

УДК 621.01

ДИНАМИКА МАШИННОГО АГРЕГАТА С ШНЕКОВЫМ ПРИВОДОМ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ И ОЧИСТКИ ХЛОПКОВОГО ЛИНТА

Юлдашев Козимжон Комилжонович

Андижанский машиностроительный институт,

доктор философии технических наук

E-mail: kozimjon590@gmail.com,

Тешабоев Ойбек Абдуманноб угли

Андижанский машиностроительный институт, докторант,

E-mail: masterlevelteshaboyev@mail.ru,

Эшонходжаев Дилмурод Одилович

Андижанский машиностроительный институт, докторант,

E-mail: gpyudilmurod71@gmail.com

***Аннотация.** В статье приведены конструктивная схема и принцип работы конвейера с винтом с зигзагообразным профилем. На основе решения задачи динамики системы с учетом динамической механической характеристики двигателя, инерционных, упруго-диссипативных параметров, а также технологических нагрузках от транспортируемого и очищаемого хлопкового линта получены закономерности движения рабочего органа, обоснованы основные параметры конвейера. На основе производственных сравнительных испытаний рекомендуемого конвейера обоснована эффективность использования его на производстве.*

***Ключевые слова.** Конвейер, винт, зигзагообразный профиль, волокнистый материал, линт, транспортировка, очистка, динамика, закон движения, момент инерции, жесткость, диссипация, сопротивление, размах колебаний.*

***Annotation.** The article presents a constructive scheme and the principle of operation of the conveyor with a screw with a zigzag profile. Based on the solution of the problem of system dynamics, taking into account the dynamic mechanical characteristics of the engine, inertial, elastic-dissipative parameters, as well as technological loads from the transported and cleaned cotton lint, regularities of movement of the working body are obtained, the basic parameters of the conveyor are substantiated. Based on production comparative tests of the recommended conveyor, the efficiency of its use in production is recommended.*

Keywords. Conveyor, screw, zigzag profile, fibrous material, lint, transportation, cleaning, dynamics, law of motion, moment of inertia, stiffness, dissipation, resistance, oscillation range.

Введение. В существующих винтовых конвейерах при транспортировке волокнистых материалов, особенно хлопка, из-за недостаточного разрыхления материала выделяется недостаточное количество сора. Кроме того, из-за недостаточного трения между винтовой поверхностью и волокнистым материалом они отстают при транспортировке, что приводит к дополнительным механическим повреждениям волокнистого материала (хлопок и его отходы). Взаимодействие винтовой поверхности с волокнистым материалом происходит монотонно в одном направлении, с постоянной вынуждающей силой, что не обеспечивает эффективности их очистки.

Литература и методология. При этом, чтобы обеспечить достаточное разрыхление транспортируемого волокнистого материала, повысить очищающий эффект и требуемую производительность транспортировки, конструкция винтового конвейера была усовершенствована за счет увеличения площади контакта, увеличения силы трения, а также как изменение направления силы взаимодействия шнека с транспортируемым волокнистым материалом [4].

Кинематическая схема винтового конвейера для транспортировки и очистки хлопкового пуха представлена на рис.1. Движение от асинхронного двигателя 1 передается на винт 7 через ременную передачу 2, редуктор 3 и муфту 4 [5,6].

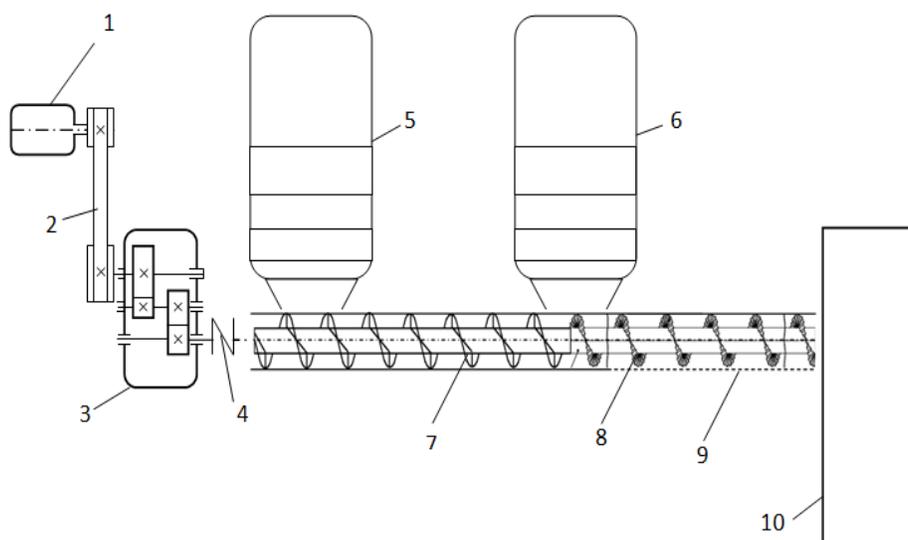


Рисунок 1. Кинематическая схема винтового конвейера.

