

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ С ПЕРЕМЕННЫМИ ПЕРЕДАТОЧНЫМИ ОТНОШЕНИЯМИ

Дилрабо Маматова

Ташкентский институт текстильной и лёгкой промышленности

THEORETICAL DESCRIPTION OF PARAMETERS OF BELT CONDITIONS WITH CONTINUOUS TRANSITIONAL RELATIONS

Dilrabo Mamatova

Tashkent Institute of Textile and Light Industry

e-mail: mda4580@inbox.ru

***Аннотация.** В статье приведены конструктивные схемы и принцип работы разработанных режимных передачи с составными шкивами с упругими элементами. Рассмотрены теоретические исследования по определению удлинения ветвей передачи, угловых колебаний составных шкивов влияния на деформацию ремня, а также на передаточное отношение передачи эксцентричного натяжного ролика.*

***Ключевые слова:** ременная передача, составные шкивы, резиновая втулка, жесткость, диссипация, колебание, частота, амплитуда, крутящий момент, удлинение, передаточное отношение.*

Введение. В ряде технологических машинах требуется неравномерное вращение рабочего органа с требуемой амплитудой и частотой. Вращение ведомого вала (рабочего органа) с переменной угловой скоростью в некоторых технологических процессах приводит к повышению эффекта работы машины. Так, например, сообщение рабочим органам неравномерного вращения повышает качество рыхления и очистки волокнистого материала. Для этого используются ременные передачи с передачи с переменными передаточными отношениями [1÷5]. Ременные передачи с переменным передаточным отношением применяются в качестве элемента приводов различных машин и механизмов обеспечивающих вращение ведомого вала с переменной угловой скоростью: вибромашин, машин для обработки волокнистых и сыпучих материалов, горных и бурильных машин и т.д.

Разработка эффективных схем ременных передач с переменными параметрами. Для обеспечения движения ведомого шкива с переменной угловой скоростью в требуемых его положениях (или времени) за счет управления движением

натяжного ролика рекомендована дополнительная кинематическая связи между ведомым шкивом и натяжным роликом.

Ведущий шкив 1 посредством ремня 3 сообщает вращение ведомому шкиву 2, приводя во вращение натяжной ролик 4 (рис.1). При этом за счет эксцентричности натяжного ролика 4 циклически изменяется натяжение ремня 3. Это приводит к переменной угловой скорости ведомого шкива 2. В процесс работы между ремнем 3 и натяжным роликом 12 происходит скольжение. Это приводит к некоторому смещению закона изменения ведомого шкива 2. Это смещение в основном ликвидируется кинематической связью между шкивом 2 и натяжным роликом 4.

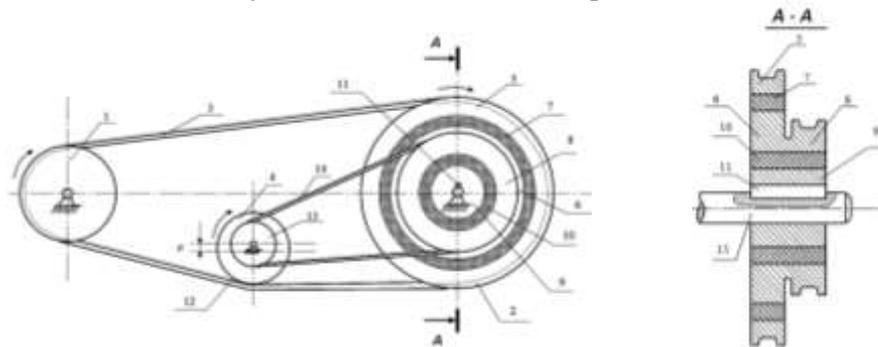


Рис.1. Ременная передача

При этом передаточные отношения основной и дополнительной ременных передач должны иметь следующую связь:

$$U_{2,4} = \frac{\dot{\varphi}_2}{\dot{\varphi}_4} = \frac{\dot{\varphi}_5}{\dot{\varphi}_{13}}; \quad U_{8,13} = \frac{\dot{\varphi}_8}{\dot{\varphi}_{13}}; \quad \dot{\varphi}_5 = \dot{\varphi}_8 = \dot{\varphi}_2; \quad (1)$$

$$\dot{\varphi}_4 = \dot{\varphi}_{13}; \quad U_{2,4} = U_{8,13};$$

Для расширения кинематической возможности ременной передачи и получение заранее необходимых законов изменения угловой скорости ведомого шкива путем выполнения натяжного ремня в виде кулачка эксцентричным с необходимым профилем (рис.2). В рекомендуемых конструкция ременных передач натяжной ролик также может быть выполнен составным с резиновой втулкой [6,7,8].

