

Рахимова Х.О., Джураев А., Мансурова Д.С.

АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ВЕДОМОЙ ВЕТВИ РЕМНЯ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С СОСТАВНЫМ ЭКСЦЕНТРИЧНЫМ НАТЯЖНЫМ РОЛИКОМ ПЕРЕДАЧИ

Kh.O. Rakhimova, A. Dzhuraev, D.S. Mansurova

A VIBRATION ANALYSIS OF LED BELT IS IN INTERACTION WITH THE COMPOSITE ECCENTRIC TENSION ROLLER TRANSMISSION

УДК: 621.01

Рекомендована новая схема ременной передачи с ППО, получены законы колебательного движения ведомой ветви ремня при взаимодействии с упругой втулкой натяжного ролика, получены графические зависимости изменения амплитуды колебаний перемещения и скорости ведомой ветви ремня в функции значений эксцентриситета ролика и жесткости упругой втулки.

Recommended a new scheme of the belt drive with PPO, received the Law of the vibrational motion driven branch of a belt in contact with an elastic sleeve tensioner and graphically the variation of the vibration amplitude of movement and speed belt driven branch of the function values of the eccentricity and roll stiffness of the elastic sleeve.

Для ряда технологических машин легкой, текстильной промышленности для интенсификации процессов требуется вращение рабочих органов с переменной угловой скоростью с определенной частотой и амплитудой [1]. При этом в приводе этих машин используются ременные передачи с переменными передаточными отношениями. На рис.1 представлена схема ременной передачи с переменным передаточным отношением, включающий составной натяжной ролик с упругой втулкой и установленный эксцентрично относительно оси вращения. Вращательное движение от ведущего шкива 1 передается к ведомому шкиву 2 посредством ремня 3. При этом упругая втулка 5 натяжного ролика концентрируется с ремнем 3 осуществляет натяжение последнего. За счет эксцентричной установки ролика 4 на оси вращения происходит переменное натяжение ремня 3, зависящий от значения эксцентриситета I . При этом ведомый шкив совершает вращение с переменной угловой скоростью [1]. Важными являются исследования колебаний ведомой ветви ремня 3, контактирующий с резиновой втулкой 5 натяжного ролика 4. На рис. 1б представлена расчетная схема колебаний ведомой ветви ремня 3. При этом ведомая ветвь ремня 3 получает возмущение от упругой втулки 5, которая характеризуется параметрами: C - жесткость резиновой втулки, b - коэффициент диссипации втулки возмущение за счет

$$X_1 = e \sin \omega_3 t \quad (1)$$

где, e – эксцентриситет, ω_3 – угловая частота натяжного ролика.

На массу m_p действует сила

$$F_{вт} = C(X_1 - X_2) + b(X_1 - X_2) \quad (2)$$

С учетом силы инерции и в соответствии принципа Даламбера [2], дифференциальное уравнение движения массы m_p представим в виде

$$m_p X_2 = C(X_1 - X_2) + b(X_1 - X_2) \quad (3)$$

Учитывая, что перемещение массы m_p зависит от эксцентриситета и угловой скорости натяжного ролика согласно (1) имеем

$$m_p X_2 + b X_2 + C X_2 = e C \sin \omega_3 t + e a \omega b c \cos \omega_3 t \quad (4)$$

Согласно работы [3] коэффициент жесткости упругой втулки натяжного ролика определяется из:

$$C = \frac{\omega_3^2 R_3^2 \cdot Y_p \cdot b_p \cdot h_p}{\delta_p g \cos \Delta_p} (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3) \quad (5)$$

где, ω_3 , R_3 -угловая скорость и радиус натяжного ролика; $Y_p \cdot b_p \cdot h_p$ удельный вес, ширина и толщина ремня; g -ускорение свободного падения;

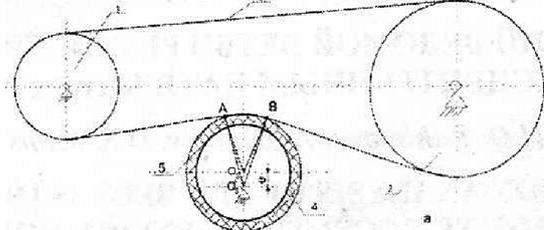


Рис.1. а - кинематическая схема ременной передачи с составным эксцентричным натяжными роликом; б- расчетная схема колебаний части ведомой ветви ремня передачи

α' α''_3 - составляющие угла обхвата ремнем натяжного ролик (упругую втулку); Δ_p - угол между вертикальной осью и силой реакции натяжного ролика.

