

ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РЕМНЯ И УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ В ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ УЧЕБНОГО ПРОЦЕССА

Мирзаханов Юнус Умарович - к.т.н., доц. кафедры ПМ, Халилов Тохир Вахоб ўгли - студент группы 28-22 МСМ (Ферганский политехнический институт)

Аннотация: В данной научной статье на основании результатов экспериментального определения параметров транспортирующей ленты рассмотрим вопрос об углах установки барабана транспортера, о качении натяжного ролика с лентой при различных режимах движения.

Ключевые слова: Транспортирующие ленты. натяжные ролики или устройства. Динамика машин и транспортеров, плоскоременная передача, ленточные конвейеры, различных профилях натяжного ролика несимметричной конфигурациях.

Рассмотрим картину взаимодействия ремня и ведущего (ведомого) шкива с качественной точки зрения. Шкив растягивает перед собой ремень и в точке - ℓ_0 происходит «наезд» шкива на растянутую ремню. Какое – то время точки шкива и ремня двинутся в месте (сцепление с идеальной шероховатостью) после чего происходит проскальзывание и в контакте осуществляется клонное трение. (рис.1.) Но при реальных соотношениях геометрических и механических характеристик сила трения, передаваемая на

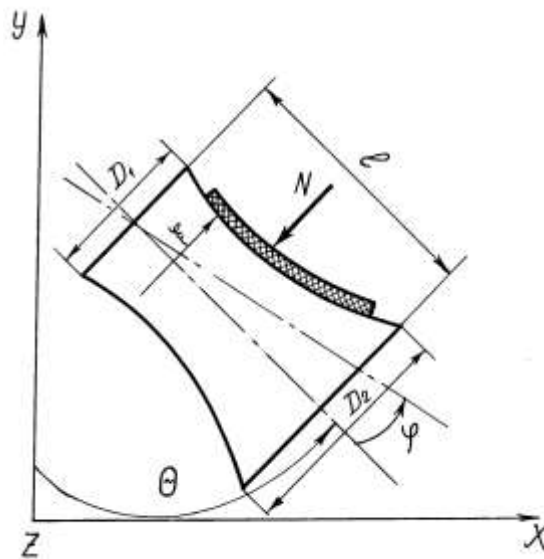


Рис.1. Схема поперечной сечение центрирующего натяжного устройства.

участке сцепления незначительна и ее можно не учитывать.

Для доказательства последнего утверждения получим решение в предположении однослойной ремне.[1]

Сначала предположим отсутствие проскальзывания. Ремень рассмотрим в основном и вспомогательном состояниях. Основное состояние характеризуется в том, что

на отрезке $[-l_0, l_0]$ задано тангенциальное перемещение в виде линейной функции и неизвестные: нормальные $P(x)$ и касательные $\tau(x)$ напряжения. Вспомогательное состояние характеризуется тем, что в некоторой точке t приложена единичная сила, которая вызывает тангенциальные перемещения и нормальные напряжения, обусловленные искривлением ремня. [2] Перемещения в точке X равно

$$F^*(t, x) = \frac{h}{2G} \delta(x - t) + \begin{cases} \left(1 - \frac{t - x}{l + x}\right) \frac{\ell^2 - t^2}{2EF\ell} & \text{при } x < t \\ \left(1 - \frac{x - t}{l - t}\right) \frac{\ell^2 - t^2}{2EF\ell} & \text{при } x > t \end{cases} \quad (1)$$

где $\delta(x)$ – дельта функции Дирака

h – толщина слоя

G – модуль сдвига резины

F – поперечное сечение кордового слоя

ℓ – полу длина ремня

На основе теоремы Бетти получим

$$\tau(t) + \lambda \int_{-l_0}^{l_0} \tau(x) F(t, x) dx = A + \varepsilon t \quad (2)$$

где

$$F(t, x) = \begin{cases} \ell^2 - lt + (l - t)x & \text{при } x < t \\ \ell^2 + lt - (l + t)x & \text{при } x > t \end{cases} \quad (3)$$

Дважды продифференцировав (2) с учетом (3), получим.

$$\tau''(t) - \omega^2 \tau(t) = 0 \quad (4)$$

где

$$\omega = \sqrt{2\lambda\ell}$$

Для определения произвольных постоянных интегрирования воспользуемся условиями $\tau(-l_0) = 0$ и условия равновесия:

$$\int_{-l_0}^{l_0} \tau(x) dx = T_1 - T_2 = \Delta T \quad (5)$$

Получим

$$\tau(t) = \frac{\Delta T}{2l_0} \left[\frac{\omega l_0 \operatorname{ch} \omega l_0}{\operatorname{sh}^2 \omega l_0} \operatorname{sh} \omega t + \frac{\omega l_0}{\operatorname{sh} \omega l_0} \operatorname{ch} \omega t \right] \quad (6)$$