Анализ изменений напряжений ремня при эксцентричном натяжном ролике.
 Изменения длины ветвей ременной передачи определяются из выражений:

$$\Delta l_1 = \Delta \sigma_1 \left[\frac{1}{E} + \frac{D_2}{2fE} (1 - e^{-f\varphi_0}) \right], \quad \Delta l_2 = \Delta \sigma_2 \left[\frac{1}{E} + \frac{D_1}{2fE} (e^{-f\varphi_0} - 1) \right] \quad (2)$$

где, $\Delta \sigma_1, \Delta \sigma_2$ - изменения напряжений ремня в ветвях передачи, Па; E -модуль упругости ремня, Па; D_1, D_2 - диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм; f -коэффициент трения ремня о поверхность шкивов; φ_0 -угол упругого проскальзывания.

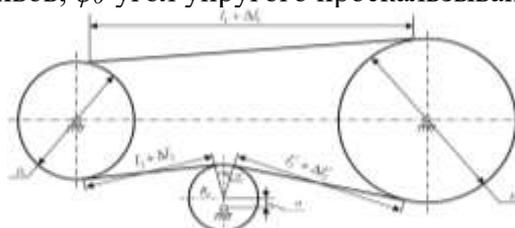


Рис. 2. Схема ременной передачи с эксцентричным натяжным роликом

Дифференциальные уравнения, описывающие движение шкивов ременной передачи имеют вид

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + \frac{k_3 F D_1^2}{4} \varphi_1 - \frac{k_3 D_1 D_2 F}{4} \varphi_2 = M_g, J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - \frac{k_3 D_1 D_2 F}{4} \varphi_1 + \frac{k_3 D_2^2 F}{4} \varphi_2 = M \sin \omega t \quad (3)$$

где, $k_3 = (k_1 + k_2) \frac{1}{k_1 k_2}$; $k_1 = \frac{1}{E} + \frac{D_2}{2fE} (1 - e^{-f\varphi_0})$; $k_2 = \frac{1}{E} + \frac{D_1}{2fE} (e^{f\varphi_0} - 1)$, $M_g = M_1 \sin jt$.

M_g - движущий момент на валу ведущего шкива, M_1, M_0 - амплитуды колебаний движущего и возмущающего моментов.

Изменение напряжений определяются следующим образом

$$\Delta \sigma_{10} = \frac{R_1 \varphi_{10} - R_2 \varphi_{20}}{k_1}, \Delta \sigma_{20} = \frac{R_2 \varphi_{20} - R_1 \varphi_{10}}{k_2} \quad (4)$$

Тогда полные напряжения в ветвях ременной передачи получим

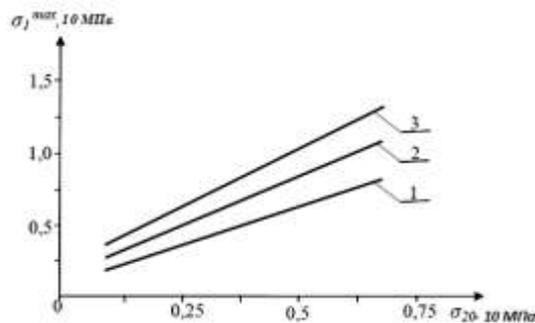
$$\sigma_1 = \sigma_{10} + \Delta \sigma_{10} \sin \omega t, \sigma_2 = \sigma_{20} + \Delta \sigma_{20} \sin \omega t \quad (5)$$

Численное решение и анализ результатов изменения σ_1 и σ_2 осуществлены при следующих начальных значениях параметров ременной передачи с переменным передаточным отношением:

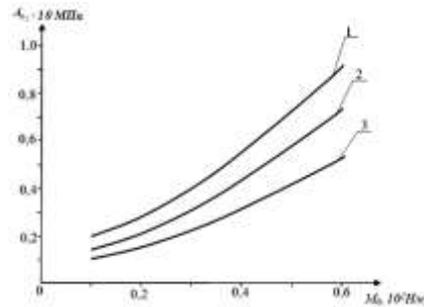
$R_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $R_2 = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $I_1 = 0,02 \text{ кг м}^2$; $I_2 = 0,033 \text{ кг м}^2$; $F = 2,5 \text{ см}^2$; $\sigma_0 = 2,2 \text{ МПа}$; $\omega = 0,75$
 R_2 ; $\sigma_{10} = 4,0 \text{ МПа}$; $\sigma_{20} = 4,0 \text{ МПа}$; $M_0 = 25 \text{ Нм}$; $E = 120 \text{ МПа}$; $l = 0,185 \cdot 10^{-3} \text{ см}$; $M_1 = 8,5 \text{ Н м}$.