Наибольшая амплитуда колебания угловой скорости ведомого шкива зависит не только от значений эксцентриситета, но и от параметров упругой втулки. При этом максимальное значение колебаний массы m_p происходит при отсутствии диссипации $b=0$. В этом случае уравнение колебаний ведомой ветви ремня будут

$$m_p x_2 + \frac{\omega_3^2 R_3^2 \cdot Y_p \cdot b_p \cdot h_p}{\delta_p g \cos \Delta_p} (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3) x_2 = \frac{\omega_3^2 R_3^2 \cdot Y_p \cdot b_p \cdot h_p}{\delta_p g \cos \Delta_p} (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3) \sin \omega_3 t \quad (6)$$

При этом собственная частота колебаний ведомой ветви (зоны обхвата) ремня определяется из выражения

$$p_0 = \omega_3 R_3 \sqrt{\frac{Y_p \cdot b_p \cdot h_p (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3)}{m_b \delta_p \cos \Delta_p}} \quad (7)$$

Согласно известной методики (2) решение уравнения (6) получим в виде:

$$X_2 = \frac{A \sin \omega_3 t}{p_0^2 - \omega_3^2}; A = \frac{e \omega_3^2 R_3^2 \cdot Y_p \cdot b_p \cdot h_p}{\delta_p g \cos \Delta_p} (\sin \alpha'_3 + \sin \alpha''_3) \quad (8)$$

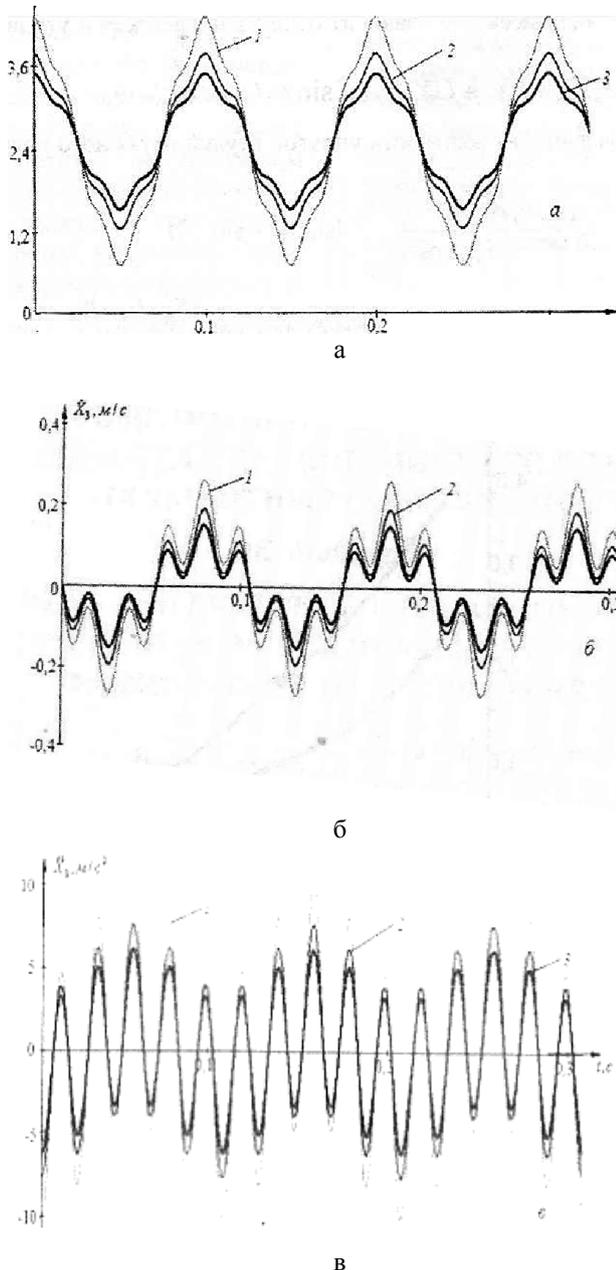


Рис.2. Закономерности колебаний ремня при взаимодействии с эксцентричным натяжным роликом передачи при вариации значений эксцентриситета.