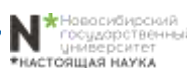
Эта функция мало отличается от нуля, почти на всем протяжении линии контакта и сильно увеличивается к точке l_0 . Это свидетельствует, что нормальные напряжения не

смогут обеспечить идеальный контакт и в зоне контакта обязательно должно быть проскальзывание.[3]

Для исследования явления бокового схода ремня была модернизирована лабораторная установка ДМ–35У. Экспериментальная лабораторная (рис.2.) установка состоит: из электродвигателя 16 типа 4А80В6, мощностью $P=1,1$ кВт и частотой вращения вала $n_{дв}=970$ мин⁻¹, установленного на двух качающихся рычагах 15 с осью вращения 11, расположенной ниже двигателя, а поворот рычагов с электродвигателем производится натяжным устройством для создания начального натяжения ремня; натяжного устройства, состоящего из стального канатика 14, отклоняющего блока 13 и грузовой площадки 12; шкивов – ведущего 6 и ведомого 8 для плоского и клинового ремня диаметром $D=125$ мм; плоского приводного ремня 2, прорезиненного с кордошнуровым несущим слоем и внутренней длиной $L=1400$ мм; устройства для регулировки межосевого расстояния с подвижным корпусом 22, перемещающимся в пазах с помощью винта 7; устройства для нагрузки крутящим моментом ведомого шкива 6 типа двух колодочного тормоза 20 с регулировочным винтом 21.

Установка была доработана нами для проведения следующих экспериментов:

1. Создания наиболее часто возникающей причины бокового схода ремня – нарушение параллельности осей ведущего 1 и ведомого 3 шкивов за счет поворота оси вала ведомого шкива.
2. Для измерения параметров характеризующих боковой сход ремня измерения величины сдвигающих сил.
3. Создание условий, устраняющих боковой сход ремня за счет установки натяжного ролика с упругими элементами с изменяемым углом наклона оси ролика относительно осей шкивов.
4. Для поворота оси ведомого шкива 1 была изготовлена поворотная платформа 29, на которой закрепляются корпуса подшипников вала ведомого шкива вместе с нагрузочным устройством
5. Для измерения величины сдвигающих сил на корпусе установки закрепляется направляющая втулка 28, в которую вставлен шток 26. На одном конце штока на резьбе закреплена вилка 24 с роликом 8, контактирующим с боковой поверхностью ремня при измерении сдвигающих сил, а на другом конце штока вилка 27 для соединения с кольцом тяги динамометра растяжения 30. Вторая тяга динамометра закреплена на корпусе установки. Для предотвращения смещения вилки с роликом 8 по ходу движения ветви ремня при измерении сдвигающей силы предусмотрена установка упорного ролика 23, в который упирается вилка 24. Для предотвращения колебания ветви ремня в месте соприкосновения с роликом 8 на внутренней стороне пластин вилки приварены овальные ограничители 19, создающие зазор между ремнем и вилкой в пределах до 1 мм. Предусмотрено возможность изменение расстояния между щеками вилки за счет изменения толщины набора шайбы 27 при установке ремня с другой толщиной. Измерение числа оборотов в минуту тахометром на валу ведущего барабана транспортёра осуществлялся пятикратной повторности для каждого положения углы не соосны рабочих барабанов [4].