Исследования показали, что на характер колебания натяжения в ведомой ветви ремня фактически не влияет на значение предварительного натяжения σ_{20} .

На рис. 3 представлены зависимости изменения σ_1^{max} от увеличения σ_{20} при вариации M_0 .



1- $M_0=30 \text{ Нм}$; 2- $M_0=40 \text{ Нм}$;
 3- $M_0=50 \text{ Нм}$;



1-при $I_1=0,050 \text{ кг м}^2$; $I_2=0,075 \text{ кг м}^2$;
 2-при $I_1=0,035 \text{ кг м}^2$; $I_2=0,055 \text{ кг м}^2$;
 3-при $I_1=0,02 \text{ кг м}^2$; $I_2=0,035 \text{ кг м}^2$

Рис. 3. Закономерности изменения максимального значения напряжения в ведомой ветви ременной передачи от изменения напряжения при предварительной натяжении ведомой ветви (а) и амплитуды колебаний напряжения в ведомой ветви передачи от вариации M_0

Из графиков видно, что при возрастании σ_{20} напряжение увеличиваются по линейной закономерности. Так, при увеличении значения σ_{20} от 0,82 МПа до 7,5 МПа кг/см² максимальное значение напряжения σ_1^{max} в ведомой ветви ременной передачи увеличивается от 1,45 МПа до 5,8 МПа при $M_0=30 \text{ Нм}$. При $M_0=50 \text{ Нм}$, максимальное значение напряжения в ведомой ветви ременной передачи возрастает до 12,9 МПа. При этом для уменьшения напряжения в ведомой ветви σ_1^{max} целесообразным считается уменьшение сопротивления на ведомом шкиве, а также предварительное натяжение

ремня. Приемлемы пределами изменения параметров для ременной передачи с рассматриваемыми исходными значениями параметров являются $M_0 \leq (40 \dots 45) H_m$, $\sigma_{20} \leq (3,0 \dots 4,5)$ МПа.

Влияние смещения наружной втулки натяжного ролика на передаточное отношение ременной передачи. В рекомендуемой ременной передаче натяжной ролик выполнен составным, включающий упругую втулку из резины. Рассмотрим кинематику ременной передачи при определенном перемещении обода 1 натяжного ролика за счет деформации упругой втулки 2 на величину « Δ » (см. рис. 4,а). Тогда фактически ось вращения наружной втулки (обода) 1 перемещается вверх на величину « Δ » относительно оси 4 (см. рис. 4.б.). При постоянном натяжении ремня расстояние « Δ » также остается постоянным в процессе работы ременной передачи. Но, изменение натяжения ремня приводит изменению положения оси C_1 .

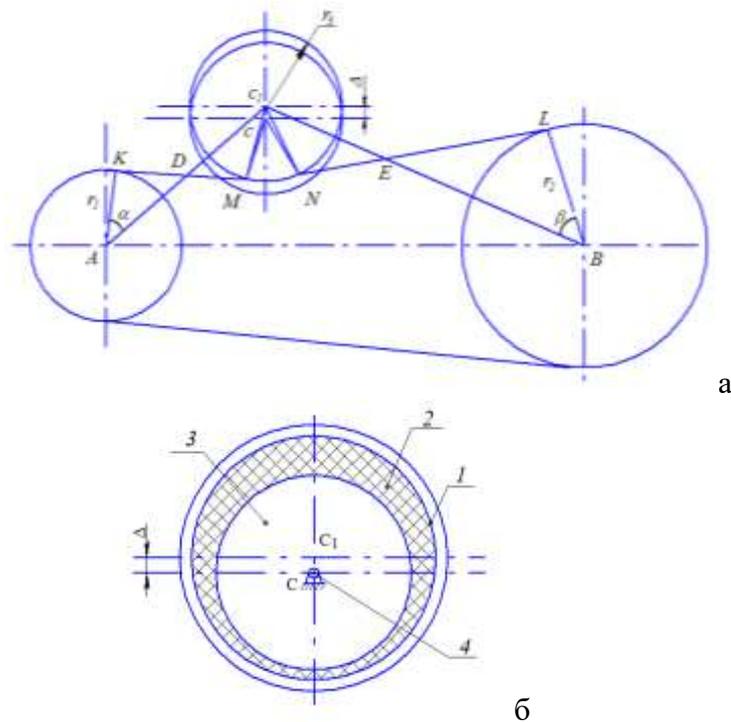


Рис. 4. а–схема ременной передачи с составным натяжным роликом, б – натяжной ролик, при смещенном положении наружной втулки из-за деформации упругой втулки 2