Определение колебаний ведомой ветви ремня передачи осуществляли при следующих значениях

параметров: $R_3 = (3,5 \div 4,5) \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $\omega_3 = (45 \div 55) \cdot \text{с}^{-1}$; $\alpha'_3 + \alpha''_3 = (0,8 \div 2,0) \text{ рад}$; $\delta_3 = (0,8 \div 3,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
 $g_3 = 9,8 \text{ м/с}^2$; $\Delta_3 = (0,2 \div 0,6) \text{ рад}$; $l = (1,0 \div 4,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $m_p = (0,015 \div 0,05)$; $h_p = (0,5 \div 2,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
 $b_p = (40 \div 60) \cdot 10^{-3} \text{ м}$;

На основе численного решения выражения (8) получены закономерности поперечных колебаний ведомой ветви ремня. На рис.2 приведены закономерности изменения перемещения, скорости и ускорения ремня при взаимодействии с упругой втулкой эксцентричного натяжного ролика при различных значениях эксцентриситета ролика. На рис 3 приведены графические зависимости изменения амплитуды перемещения и скорости колебаний ролика в

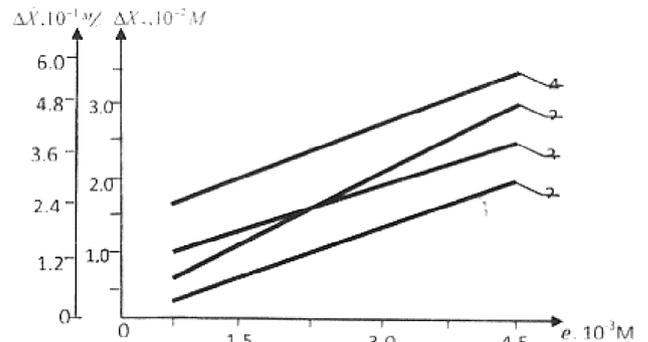
где, а – перемещение; б – скорость;

в – ускорение;

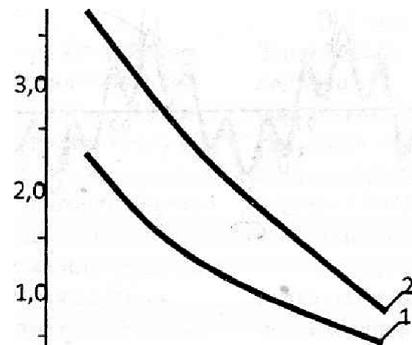
1- $e=3.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;

2- $e = 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;

3- $e=1.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;



где, 1,3 – ΔX_2 ; 2,4 – ΔX_2 1,3 – при $m_p = 0,025 \text{ кг}$; 2,4 – при



где, 1-при $e = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ 2-при $e = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;

Рис. 3. Зависимости изменения ΔX_2 и ΔX_2 при вариации эксцентриситета и коэффициента жесткости упругой втулки натяжного ролика ременной передачи

зависимости значений эксцентриситета и коэффициента жесткости упругой втулки натяжного ролика. Следует отметить, что характер колебаний ведомой ветви ремня передачи непосредственно влияет на закон углового перемещения ведомого шкива. Поэтому исходя из требований технологии выполняемой рабочим органом, получающим движение непосредственно от ведомого шкива можно выбрать необходимые значения эксцентриситета и жесткости упру-

гой втулки натяжного ролика из полученных графиков, представленных на рис 3.

Выводы: рекомендована новая схема ременной передачи с ППО; получены законы колебательного движения ведомой ветви ремня при взаимодействии с упругой втулкой натяжного ролика; получены графические зависимости изменения амплитуды колебаний перемещения и скорости ведомой ветви ремня в функции значений эксцентриситета ролика и жесткости упругой втулки.

Литература:

1. Джураев А. и др. Ротационные механизмы технологических машин с переменными передаточными отношениями. Изд. Мехнат, Ташкент, 1990 г 227 с.
2. Бать М.И. и др. Теоретическая механика. Наука, М., 1964, г. II, 664 с.
3. А. Джураев и др. Ременная передача с упругим составным натяжным роликом. Труды РНПК «Перспективы хлопкоочистительной, текстильной, легкой и полиграфической промышленности», Ташкент, 2009, с. 4-5.

Рецензент: д.т.н., профессор Сафаров М.М.
