузочная способность по сравнению с «обычными» ременными передачами).

При передаче крутящего момента T_1 усилия в ветвях ременной передачи изменяются. На рисунке 5 показаны усилия в ветвях ремня в двух случаях: а) без нагрузки $T_1 = 0$; б) под нагрузкой $T_1 > 0$.

На рисунке 2 обозначено: S_0 - предварительное натяжение ремня (без учета центробежных сил); S_1 и S_2 - натяжение ведущей и ведомой ветви в нагруженной передаче.

Окружная сила на шкивах:

$$F_t = 2T_1 / D_1 \quad (1)$$

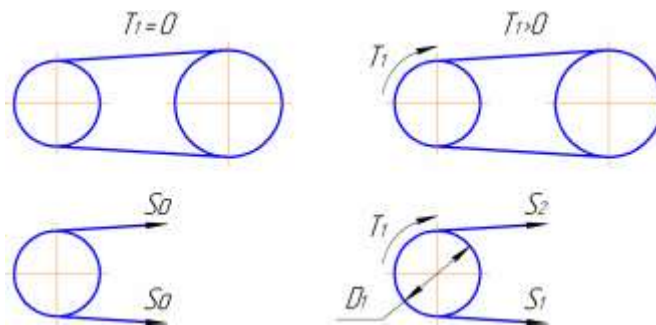


Рис. 5. Силы, действующие в ветвях ремня.

Условие равновесия шкива:

$$T_1 = \frac{D_1}{2} (S_1 - S_2)$$

Откуда с учётом равенства (1)

$$S_1 - S_2 = F_t \quad (2)$$

Связь между S_0 , S_1 , и S_2 устанавливаются, исходя из того, что геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается без изменений как и в ненагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Поэтому можно записать, что

$$S_1 + S_2 = 2 \cdot S_0 \quad (3)$$

Из равенств (2) и (3) следует

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}$$

Под действием окружной силы F_t ведущая ветвь ремня получает дополнительное удлинение. Величина относительного удлинения постоянно уменьшается на дуге обхвата, определяемой углом обхвата α , и станет равной нулю в некоторой точке C (рис. 6). Дополнительное удлинение ремня сопровождается скольжением по шкиву. Это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу AC - дугой упругого скольжения. На дуге BC ремень остается в покое. Эту дугу называют дугой

покоя. Чем больше F_t , тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя, так как $AC + BC = AB = const$. При увеличении F_t до значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространяется на весь угол обхвата - наступит буксование. Дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегающих ветвей.

Отмечается некоторые участки ремня длиной λ в ненагруженной передаче, а затем нагружает ее. На ведущей ветви отмеченный участок удлинится до $(\lambda + \Delta)$, а на ведомой – сократится до $(\lambda - \Delta)$

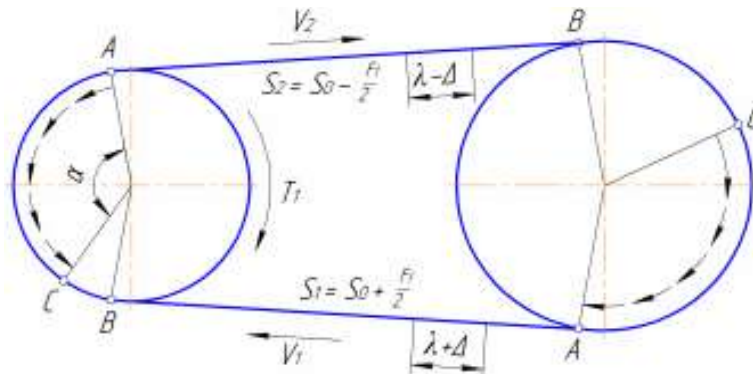


Рис. 6. Схема скольжения в ременной передаче.

Определяя окружные скорости шкивов по совместному перемещению с ремнем на участках дуг покоя, получим:

для ведущего шкива, $V_1 = \frac{\lambda + \Delta}{\Delta t}$; для ведомого шкива, $V_2 = \frac{\lambda - \Delta}{\Delta t}$ или $V_1 < V_2$, где Δt - время опережения отмеченного участка ремня на шкивы.

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad V_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \quad \text{где } D_1 \text{ и } D_2 \text{ в мм; } n_1 \text{ и } n_2 \text{ в мин}^{-1}; V_1 \text{ и } V_2 \text{ в м/с.}$$

Скольжение в ременной передаче характеризуется коэффициентом упругого скольжения:

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100\% \quad \text{или} \quad \varepsilon = \frac{n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot D_2}{n_1 \cdot D_1} \cdot 100\%$$

$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$$

для случая $D_1 = D_2$ имеем:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 \cdot D_2}{V_2 \cdot D_1} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)},$$

Передаточное число: как видно из формулы, U не является постоянным.

КПД в ременной передаче определяется по формуле.

$$\eta = \frac{T_2 \cdot \eta_2}{T_1 \cdot \eta_1} \cdot 100\%$$

Литература

1. Иванов, М. Н., & Финогенов, В. А. (2015). *Детали машин* (pp. 408-408). Общество с ограниченной ответственностью Издательство ЮРАЙТ.
2. Кудрявцев, В. Н. (1980). *Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. Л.: Машиностроение, 1(1980), 464.*
3. Пронин, Б. А., & Ревков, Г. А. (1980). *Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М.: Машиностроение, 320.*
4. Скороходов, Е. А., Законников, В. П., & Пакнис, А. Б. (1990). *Общетехнический справочник; Под общ. ред. ЕА Скороходова. -4-е изд., испр. 416 с.*

5. Гулиа, Н. В., Клоков, В. Г., & Юрков, С. А. (2013). Детали машин: Учебник/Под общ. ред. д. т. н., проф. НВ Гулиа.—3-е изд., стер. СПб.: Издательство «Лань».
6. Маткаримов, А. А., & Тилавалдиев, Б. Т. (2021). Перспективы развития машиностроения в Узбекистане. *Теория и практика современной науки*, (1), 244-247.
7. Tadjikuziyev, R. M. (2022). Analysis of Pollution of Automobile Engines Operating in the Hot, HighDust Zone of Uzbekistan. *Eurasian Journal of Engineering and Technology*, 7, 15-19.
8. Тилавалдиев, Б. Т., & Рахмонов, А. Т. У. (2021). Оценки сейсмического риска территории городов республики Узбекистан. *Oriental renaissance: Innovative, educational, natural and social sciences*, 1(10), 143-152.
9. Решетов, Д. Н. (1989). Детали машин.—4-е, переработанное и дополненное. М.:«Машиностроение», 496.
10. Mamatqulova, S., & Tadjikuziyev, R. (2020). Метод оцінки рівня кваліфікації ремонтних робітників підприємства автомобільного обслуговування. *Логос. Мистецтво Наукової Думки*, (10), 41-44.
11. Tadjikuziyev, R. M. (2022). Technology of repair of press molds for production of machine parts from steel coils, aluminum alloys. *American Journal Of Applied Science And Technology*, 2(04), 1-11.
12. Тилавалдиев, Б. Т., & Абдуллаев, З. Д. (2021). Информационно-коммуникационные технологии управления в условиях чрезвычайных ситуаций. *Universum: технические науки*, (11-1 (92)), 31-33.
13. Ergashev, N., & Tilavaldiev, B. (2021). Hydrodynamics of Wet Type Dusty Gas Collector. *International Journal of Innovative Analyses and Emerging Technology*, 1(5), 75-86.
14. Тилавалдиев, Б. Т. (2020). Угол и конус трения. *Журнал Технических исследований*, 3(2).