

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИЦ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

SOI: [1.1/TAS](https://doi.org/10.1/TAS) DOI: [10.15863/TAS](https://doi.org/10.15863/TAS)

International Scientific Journal Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2022 Issue: 11 Volume: 115

Published: 07.11.2022 <http://T-Science.org>

Issue

Article



Bakhtierzhon Nizomitdinovich Davidbaev
Fergana Polytechnic Institute
Candidate of Technical Sciences, Professor,
Republic of Uzbekistan, Ferghana.
davidboyev@inbox.ru

Yunus Umarovich Mirzakhonov
Fergana Polytechnic Institute
Candidate of Technical Sciences, Assoc. Professor
Republic of Uzbekistan, Fergana.

Nargizakhon Bakhtierdzhanovna Davidbaeva
Fergana Polytechnic Institute
PhD, senior. Professor,
Republic of Uzbekistan, Fergana.

THEORETICAL STUDY AND DETERMINATION OF PARAMETERS OF SHEAR FORCES IN A TENSIONING ROLLER WITH ELASTIC ELEMENTS OF CONVEYING AND TECHNOLOGICAL MACHINES

Abstract: This scientific article discusses the development of a new design of a flat-belt transmission of a tensioning roller to prevent the lateral descent of the belt on transporting and technological machines, as well as theoretical studies of a raw cotton loader.

Key words: belt, pulley, tension, angle, roller, earring, hinge, moment, escaping and oncoming branches, mechanism, movements, shear force.

Language: Russian

Citation: Davidbaev, B. N., Mirzakhonov, Y. U., & Davidbaeva, N. B. (2022). Theoretical study and determination of parameters of shear forces in a tensioning roller with elastic elements of conveying and technological machines. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 11 (115), 382-386.

Soi: <http://s-o-i.org/1.1/TAS-11-115-14> **Doi:**  <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2022.11.115.14>

Scopus ASCC: 2200.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СДВИГАЮЩИХ СИЛ В НАТЯЖНОМ РОЛИКЕ С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИНАХ

Аннотация: В данной научной статье рассматривается разработка новой конструкции плоскоремненной передачи натяжного ролика для предотвращения бокового схода ленты транспортирующих и технологических машинах, а также теоретические исследования перегружателя хлопка-сырца.

Ключевые слова: лента, шкив, натяжения, угол, ролик, серьга, шарнир, момент, сбегющие и на бегющие ветви, механизм, движения, сдвигающая сила.

Введение

УДК. 621.01

Данная работа относится к области машиностроения и может быть использовано в

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

качестве элементов привода технологических машин, в частности в транспортёрах.

Задачей является увеличение надежности передачи, ликвидации бокового схода ремня со шкивов.

Сущность работы заключается в том, что при увеличении силы P полуоси частей упругого натяжного ролика поворачиваются в вертикальной плоскости вниз и уменьшается перекося осей вращения полуоси ролика, что приводит к уменьшению рабочего профиля ролика, тем самым увеличению вогнутости криволинейных поверхностей, позволяющий ликвидации схода ремня со шкивов. При этом фактически ликвидируется поперечные перемещения ремня по поверхности ролика. Технико-экономическая эффективность предлагаемого конструкции заключается в повышении надежности, КПД плоскоремennых передач за счет устранения бокового схода ремня [1,2].

Основная часть

Плоскоремennая передача содержит ведущий 1 и ведомый 2 шкивы, охватывающий их ремень 3, натяжной ролик 4, (рис.1) включающий две симметричные левой 5, правой 6 частей с криволинейными поверхностями, соединенных между собой рычажно-шарнирным механизмом, вилки 12 и 13 с серьгами 16 и 17 которого жестко соединены между собой, а с частями 5 и 6 соединены шарнирами 15. Противоположные концы серег 16 и 17 соединены между собой посредством шарниров 18, 19, 20, 21 шатунами 22 и 23. На внутренних частях 5 и 6 ролика 4 закреплены пластмассовые втулки 11 и 14. Полуоси 7 и 8 частей 5 и 6 ролика 4 установлены в корпусе посредством шарнирных опор 9 и 10, которые дополнительно имеют упругие связи в виде пружин кручения 24 и 25 (рис.2). Оси вращения полуосей 7 и 8 в исходном положении составляют между собой угол $\theta > 180^\circ$ [3,4].

