

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БОКОВОГО СХОДА РЕМНЯ В ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ И ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МЕХАНИЗМАХ

Ю.У. Мирзаханов

кандидат технических наук, доцент, Ферганский  
политехнический институт, Узбекистан, г. Фергана

### Аннотация

В данной научной статье приведены результаты научных исследований плоскоременной передачи с центрирующим натяжным устройством. Определены основных параметров центрирующего натяжного устройства, долговечность ремней и анализирован зависимость между коэффициентом трения и углах непараллельности бокового схода ремня. При движении транспортирующей ленты от неравномерное распределение нагрузки по ширине ленты, непараллельность осей ведущего и ведомого барабанов, чрезмерный перегиб и затягивание ленты приводят к возникновению сдвигающих сил, под действием которых лента отклоняется в сторону от своего центрального положения и возникает явление, называемое боковой сход ленты.

**Ключевые слова:** плоскоременной передачи, транспортирующей ленты, сдвигающих сил, цикла напряжений.

### Введение

Натяжные ролики применяют в основном в плоскоременных передачах с большими передаточными отношениями и малыми межосевыми расстояниями. Они дают возможность при тех же габаритных размерах передачи передавать большую мощность. Гибкая связь находится в более тяжелых условиях из-за дополнительного изгиба в противоположном направлении. В этом случае переменная составляющая цикла напряжений будет больше, чем в передаче без натяжного ролика [1].

На рис.1. представлена кинематическая схема плоскоремённой передачи при непараллельности осей вращения шкивов и угла наклона оси вращения натяжного ролика. Зная, что известна мощность и частота вращения электродвигателя мы можем определить при различных диаметрах ведущего шкива расчётную скорость движения [2]:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60};$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$$
(1)

где  $D_1, D_2$  – диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Окружную силу  $F_1$  и равнодействующую  $F_B$  силы в ремённой передаче согласно схемы сил, показанной на рис.1 определяем по формулам:

$$F_e = \frac{60 \cdot k \cdot P}{\pi \cdot D \cdot n_{be}} \quad (2)$$

где  $P$  – потребляемая мощность электродвигателя;  
 $k$  – коэффициент, учитывающий тип ремня.

Согласно схемы сил по рис.1 сдвигающая сила  $\overline{F}_{сд}$ , возникающая от непараллельности осей вращения шкивов определяется

$$F_{„б} = \frac{60 \cdot k \cdot P}{\pi \cdot D \cdot n} \cdot \sin \beta \quad (3)$$

Расчетная схема плоскоремненной передачи.

а – общий вид;

б – ведомый шкив;