где находится электродвигатель 1, ременная передача 2, редуктор 3, сцепление 4, конденсатор 5,6, серийный винт 7, винт с зигзагообразным профилем 8, сетчатая поверхность 9, пресс 10.

На кинематической схеме рис.1. шуруп представлен в двух вариантах, 7-серийный вариант, 8-рекомендованный шуруп с зигзагообразным профилем. Учитывая, что в кинематической схеме конвейера-очистителя используется ременная передача и сцепление.

Для составления системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику движения рабочих органов винтового конвейера транспортирования и очистки хлопкового пуха, использовали уравнение Лагранжа второго рода [6,7]. Для трехмассовой системы приняты следующие обобщенные координаты: φ_{∂} - угловое перемещение ротора асинхронного двигателя; $\varphi_{\text{в}}$ -угловое перемещение входного вала коробки передач; $\varphi_{\text{р}}$ - угловое смещение шнека конвейера. Асинхронный двигатель учитывался в виде механической динамической характеристики, полученной А.Е. Левиным [8,9]:

$$\begin{aligned} \dot{M}_{\partial} &= \psi(\omega_c - p\dot{\varphi}_{\partial}) - M_{\partial} \frac{1}{T_{\text{э}}}; \\ \dot{\psi} &= \frac{2M_{\text{к}} - \psi}{T_{\text{э}}} - (\omega_c - p\dot{\varphi}_{\partial}) - M_{\partial}; \end{aligned} \quad (1)$$

$$T_{\text{э}} = (\omega_c - S_{\text{к}})^{-1}; \quad \psi = \frac{S_{\text{к}}}{S} (M_{\partial} + T_{\text{э}} M_{\partial})$$

где, M_{∂} - приводной момент двигателя; $\dot{\varphi}_{\partial}$ - угловая скорость ротора двигателя; p - количество пар полюсов; $S, S_{\text{к}}$ - скольжение ротора и его критическая величина; $T_{\text{э}}$ - электромагнитная постоянная времени; ψ - вспомогательная переменная; ω_c - круговая частота сети.

Упругость и диссипацию ремня и муфты следует учитывать в виде круговой жесткости и диссипации. При расчетах учитывались следующие выражения [10]:

$$c = \frac{aR^2 EF}{e_p}; \quad b = \frac{c}{2\pi(2\pi/T)} \quad (2)$$

где, c, b - коэффициент круговой жесткости и коэффициент рассеяния; a - коэффициент, учитывающий влияние предварительного натяжения; R - радиус

шкива; E — модуль упругости; F – площадь поперечного сечения; e_p - длина ремня; T - период колебаний.

Система дифференциальных уравнений, описывающих движение элементов винтового конвейера, имеет вид:

$$\begin{aligned}
 M_\delta &= f(\dot{\varphi}_\delta); \\
 J_\delta \ddot{\varphi}_\delta &= M_\delta - \epsilon_p \Delta \dot{\varphi}_{op} - C_p \Delta \varphi_{op}; \\
 J_{np} \ddot{\varphi}_{ред} &= u_{op} (\epsilon_p \Delta \dot{\varphi}_{op} + c_p \Delta \varphi_{op}) - \epsilon_m \Delta \dot{\varphi}_{mv} - c_m \Delta \varphi_{mv} - M_{тр}; \\
 J_{mv} \ddot{\varphi}_v &= u_{pv} (\epsilon_m \Delta \dot{\varphi}_{mv} + c_m \Delta \varphi_{mv}) - M_{mv} - M_c; \\
 \Delta \varphi_{op} &= \varphi_\delta - \varphi_{ред} u_{op}; \Delta \varphi_{mv} = \varphi_{ред} - u_{pv} \varphi_v; \\
 M_c &= M_1 + M_0 \sin \omega_\delta t \pm \delta M_1
 \end{aligned} \tag{3}$$

J_δ , J_{np} , J_{mv} - приведенные моменты инерции масс на валу двигателя, на входном валу редуктора, на карданном валу; c_p , c_m , b_p , b_m - коэффициенты круговой жесткости и коэффициенты рассеивания ременной передачи и сцепления; M_1 , M_0 , δM_1 - составляющие технологической нагрузки от транспортируемого и очищенного хлопкового пуха, M_{mv} - момент сил трения на валу шнека.