Ведущий шкив 1, вращаясь, передает движение ведомому шкиву 2 через охватывающий

ремень 3. При этом упругий натяжной ролик 4 создает определенное натяжение ремня 3. Увеличение силы P приводит к угловому перемещению на угол α полуосей 7 и 8 частей 5 и 6 ролика 4 и соответствующим деформациям (скручиванию) пружин кручения 24 и 25 в опорах 9 и 10, что приводит к уменьшению угла θ . Обе части 5 и 6 ролика 4 также поворачиваются на угол α друг к другу. Это приводит к уменьшению рабочей длины ролика 4 в зоне контакта с ремнем 3, но увеличению вогнутости криволинейной поверхности частей 5 и 6 относительно оси симметрии, при этом фактически ликвидируется сход ремня со шкивов 1 и 2 за счет ограниченности перемещения ремня 3 в поперечном направлении. Рычажно-шарнирный механизм между частями 5 и 6 ролика обеспечивает синхронность их вращения, передовая друг - другу избытки крутящего момента из-за несимметричности нагрузки P на поверхности частей 5 и 6 ролика 4. Момент (разница моментов) через вилки 12 и 13, серьги 16 и 17 посредством шатунов 22 и 23 передаются от левой части 5 и правой 6 и наоборот за счет шарнирных соединений 15, 18, 19, 20, 21 при несовпадении осей вращения полуосей 7 и 8 частей 5 и 6 ролика 4. Пружины кручения 24 и 25 позволяют возврату полуосей 7 и 8 в исходное положение. Шарнирные опоры 9 и 10 имеют две подвижности, при которых обеспечиваются вращение частей 5 и 6 ролика 4, а также угловому перемещению в вертикальной плоскости. Пластмассовые втулки 11 и 14 в процессе работы передачи предотвращают значительные изгибные деформации ремня 3 по центрированию, а также предотвращают контакты ремня с шарнирами 15, 18, 19, 20, 21.

Технико-экономическая эффективность предлагаемого конструкции заключается в повышении надежности, КПД плоскоремennых передач за счет устранения бокового схода ремня [5,6].

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 1.582	ПИИЦ (Russia) = 3.939	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 8.771	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

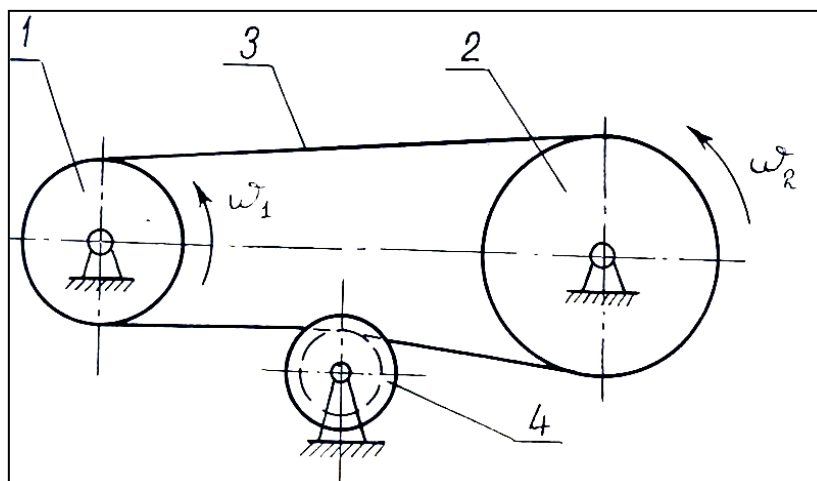


Рис.1. Плоскоремennая передача с натяжным роликом

С целью уравнивания или же ликвидации возникающей сдвигающей силы из-за не параллельности осей вращения барабанов (шкивов), ось рекомендуемого упругого

натяжного ролика необходимо установить наклонно в противоположную сторону от угла перекоса осей барабанов.[7,8]

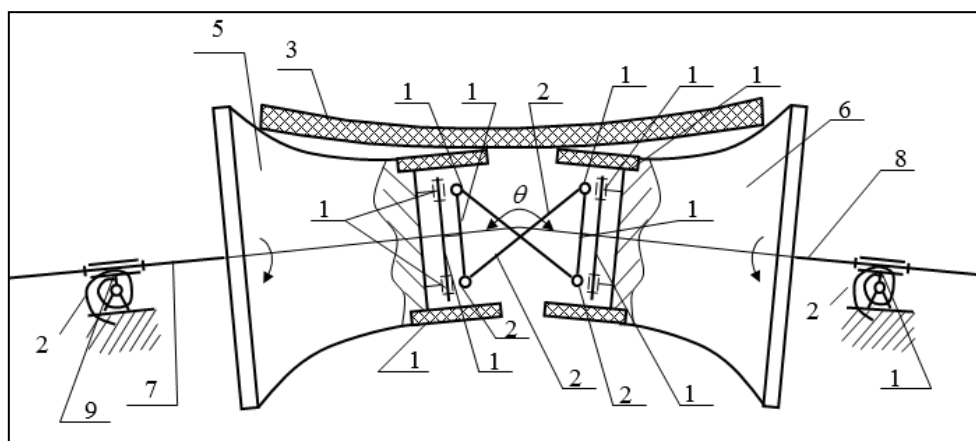


Рис.2. Кинематическая схема упругого натяжного ролика

Равнодействующая сила равна:

$$\vec{F}_e = \vec{F}_e^n + \vec{F}_e^t \quad (1)$$

где \vec{F}_B^n и \vec{F}_B^t – соответственно нормальная и тангенциальная составляющие равнодействующей силы [1].