в – натяжной ролик

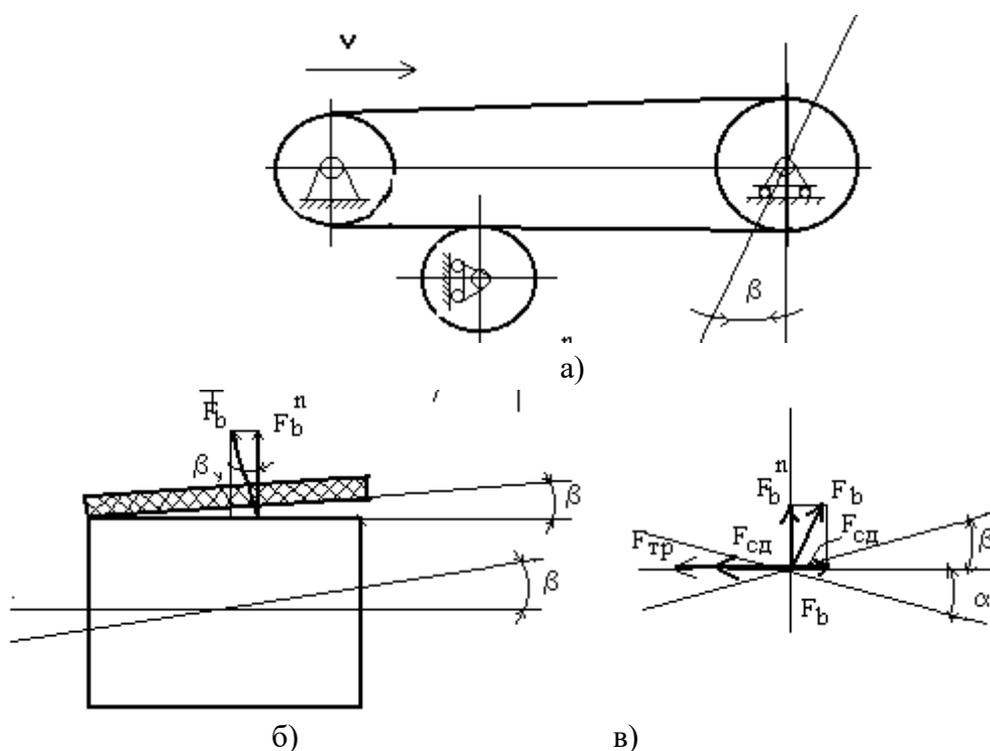


Рис. 1.

где  $\beta$  – угол отклонения оси вращения ведомого шкива относительно оси ведущего шкива.

В дальнейшем рассмотрим вывод формулы для определения сдвигающей силы для ленточного транспортёра.

Сдвигающая сила в ленточном транспортёре

$$F_{„б} = \frac{k \cdot P_T}{\eta \cdot V} \cdot \sin \beta \quad (4)$$

где  $\eta$  – общий к.п.д. привода передачи

$V$  – линейная скорость ленты транспортёра;

$P_T$  – потребная мощность на валу шкива

$$P_T = \frac{\lambda \cdot T_{\dot{x}} \cdot \omega}{1000} \quad (5)$$

где  $\lambda$  – коэффициент, учитывающий характер работы передачи.

Крутящий момент определяем согласно:

$$T_{\dot{x}} = (S_{нз} - S_{„з}) \cdot \frac{D_{\dot{x}}}{2} \quad (6)$$

где  $S_{нз}$ ,  $S_{сз}$  – силы натяжения в набегающей и сбегающей ветвей передачи. Для существующей конструкции транспортёра разборщика хлопка-сырца с учётом исходных данных провели расчёты сдвигающей силы ленты при различных скоростных режимах, углах отклонения осей вращения барабанов и нагрузочных режимах. Результаты расчётов приведены в табл.1.

В табл. 2 приведены аналогичные расчёты по определению сдвигающей силы в плоскоремённой передаче согласно (3).

Анализ результатов расчёта приведённых в табл.1 показывает, что значение сдвигающей силы изменяется в пределах 60...170 н. С увеличением линейной скорости транспортирующей ленты разборщика бунтов хлопка-сырца уменьшается сдвигающая сила, так при  $V = 5,63$  м/с  $F_{сд} = 80$  н, а при  $V = 6,28$  м/с  $F_{сд} = 67$  н. Выявлено, что нагрузка от хлопка-сырца незначительно влияет на изменение сдвигающей силы.

Основным параметром влияющей на значительное изменение сдвигающей силы транспортёра разборщика бунтов хлопка-сырца является изменение угла наклона осей вращения рабочих барабанов, так при  $\beta = 4^\circ$ ,  $V = 6,28$  м/с,  $F_{сд} = 65$  н, а при  $\beta = 10^\circ$ ,  $F_{сд} = 161$  н.

Анализ результатов расчёта сдвигающей силы для 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.

Таблица 1. Основные параметры влияющие боковому сходу ленты транспортёра при холостом и нагрузочном режимах.

№	V, м/с	b, град	Без нагрузки			С нагрузкой		
			F <sub>в</sub> , н	P, Вт	F <sub>сд</sub> , н	F <sub>в</sub> , н	P, Вт	F <sub>сд</sub> , н
		4			77			80
1.	5,63	6	1096	2286	113	1131	2359	118
		8			153			158
		10			191			197
		4			65			67
2.	6,28	6	925	2151	96	953		100
		8			130			133
		10			161			166

Таблица 2. Теоретическая зависимость сдвигающей сила  $F_{сд}$  от изменения угла отклонения оси ведомого шкива относительно оси ведущего шкива при различных скоростных режимах движения.