Численное решение системы (3) выполнялось на ПК с использованием стандартных программ при следующих значениях параметров: асинхронный двигатель Y132S-8, $P=2.2\text{kW}$; $n=710\text{об/мин}$; $u_{op}=1,27$; $u_{pv}=20$; $J_\delta=1,12\text{кгм}^2$; $J_{np}=2,89\text{кгм}^2$; $J_{mv}=7,14\text{кгм}^2$; $c_p=(200\div 250)\text{Нм/рад}$; $\epsilon_p=(5,0\div 5,5)\text{Нмс/рад}$; $c_m=(400\div 420)\text{Нм/рад}$; $\epsilon_m=(9,5\div 10,5)\text{Нмс/рад}$; $M_1=(46\div 65)\text{Нм}$; $M_0=(5.5\div 10)\text{Нм}$; $\delta M_1=(0,05\div 0,07) M_1$; $M_{TB}=(35\div 45)\text{Нм}$.

На основе решения системы дифференциальных уравнений (3) при следующих начальных условиях $t=0$; $\dot{\varphi}_g=0$; $\dot{\varphi}_{ред}=0$; $\dot{\varphi}_b=0$; $M_g=0$; $M_c=0$. получены закономерности изменения угловых скоростей ротора асинхронного двигателя, винтового конвейера, а также момента на валу двигателя.

Результаты и обсуждение. Построены графические зависимости параметров конвейера. На рис. 2 представлены графические зависимости изменения угловых скоростей ротора двигателя и шнека транспортера от увеличения нагрузки от транспортируемого ворса. Зависимости нелинейные.

При увеличении момента сопротивления до 125 Нм и силы трения до 35,0 Нм угловая скорость двигателя уменьшается до $63,1 \text{ c}^{-1}$ при $J_o/J_{op} = 0,85$, а при увеличении J_o/J_{op} до 1,15 угловая скорость ротор уменьшается до $60,3 \text{ c}^{-1}$. Соответственно угловая скорость винтового конвейера уменьшается до $24,9 \text{ c}^{-1}$ и $23,8 \text{ c}^{-1}$. Для обоснования значений моментов инерции ротора и винта построены соответствующие графики, представленные на рис. 3. Из них видно, что увеличение J/J_{op} от 0,25 до 1,5 приводит к увеличению нагрузка на двигатель. При этом момент на валу двигателя увеличивается до 20,9 Нм при $M_c = 47,0 \text{ Нм}$, а при увеличении нагрузки до 81,0 Нм момент на валу двигателя возрастает до 43,0 Нм. При этом размах колебаний шнека снижается до $(1,4 \div 1,6) \text{ c}^{-1}$, что недостаточно для встряхивания транспортируемого хлопкового линта. На основании экспериментальных данных для обеспечения $\Delta\dot{\phi}_e = (2,0 \div 2,5) \text{ c}^{-1}$ рекомендуемыми значениями являются $J_e/J_{op} = (0,6 \div 0,8)$.

$$1,3 - \dot{\phi}_o = f(M_c); \quad 2,4 - \dot{\phi}_e = f(M_c);$$

$$1,2 - \text{при } J/J_p = 0,85; \quad 3,4 - \text{при } J/J_p = 1,15;$$

$$M_{me} = 35,0 \text{ Нм}; \quad \delta\dot{\phi}_o \leq (5,0 \div 7,0)\% \text{ от } \dot{\phi}_o; \quad \delta\dot{\phi}_e \leq (5,0 \div 7,0)\% \text{ от } \dot{\phi}_e.$$