Сила трения во время схода ремня

$$F_{Tm} = f \cdot F_e^n \quad (2)$$

где f – коэффициент трения между ремнем и упругим натяжным роликом.

Сила ликвидации схода ремня будет равен:

$$F_{..b}^1 = F_e^t = F_e \cdot \sin \alpha \quad (3)$$

где α – угол наклона осей вращения упругого натяжного ролика относительно вертикальной плоскости.[9,10]

Условие компенсации схода ремня со шкива

$$F_{Tp} + F_{Cд} \cdot \cos(\alpha + \beta) \geq F_{Cд}^1 \quad (4)$$

где β – угол поворота между осями вращения ведущего и ведомого шкивов.

Формула определения угла наклона оси упругого натяжного ролика относительно вертикальной плоскости имеет вид:

$$\alpha \geq \text{arcctg} \left(\frac{1 + \sin^2 \beta}{f + \frac{1}{2} \cdot \sin 2\beta} \right) \quad (5)$$

Для уточнения расчетных показателей лент зарубежных фирм “Хабасит“, Можно отметить, что все данные являются ориентировочными

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 1.582	ПИИЦ (Russia) = 3.939	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 8.771	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

значениями при нормальных климатических условиях, т.е. $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и влажности воздуха 65%.

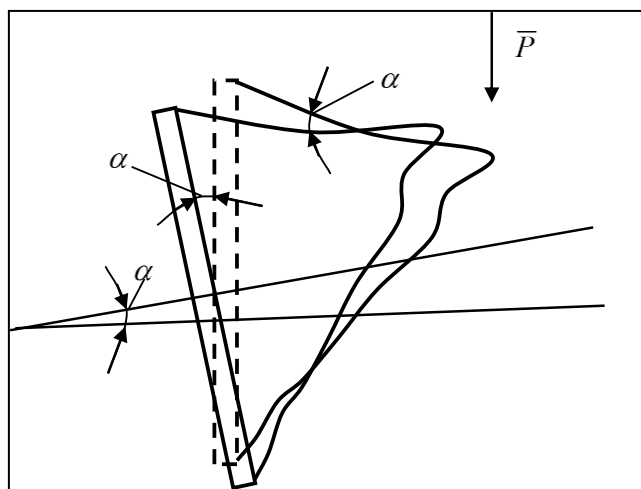


Рис.3. Расчетная схема упругого натяжного ролика

Согласно кинематической схемы на рис.3 сдвигающая сила $\bar{F}_{\text{СД}}$, возникающая от непараллельности осей вращения шкивов определяется

$$F_{\text{..B}} = \frac{60 \cdot k \cdot P}{\pi \cdot D \cdot n} \cdot \sin \beta \quad (6)$$

где β – угол отклонения оси вращения ведомого шкива относительно оси ведущего шкива. [11,12]

В дальнейшем рассмотрим вывод формулы для определения сдвигающей силы для перегружателя хлопка-сырца при не параллельности осей барабанов. Сдвигающая сила в транспортёре перегружателя хлопка-сырца

$$F_{\text{..B}} = \frac{k \cdot P_T}{\eta \cdot V} \cdot \sin \beta \quad (7)$$

где:

- h – К.П.Д. привода транспортёра;
- V – линейная скорость ленты транспортёра;
- P_T – потребляемая мощность на валу барабана:

$$P_T = \frac{\lambda \cdot T_x \cdot \omega}{1000} \quad (8)$$

где λ – коэффициент, учитывающий характер работы транспортёра.

Крутящий момент определяем согласно:

$$T_b = (S_{\text{НБ}} - S_{\text{СБ}}) \cdot \frac{D_b}{2} \quad (9)$$

где $S_{\text{НБ}}$, $S_{\text{СБ}}$ – силы натяжения в набегающей и сбегающей ветвей транспортёра.

Аналогичные расчёты по определению сдвигающей силы в плоскоремённой передаче натяжном ролике [13,14].

Анализ результатов расчёта показывает, что значение сдвигающей силы изменяется в пределах 80...200 н.

С увеличением линейной скорости транспортирующей ленты перегружателя хлопка-сырца уменьшается сдвигающая сила, так при $V = 6\text{ м/с}$ $F_{\text{СД}} = 80\text{ н}$, а при $V = 8\text{ м/с}$ $F_{\text{СД}} = 77\text{ н}$. Выявлено, что нагрузка от хлопка-сырца незначительно влияет на изменение сдвигающей силы. Основным параметром влияющей на значительное изменение сдвигающей силы транспортёра перегружателя хлопка-сырца является изменение угла наклона осей вращения рабочих барабанов, так при $\beta = 4^{\circ}$, $V = 6\text{ м/с}$, $F_{\text{СД}} = 80\text{ н}$, а при $\beta = 10^{\circ}$, $F_{\text{СД}} = 210\text{ н}$ [15].