Таблица 2. Теоретическая зависимость сдвигающей силы  $F_{сд}$  от изменения угла отклонения оси ведомого шкива относительно оси ведущего шкива при различных скоростных режимах движения.

Типы Ремней	Угол отклонения, град	Сдвигающая сила $F_{сд}$ (н) при		
		$V_1$	$V_2$	$V_3$
1. Хабасит	1	8	7	5,82
	2	15,8	14	11,6
	3	23,7	20,85	17,38
	4	31,63	27,83	23,2
2. Поли-Белт	1	8,62	7,6	6,3
	2	17,2	15,13	12,6
	3	25,8	22,7	18,9
	4	34,4	30,3	25,2
3. Прорезиненный	1	9,3	8,2	6,83
	2	18,6	16,34	13,6
	3	27,8	24,5	20,4
	4	37,13	32,7	27,2

Из табл.2 видно, что величина сдвигающей силы мало зависит от типа ремней. При угле отклонения оси вращения  $\beta$  ведомого шкива для ремня “Хабасит”  $\beta = 4^\circ$ ,  $F_{сд} = 31,63$  н, а для ремня “Прорезиненный”  $F_{сд} = 37,13$  н. В остальных случаях разница сдвигающих при одинаковых углах несоосности шкивов для рассматриваемых типов ремней не превышает 3,5...4,0 н. Максимальное значение сдвигающей силы при  $\beta = 4^\circ$  (прорезиненный ремень),  $V_1 = 5,58$  м/с. Это объясняется тем, что коэффициент трения ремня со шкивами больше у прорезиненного относительно “Хабасит”. Из таблицы видно, что изменение угла непараллельности осей шкивов значительно влияет на величину сдвигающей силы. Также, выявлено, что с увеличением линейной скорости ремня величина сдвигающей силы уменьшается, повышается кинетическая энергия, а также инерционность системы.

С целью уравнивания или же ликвидации возникающей сдвигающей силы из-за непараллельности осей вращения барабанов (шкивов), ось рекомендуемого натяжного ролика необходимо установить наклонно в противоположную сторону от угла перекоса осей барабанов.

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

$$\alpha \geq \text{arcctg} \left( \frac{1 + \sin^2 \beta}{f + \frac{1}{2} \cdot \sin 2\beta} \right) \quad (7)$$

Согласно полученного условия для определения угла наклона оси натяжного ролика проведён расчёт при разных типах ремня, результаты которых приведены в табл.3.

Результатами расчётов установлены необходимые значения угла установки оси с криволинейным профилем натяжного ролика в зависимости от угла непараллельности шкивов транспортёра разборщика бунтов хлопка-сырца. Так, при  $\beta = 5^\circ$ ,  $\alpha = 22$ ; при  $\beta =$

$7^\circ$ ,  $\alpha = 24^\circ 26'$  для Хабасита и соответственно  $\alpha = 21 \dots 22^\circ 30'$  для прорезиненного ремня. Следует отметить, что полученные результаты позволяют выбирать необходимые параметры натяжного устройства для предотвращения схода ленты (ремня) со шкивов в зависимости от режимов движения и угла непараллельности барабанов.

Таблица 3. Зависимости угла наклона оси  $\alpha^0$  натяжного ролика критическим углом схода ремня  $\beta^0$  при нормальной нагрузке  $T=T_{\text{ном}}$

Типы ремней	Коэффициент трения f	$\beta$ , градус	$\alpha$ , градус
Хабасит	0,34	5	22 <sup>0</sup> 20'
		6	23 <sup>0</sup> 42'
		7	24 <sup>0</sup> 26'
		8	25 <sup>0</sup> 06'
		9	25 <sup>0</sup> 45'
Поли Белт	0,32	5	22 <sup>0</sup> 06'
		6	22 <sup>0</sup> 45'
		7	23 <sup>0</sup> 30'
		8	24 <sup>0</sup> 00'
		9	24 <sup>0</sup> 48'
Прорезиненный	0,30	5	21 <sup>0</sup> 00'
		6	21 <sup>0</sup> 36'
		7	22 <sup>0</sup> 30'
		8	23 <sup>0</sup> 12'
		9	24 <sup>0</sup> 00'