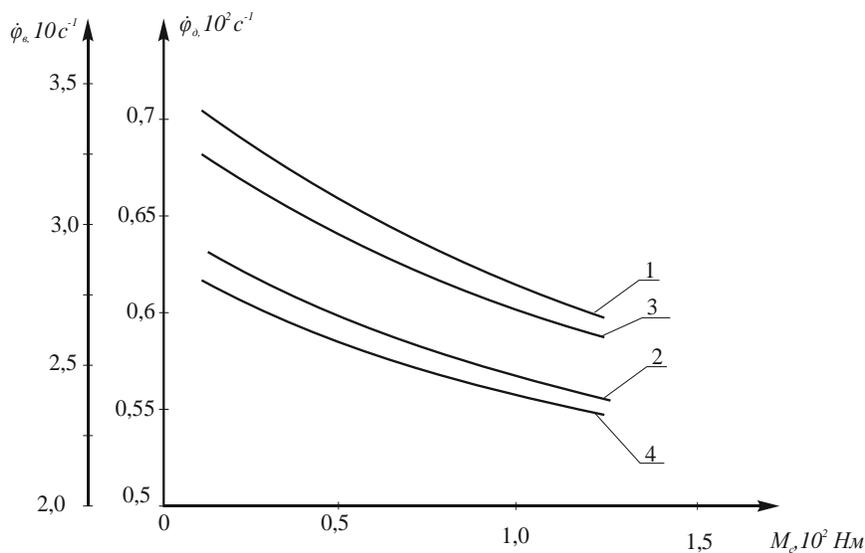


Рис. 2. Графические закономерности изменения угловых скоростей ротора двигателя и шнека конвейера при изменении технологической нагрузки

$$1,3-M_{\delta} = f(J/J_p); 3,5-\Delta\dot{\varphi}_{\delta} = f(J/J_p); 4,6-\Delta\dot{\varphi}_{\epsilon} = f(J/J_p);$$

$$1,5,6\text{-при } M_C = 47,0\text{Нм}; 2,3,4\text{-при } M_C = 81,0\text{Нм}.$$

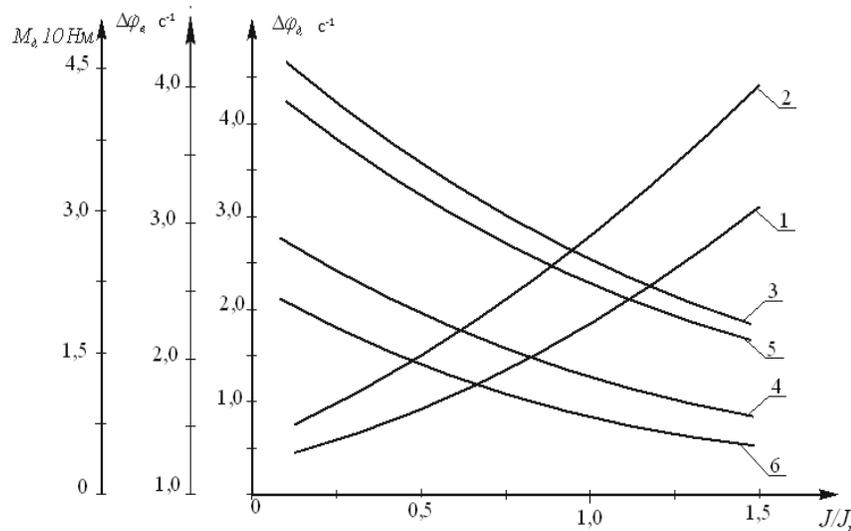
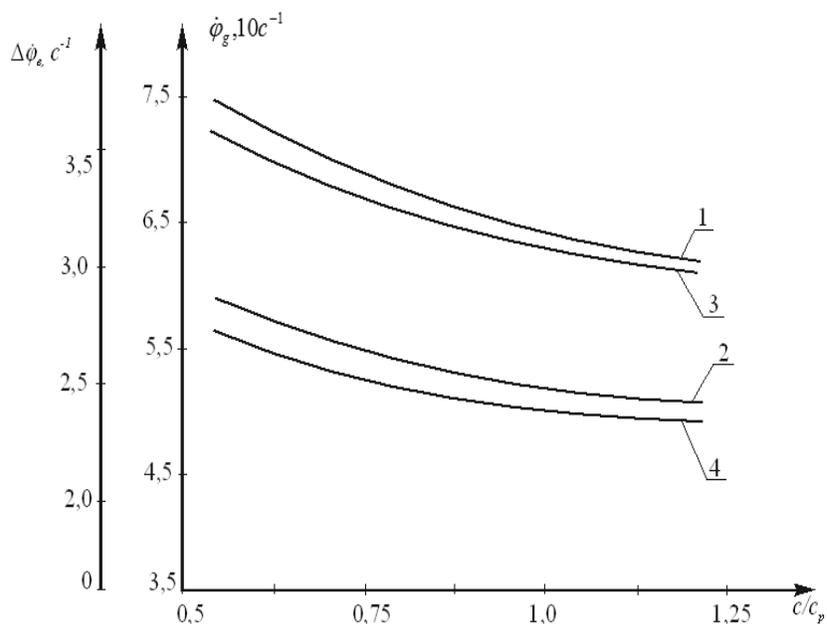