Анализ результатов расчёта сдвигающей силы для упругого натяжного ролика плоскоремённой передачи показал, что изменение величины сдвигающей силы не только зависит от изменения угла наклона оси шкивов и скоростных режимов, но и от типа ремня.

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
PIHII (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

References:

1. Maksak, V. I. (1975). *Predvaritel'noe smeshhenie i zhestkost' mehanicheskogo kontakta*. (p.59).
2. Mitrofanov, B. P., & Maksak, V. I. (1968). Uprugoe predvaritel'noe smeshhenie pri nalichii promezhutochnogo sloja. *Izvestija Tomskogo politehnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov*, 183, 53-55.
3. (2012). *Patent № FAP00780. Ploskoremennaja peredacha s natjazhnym rolikom*. Dzhuraev A.Zh., Davidbaev B.N., Mirzahanov Jy.U., Umarov B.H. bluten №12 24.04.2012 g.
4. Davidboev, B., Mirzakhanov, Y., Makhmudov, I., & Davidboeva, N. (2020). Research of lateral assembly of the belt in flat-belt transmissions and transport mechanisms. *International Journal of Scientific and Technology Research*, 9(1), 3666-3669.
5. Dzhuraev, A., Davidbaev, B.N., Mirzahanov, Jy.U., Zulpiev, S.M., et al. (n.d.). *Sharnirno-rychazhnaja mufta*. Patent Kyrgyzskoy Respubliki. 116.
6. Dzhuraev, A. Zh., Davidbaev, B. N., Zhaljaev, A. A., & Mirzahanov, Jy. U. (n.d.). *Ploskoremennaja peredacha s natjazhnym rolikom*. Patent Uz. Res. UZ IAP, 4228(31.03), 97.
7. Mirzahanov, Jy. U., & Mullazhonova, M. M. (2021). Teoreticheskaja Issledovanie Tehnologicheskij I Transportiruushhim Mashiny S Ploskoremennoj Peredachi S Natjazhnym Rolikam. *Central asian journal of theoretical & applied sciences*, 2(10), 161-164.
8. Mirzahanov, Jy. U., Hursanov, B. Zh., Ahrorov, A. A., & Sulajmonov, A. (2019). *Primenenie parametrov natjazhnogo rolika pri teoreticheskoi izuchenii dinamiki transportiruushhih lent*. In *Jenergo-resursosberegaushhie tehnologii i oborudovanie v dorozhnoj i stroitel'noj otrasljah* (pp. 134-138).
9. Mirzahanov, Jy. U., Hursanov, B. Zh., Ahrorov, A. A., & Sulajmonov, A. (2019). *Primenenie parametrov natjazhnogo rolika pri teoreticheskoi izuchenii dinamiki transportiruushhih lent*. In *Jenergo-resursosberegaushhie tehnologii i oborudovanie v dorozhnoj i stroitel'noj otrasljah* (pp. 134-138).
10. Davidbaev, B.N. (1989). *Kytarish-tashish mashinalari*. Toshkent: Y'kituvchi nashrjoti.
11. Dzhuraev, A., Davidbaev, B.N., Mirzahanov, Jy.U., & Davidbaeva, N.B. (2021). Proizvodstvennye ispytaniya jeffektivnoj konstrukcii centriruushhego natjazhnogo ustrojstvo. *Nauchno-tehnicheskij zhurnal Fer.PI.*, №1 (spec.vyp), 60-64.
12. Dzhuraev, A., Davidbaev, B.N., & Davidbaeva, N.B. (2021). *Razrabotka i raschet sharnirno-rychazhnyh muft kardannyh mehanizmov*. Monografija. Izd. LAP Lambert Academic Publishing. (120p.).
13. Djuraev, A., Davidbaev, B. N., & Jumaev, A. S. (2022). *Improvement of the design of the belt conveyor and scientific basis for calculation of parameters*. Global Book Publishing Services, 1-144.
14. Dzhuraev, A., Davidbaev, B.N., Zulpiev, S.M., & Davidbaeva, N.B. (2013). *Strukturnyj, kinematicheskij i dinamičeskij analiz rychazhno-sharnirnoj mufty s uprugimi jelementami kardannyh mehanizmov*. Fergana.
15. Juraev, A., Davidbaev, B. N., Zhalyaev, A. A., & Mirzakhanov, U. U. (n.d.). *Slippage gear with tension roller*. Patent Uz. Res. UZIAP, 4228, 03-31.