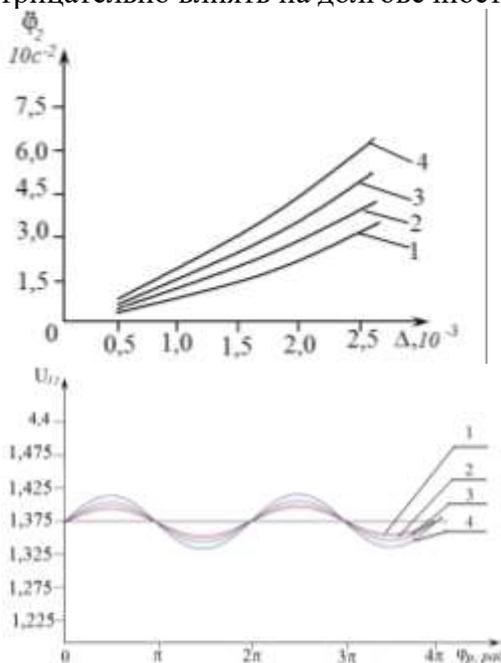
При перемещении оси обода натяжного ролика ременной передачи, полярные радиусы натяжного ролика, $r_{3,1}$ и $r_{3,2}$ будут изменяться за счет изменений положений натяжного ролика. Для рассматриваемой передачи было получено выражение для определения передаточного отношения:

$$U_{1,2} = \frac{r_3 \cos(\arctg \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2}}{r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}} \cdot \frac{r_2}{r_1} \quad (6)$$

где, r_1 , r_2 , r_3 –радиусы ведущего и ведомого шкивов, натяжного ролика; $r_{3,1}$, $r_{3,2}$ - полярные радиусы натяжного ролика; γ_1 –угол между радиусом r_3 и $r_{3,1}$; γ_2 –угол между радиусами r_3 и $r_{3,2}$;

На основе решения задачи были получены закономерности изменения угловой скорости, углового ускорения ведомого шкива, а также передаточного отношения ременной передачи. При этом за основные варьируемые параметры ременной передачи

были радиус и перемещение его оси за счет деформации Δ упругого элемента натяжного ролика. Увеличение радиуса натяжного ролика приводит к возрастанию перемещения Δ , тем самым к увеличению $\Delta \dot{\varphi}_2$ по нелинейной закономерности (рис. 5). Поэтому для того, чтобы изменение радиуса натяжного ролика не влияло на размах колебаний угловой скорости ведомого шкива, необходимым считается увеличение перемещения Δ (деформация упругой втулки) натяжного ролика на соответствующее значение. С увеличением радиуса натяжного ролика от $3,0 \cdot 10^{-2}$ м до $4,5 \cdot 10^{-2}$ м при $\Delta = 1,5$ мм амплитуда колебаний углового ускорения ведомого шкива ременной передачи увеличивается от $0,24 \cdot 10^2$ c^{-2} , а при $\Delta = 2,5$ мм, $A\varphi_2$ увеличивается от $0,36 \cdot 10^2$ c^{-2} до $0,57 \cdot 10^2$ c^{-2} . Кроме того для уменьшения размаха колебаний углового ускорения ведомого шкива ременной передачи целесообразным считается $\Delta \leq 1,5 \div 20$ мм. Исходя из задач кинематического анализа рассматриваемой ременной передачи важными являются изучение закономерностей изменения передаточного отношения передачи. При этом закономерность изменения угловой скорости ведомого звена (шкива) соответствует закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи. Из полученных графиков (рис.6) видно, что изменения U_{12} и $\dot{\varphi}_2$ в основном зависят от диаметра и перемещения Δ натяжного ролика. Поэтому при решении задачи определения закономерностей изменения $\dot{\varphi}_2$, $\ddot{\varphi}_2$ и U_{12} были получены в функции изменения углового перемещения φ_p натяжного ролика ременной передачи. На рис.6 приведены закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи при вариации значений перемещения Δ . Среднее значение передаточного отношения ременной передачи равно 1,375. При перемещении (деформации упругого элемента) натяжного ролика $\Delta = 2,0$ мм амплитуда колебаний передаточного отношения ременной передачи доходит до 0,045. Значительные изменение передаточного отношения может отрицательно влиять на долговечность передачи.