Для каждого типа и материала ремня (плоские, клиновые, кожаные, хлопчатобумажные, прорезиненные) существует определенная величина отношения полезной нагрузки  $F_t$  (окружной силы) и начального натяжения  $S_0$ , при котором проявляется наибольшая тяговая способность передачи при наибольшем К.П.Д. Это отношение называется коэффициентом тяги:

$$\phi = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} = \frac{F_t}{2 \cdot S_0} = \frac{\sigma_t}{2 \cdot \sigma_0} \quad (8)$$

Относительное скольжение

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100\% \quad (9)$$

где  $V_1$  и  $V_2$  – окружные скорости на ведущем и ведомом шкивах.

Допускаемое полезное напряжение

$$[\sigma_t]_0 = 2 \cdot \phi_K \cdot \sigma_0 = a - \omega \cdot \frac{\delta}{D_{\min}} \quad (10)$$

где  $\phi_K$  – критическое значение коэффициента тяги, при котором достигается оптимальная нагрузка передачи и наибольший К.П.Д. Принимается для ремней кожаных и прорезиненных – 0,6; шерстяных – 0,4; хлопчатобумажных – 0,5; клиновых 0,7...0,9; а  $a$  и  $\omega$  – вспомогательные величины, зависящие от типа и материалов ремня, а величина  $a$  зависит также от  $G_0$  [1].

Полезное допускаемое напряжение в действительных условиях работы.

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_V \cdot C_P \cdot C_0 \quad (11)$$

где  $C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha^0)$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата;  $C_V$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости, для плоскоремennых передач  $C_V = 1,04 - 0,0004 \cdot V_2$ ; для клиноремennых передач  $C_V = 1,05 - 0,0005 \cdot V_2$ ;  $C_P$  – коэффициент, учитывающий влияние режима работы;  $C_0$  – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона  $\alpha$  межосевой линии к горизонту, а также способа натяжения ремня

Таблица 4. Зависимости угла наклона оси  $\alpha^\circ$  натяжного ролика критическим углом схода ремня  $\beta^\circ$  при нормальной нагрузке  $T = T_{ном}$

Типы ремней	Коэффициент трения f	$\beta$ , градус	$\alpha$ , градус
Хабасит	0,34	5	22°20'
		6	23°42'
		7	24°26'
		8	25°06'
		9	25°45'
Поли Белт	0,32	5	22°06'
		6	22°45'
		7	23°30'
		8	24°00'
		9	24°48'
Прорезиненный	0,30	5	21°00'
		6	21°36'
		7	22°30'
		8	23°12'
		9	24°00'

Произведём расчет ремней на долговечность, при этом приблизительное значение ресурса работы ремня (ленты) в часах:

$$L_h = \left( \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}} \right)^m \frac{10^7 \cdot C_u \cdot C_H}{2 \cdot 3600 \cdot v} = \left( \frac{6}{5,2} \right)^5 \frac{10^7 \cdot 1,2 \cdot 2}{2 \cdot 3600 \cdot 4,19} = 1909 \text{ час} < [L_h] \quad (12)$$

где  $\sigma_{max}$  – определяется по уравнению;  $m = 5$  – для плоских ремней;  $m = 8$  – для клиновых;  $\sigma_y$  – предел выносливости, для прорезиненных ремней без прослоек – 7, для клиновых ремней – 9, для хлопчатобумажных ремней  $\sigma_y = 4 \dots 5$  н/мм<sup>2</sup>;  $C_u$  – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа; при  $u = 1; 2; 4$  соответственно 1; 1,7; 1,9;  $C_H$  – коэффициент, учитывающий непостоянство нагрузки: при постоянной нагрузке  $C_H = 1$ , при изменении нагрузки от 0 до расчетной величины  $C_H = 2$   $V$  – скорость ремня, м/с;  $l$  – длина ремня м;  $v$  – число пробегов в секунду [ 2 ].