Рис.3. Зависимости изменения размаха колебаний угловых скоростей воздушного винта и на валу двигателя, а также крутящего момента двигателя от изменения относительных значений моментов инерции масс.

Важно изучить параметры ременной передачи и муфты винтового конвейера. Полученные зависимости представлены на рис.4. Увеличение относительной круговой жесткости ремня и сцепления с 0,60 до 1,2 приводит к снижению $\dot{\varphi}_{\delta}$ с 73 С до $64,8\text{ с}^{-1}$ при $m_c=45$. При увеличении нагрузки до 60 Нм угловая скорость $\dot{\varphi}_{\delta}$ снижается до $62,7\text{ с}^{-1}$. При этом $\dot{\varphi}_{\epsilon}$ снижается до $23,7\text{ с}^{-1}$. Следует отметить, что увеличение c/c_p приведет к выравниванию угловых скоростей. Поэтому рекомендуемые значения $c/c_p = (0,75 \div 0,85)$, при которых обеспечивается требуемая неравномерность вращения шнека с зигзагообразным профилем.

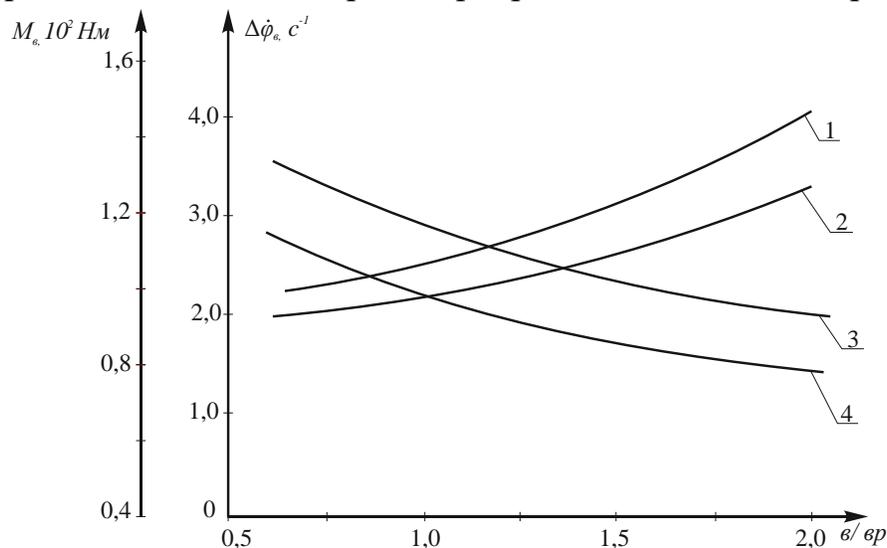
Известно [9,10], что диссипативные характеристики в упругих элементах позволяют гасить колебания, особенно собственные, в переходных режимах. На рис. 5 представлены графические зависимости изменения M_{ϵ} и $\Delta\dot{\varphi}_{\epsilon}$ от увеличения v/v_p .



$$1,3-\dot{\phi}_o = f(c/c_p); 2,4-\dot{\phi}_e = f(c/c_p);$$

$$1,2-\text{при } M_C = 45\text{Нм}; 3,4-\text{при } M_C = 60\text{Нм}$$

Рис. 4. Зависимости изменения угловых скоростей шнека конвейера и ротора двигателя от изменения относительной жесткости на кручение упругих шестерен в приводе машины для транспортирования и очистки ворса.



$$1,2-M_o = f(e/ep); 3,4-\Delta\dot{\phi}_e = f(e/ep);$$

$$1, 4-\text{при } M_C = 55\text{Нм}; 2, 3-\text{при } M_C = 75\text{Нм};$$

Рис. 5. Закономерности изменения нагрузки и размаха колебаний угловой скорости шнека конвейера от относительных значений тепловых потерь муфты.