где, 1- $r_p=3,0 \cdot 10^{-2}$ м; 2- $r_p=3,5 \cdot 10^{-2}$ м;
 3- $r_p=4,0 \cdot 10^{-2}$ м; 4- $r_p=4,5 \cdot 10^{-2}$ м;

Рис. 5. Графические зависимости изменения размаха колебаний углового ускорения ведомого шкива от изменения величины перемещения натяжного ролика ременной передачи

где, 1-при $\Delta=0,5$ мм; 2- $\Delta=1,0$ мм;
 3- $\Delta=1,5$ мм; 4- $\Delta=2,0$ мм;

Рис. 6. Закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи с натяжным устройством

В результате теоретических поисков, за счет деформации резины, колковый барабан двигаясь в необходимом переменном режиме улучшает очистку хлопка от мелкого сора [9]. К задачам проведенных экспериментальных исследований входила эффективности

работы, определяющей показатель работы. Для получения приемлемости технологических процессов диктует необходимости глубокого изучения этих процессов и правильного выбора действующих параметров. В результате теоретических и экспериментальных исследований рекомендуемая ременная передача применена в передаточном механизме хлопкоочистительной машины УХК (1ХК) [10]. При применении новой конструкции ременной передачи с переменным передаточным отношением, установленной в передаточном механизме хлопкоочистительной машины от мелкого сора с целью уменьшения количества экспериментов, в экспериментальных исследованиях использовали математическое планирование экспериментов.

Выводы. Разработаны новые конструктивные схемы ременных передач с переменным передаточным отношением. С учетом упругих элементов составных шкивов, натяжного ролика теоретически определены закономерности движения шкивов, напряжений в ветвях передачи. Определен характер взаимодействия составного натяжного ролика с ремнем, выявлен характер вертикальных колебаний ведомой ветви ремня в зоне взаимодействия с упругими роликом. Выявлены закономерности изменения размаха колебаний углового ускорения ведомого шкива и передаточного отношения передачи от вертикального перемещения составного натяжного ролика.

Список использований литературы

1. А.Ж.Джураев, Д.А.Маматова “Разработка конструктивных схем и методы расчета ременных передач с переменными параметрами”, Монография-Ташкент.:“Наука и технология”, 2019, -с. 232.
2. Mamatova, D. A., & Djuraev, A. (2019). ANALYSIS OF CHANGES IN THE TENSION BELT THE RETURN RUN SIDE OF BELT TRANSMISSION. *Textile Journal of Uzbekistan*, 1(1), 18.
3. Нематов, А. К., & Маматова, Д. А. (2021, October). Определение закона изменения линейного ускорения ремня при изменении натяжения в ременной передаче. In "ONLINE-CONFERENCES" PLATFORM (pp. 539-543).
4. Mamatova, D., Nematov, A., & Nurullayeva, K. (2022). FULL-FACTORY EXPERIMENTAL STUDIES. *European Journal of Interdisciplinary Research and Development*, 2, 34-44. МАМАТОВА, Д., ХАЙДАРОВ, Б., САЙИДКУЛОВ, С., & ХОЛМИРЗАЕВ, Ж. (2021). НОВЫЙ ОЧИСТИТЕЛЬ ВОЛОКНИСТОГО МАТЕРИАЛА ОТ МЕЛКОГО СОРА. In Молодежь и наука: шаг к успеху (pp. 352-354).
5. Нематов, А. К., & Маматова, Д. А. (2021, October). Математическая модель колебаний ведомой ветви ремня при взаимодействии с составным натяжным роликом передачи. In "ONLINE-CONFERENCES" PLATFORM (pp. 544-546).
6. Mamatova, D., Nematov, A., & Nurullayeva, K. (2022). FULL-FACTORY EXPERIMENTAL STUDIES. *European Journal of Interdisciplinary Research and Development*, 2, 34-44.
7. Mamatova, D. A., & Djuraev, A. (2019). DETERMINATION OF THE REGULARITY CHANGE BELT TENSION IN THE SLACK SIDE OF BELT TRANSMISSION WITH VARIABLE PARAMETERS. *Textile Journal of Uzbekistan*, 2(1), 20.
8. Плеханов, А. Ф., Маматова, Д. А., Джураев, А., Сарттарова, Л. Т., & Дикенова, Д. Б. (2019). Обоснование параметров ременной передачи с составным натяжным роликом с упругими элементами. *Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности*, (5), 196-203.

<https://conferencea.org>

9. Mamatova, D. A., & Djuraev, A. (2015). Theoretical definition of the stiffness of the composite element of the composite driven pulley of the transmission. *European Applied Sciences Europaische Fachhochschule*, (9), 40.
10. Mamatova, D., Djuraev, A., Mamatov, A., & Nematov, A. (2020). Experimental Results On Justification Of Parameters Of A Cotton Cleaner With A New Drive Design. *European Journal of Molecular & Clinical Medicine*, 7(01), 2020.