$$v = \frac{V}{\ell} = \frac{6}{1,4321} = 4,19 \quad (13)$$

Теоретические работы по изучению характеристик взаимодействия ремня с роликом и их влияния на устойчивость вращения ременных передач можно разделить на группы. К первой группы относятся работы, в которых ремень считается жестким, а условие качения ролика с ремнем без проскальзывания отображается классическими уравнениями неголономных связей. Авторы работ, относящихся к второй группе, также считают ремень абсолютно жестким, но придают ему свойство бокового увода. В этом случае при составлении уравнений движения ременных передач учитывается лишь сила, сдвигающая ремень со шкива, связанная с боковой деформацией ремня. Поэтому возникающее при этом боковое смещение ремня получило название бокового увода, а теория, изучающая это явление, называется гипотезой увода. Многочисленные эксперименты показали что боковая сила  $F_{сд}$  пропорциональна углу увода  $\beta$ , т.е.  $F_{сд} = K_Q \cdot \beta$ . где  $K_Q$  – называется коэффициентом сопротивления уводу и определяется экспериментально.

Определяем коэффициент трения между контактирующими поверхностями:

$$f = \frac{2 \cdot [\delta] \cdot (1 - \mu)}{0,8225 \cdot R_{\max} \cdot \Delta_{кр} \cdot (2 - \mu)} \quad (14)$$

где  $[\Delta_{кр}]$  – величина предельного смещения поверхности относительно другой;  $R_{\max}$  – максимальная неровнота поверхности;  $\mu$  – коэффициент Пуассона, для прорезиненного ремня  $\mu = 0,5$ ; для других случаев определяется по формуле

$$\mu = \frac{E}{2 \cdot G} - 1 \quad (15)$$

где:  $E$  – модуль упругости первого рода (модуль продольной упругости);

$G$  – модуль упругости второго рода (модуль сдвига).

$\Delta_{кр}$  – критическое деформационное смещение от радиусов криволинейного профиля натяжного ролика, который определяется по формуле

$$\Delta_{кр} = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2 \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot \cos \gamma} \quad (16)$$

где  $R_1$  и  $R_2$  – радиус дуги со стороны меньшего и большего диаметра натяжного ролика;  $\gamma$  – угол, образованный горизонталью и линией, соединяющей точки  $D_1$  и  $D_2$  в плоскости оси ролика.

$$R_1 = \frac{L}{4 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} \cdot \cos \gamma}; \quad R_2 = \frac{L}{4 \cdot \sin \frac{\alpha_2}{2} \cdot \cos \gamma} \quad (17)$$

Где:  $L$  – длина натяжного ролика;  $\alpha_1$  – угол, образованный осью ролика и касательной, проведённой к дуге со стороны большего диаметра ролика  $D_2$ ;  $\alpha_2$  – угол, образованный осью ролика и касательной, проведённой к дуге со стороны меньшего диаметра ролика  $D_1$  [3]; Анализируя все проведенные нами зависимости сдвигающей силы  $F_{сд}$  от изменения угла отклонения ведомого шкива  $\beta$  относительно оси ведущего шкива при различных скоростных режимах движения. Для различных лент физико-механическими свойствами привели зависимости (рис. 2) угла наклона оси натяжного ролика  $\alpha$  от коэффициента трения  $f$  между контактирующими поверхностями [4].