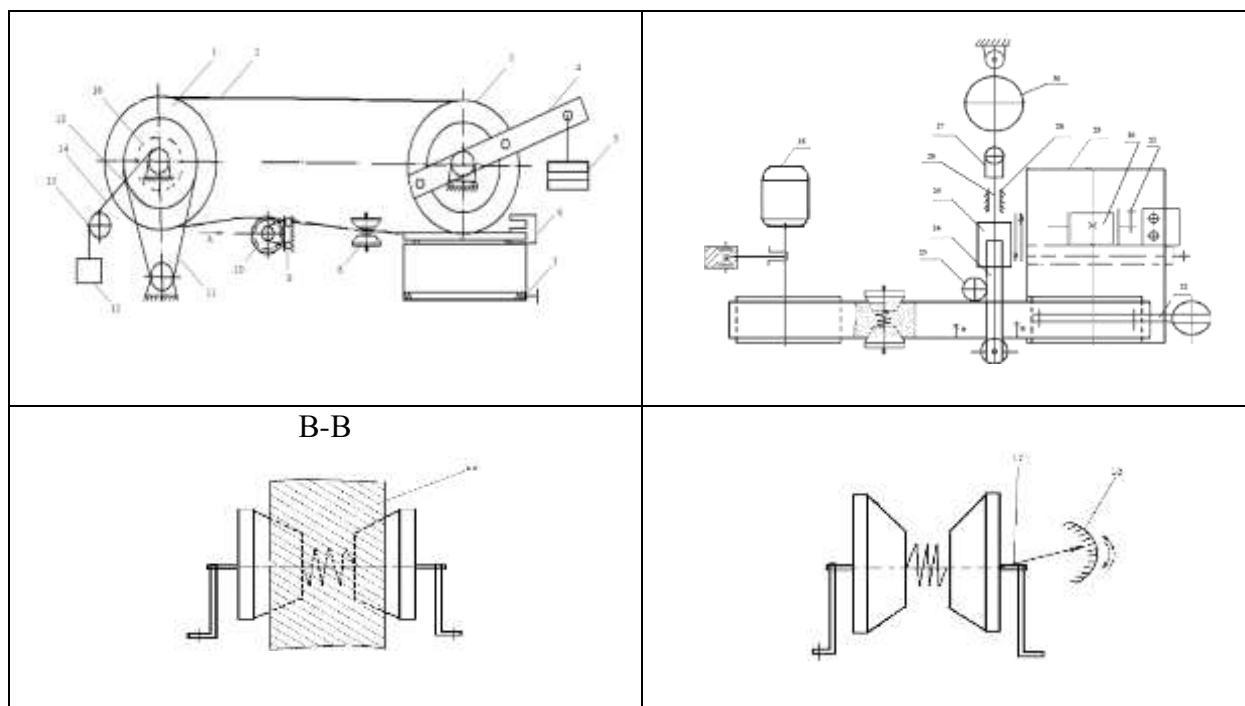


Рис.2. Экспериментальная лабораторная установка

Подобным образом измерения сдвигающей силы ленты транспортёра также измеряли в пятикратной повторности посредством динамометра, установленной через окна и боковин транспортёра в двух местах для каждого положения углы не соосны рабочих барабанов. Можно отметить, что большое влияние оказывает не параллельности осей ведущего 1 и ведомого 5 шкивов на сход ремня 3 со шкивов. Аналогичные результаты получены для ремней прорезиненного, неизменяемый (рис.2.) характер несет физике–механические свойства ремня, это говорит достаточный жесткость материала и коэффициента трения. Мы можем отметить для любого типа ремней, используя в передаче натяжные ролики с углом наклона оси относительно вертикальной плоскости, можно избежать сход ремня даже при больших углах отклонения оси вращения ведомого шкива 5. Экспериментами установлено, увеличивая угол наклона оси натяжного ролика относительно её вертикальной плоскости до 25° , проходящей через оси вращения шкивов до ($7^\circ \dots 10^\circ$), можно избежать сход ремней даже при угле отклонения оси вращения ведомого шкива до 9° .

Поэтому считаем, что эффективным и надежным является применение натяжных роликов с регулирующим механизмом с упругими элементами на хлопкоочистительных заводах с увеличением производительности до 20 процентов и с уменьшением трудозатрат механизаторов. Учитывая тяжелые условия работы натяжного ролика, целесообразно было рекомендовать более приемлемый материал для его изготовления. С этой целью нами были проведены необходимые эксперименты по определению износостойкости ряда материалов. Наиболее приемлемым оказался для материала натяжного ролика Капролон В [5].

ЛИТЕРАТУРА

1. 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.

2. Мирзахонов, Ю. У., Хурсанов, Б. Ж., Ахроров, А. А., & Сулаймонов, А. (2019). Применение параметров натяжного ролика при теоретическом изучении динамики транспортирующих лент. In Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях (pp. 134-138).
3. Джураев, А. Ж., Давидбаев, Б. Н., Мирзахонов, Ю. У., Давидбаева, Н. Б., & Умаров, Б. Шарнирно–рычажная муфта. КР. Авторское свидетельство, 116.
4. Мирзахонов, Ю. У., & Муллажонова, М. М. (2021). Теоретическая Исследование Технологический И Транспортирующим Машины С Плоскоременной Передачи С Натяжным Роликам. Central Asian Journal of Theoretical and Applied Science, 2(10), 161-164.
5. Джураев, А. Ж., Давидбаев, Б. Н., Жаляев, А. А., & Мирзахонов, Ю. У. Плоскоременная передача с натяжным роликом. Патент Уз. Рес. UZ IAP, 4228(31.03), 97.