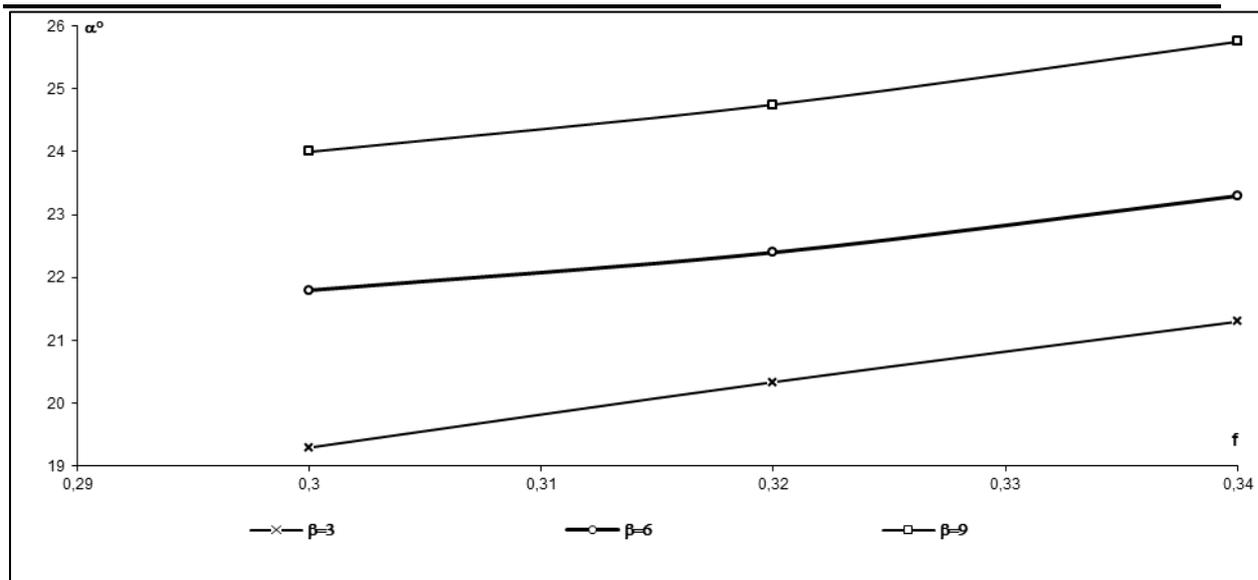


Рис.2.

Рис 2. Теоретическая зависимость угла наклона оси  $\alpha^\circ$  натяжного ролика относительно коэффициента трения  $f$  при угле непараллельности  $\alpha^\circ = 3^\circ; 6^\circ; 9^\circ$ .

Результаты производственных испытаний ленточного транспортёра с рекомендуемым центрирующим натяжным роликом.



Рис.3. Общий вид опытного образца натяжного устройства.

Технико-экономическая эффективность предлагаемого ленточного транспортёра с натяжным устройством заключается в повышении надежности и КПД транспортёра за счет устранения бокового схода ленты [5].

Для изучения работоспособности эффективной конструкции центрирующего натяжного устройства из материала “Капрлон-В” был изготовлен опытный образец и установлен на ленточном транспортёре типа ТЛХ-18 [6].

На рис.3. приведены общий вид установки опытного образца рекомендуемой конструкции на ленточном транспортёре типа ТЛХ-18 [7,8].

Сравнительные испытания модернизированного ленточного конвейера с рекомендованным центрирующим натяжным роликом показали высокую

работаспособность и надежность в работе. При этом сход ленты с барабанов фактический отсутствует, даже при не соосности оси барабанов (7-8 градусов), ликвидированы забои хлопка-сырца при 4-6 транспортировании. Производительность увеличился 12% по отношению к существующей конструкции. Ресурс работы рекомендуемой конструкции увеличился (10-15)%.

### Выводы

Рекомендовано эффективная конструктивная схема центрирующего натяжного ролика ленточного транспортера. Получены закономерности движения барабанов транспортера, обоснованы параметры системы. Приведены производственные испытания модернизированного конвейера.

### References

1. Максак В.И. Предварительное смещение и жесткость механического контакта. М., “Наука”, 1975 г., с.59.
2. Митрофанов В.П. Природа упругого предварительного смещения. Всб. “Теория трения и износа”. М., “Наука”, 1965, с.8...11.
3. Патент № Fap 00780. Плоскоременной передача с натяжным роликом Жураев А.Ж., Давидбаев Б.Н., Мирзаханов Ю.У., Давидбоева Н.Б. Умаров Б.Х. 24.04.2012 г.
4. Davidboev V. et al. Research of lateral assembly of the belt in flat-belt transmissions and transport mechanisms //International Journal of Scientific and Technology Research. – 2020. – Т. 9. – №. 1. – С. 3666-3669.
5. Джураев А. и др. Шарнирно-рычажная муфта //Патент Кыргызской Республики. – Т. 116.
6. Мирзахонов, Ю. У., & Муллажонова, М. М. (2021). Теоретическая Исследование Технологический И Транспортирующим Машины С Плоскоременной Передачи С Натяжным Роликам. *Central Asian journal of theoretical & applied sciences*, 2(10), 161-164.
7. 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).
8. 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).