Анализ полученных графиков показывает, что при увеличении b/b_p от 0,62 до 2,1 нагрузка на вал конвейера увеличивается с 84,1 Нм до 118,3 Нм при $M_c = 55H \cdot м$ и $M_{тр} = 35$ Нм. С увеличением технологической нагрузки момент на валу конвейера увеличивается до (142÷145) Нм. Это приводит к увеличению требуемой мощности системы. Это значительно снижает $\Delta\phi_g$ с 2,7°C до 1,4°C при $M_c = 55H \cdot м$. Это нежелательно. Так как уменьшение $\Delta\phi_g$ снижает очищающее действие хлопкового пуха. Поэтому рекомендуемые значения $b/b_p = (0,6 \div 0,65)$.

Исходя из обоснованных параметров рабочих органов винтового конвейера, был спроектирован и изготовлен опытный образец, общий вид которого представлен на рисунке 6.



а)



б)

Рис.6. Общий вид винтового конвейера с зигзагообразным рабочим профилем для транспортирования и очистки хлопкового линта.

а — общий вид шнека с зигзагообразным профилем; б - Винт, установленный в корпусе машины.

Проведены испытания рекомендуемой конструкции конвейера с зигзагообразной поверхностью шнека в сравнении с существующим вариантом в условиях хлопкоочистительного завода. Результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1

Технологические показатели сравниваемых конвейеров

№	Хлопок сорт	Влажность	Вес	Серийный конвейер							Рекомендуемый винтовой конвейер							Разница в среднем очищающем эффекте при транспортировке линта			
				Цельные семена	Пух	Кожица	Мелкий мусор	Угар	Общий мусор	Вывод линта	Цельные семена	Пух	Кожица	Мелкий мусор	Угар	Общий мусор	Вывод линта	грамм	%		
								грамм	%							грамм	%				
1	1	5,93	50	0,076	1,51	1,26	1,28	0,023	4,15	45,84	91,69	0,02	0,48	0,47	0,39	0,01	1,38	48,62	97,05	2,77	5,54
2	2	6,9	50	0,106	1,85	1,66	1,77	0,07	5,47	44,47	88,94	0,056	0,6	0,52	0,63	0,03	1,84	48,16	96,32	3,63	7,37
3	3	7,53	50	0,19	2,39	2,04	2,57	0,15	7,34	42,66	85,32	0,076	0,75	0,87	1,03	0,06	2,87	47,21	94,43	4,56	9,11

Анализ данных табл. 1 показывает, что при использовании шнека с зигзагообразным профилем выбрасываемый пух уменьшается в $(3 \div 3,5)$ раза, а также уменьшается повреждение семян (кожуры) хлопчатника. Отбор мелкого помета увеличен в $(2,0 \div 2,5)$ раза по сравнению с существующим конвейером. Общий очищающий эффект хлопкового линта увеличивается на $(6,0 \div 10,5)\%$ на рекомендуемом конвейере по отношению к серийной машине.

Выводы. Рекомендована новая конструктивная схема конвейера со шнеком с зигзагообразным профилем. В результате теоретических исследований получены законы движения ротора двигателя и шнека конвейера, обоснованы параметры и режимы движения системы. Производственные испытания показали, что рекомендованный зигзагообразный транспортер позволяет значительно увеличить эффект очистки от ворса.

Литература:

1. Мирошниченко Г.И. Основы проектирования машин первичной обработки хлопка. М. Машиностроение. 1972, 486 с.
2. Джураев А. и др. Теория механизмов и машин. Изд. Г.Гулом. 2004, 582 с.
3. Спиваковский А.О. и Дьячков В.К. Транспортирующие машины. Изд. 2-е перераб. И доп. М., Машиностроение, 1968 г., с. 356.
4. Джураев А., Ташпулатов Д.С., Элмонов С.М., Плеханов А.Ф., Жилисбаева Р.О. Разработка ресурсосберегающей технологии очистителя натурального волокна от примесей и обоснование параметров колосника на упругих опорах. Технология текстильной промышленности № 6. 2018, 76-79 с.
5. Джураев А., Юлдашев К., Хусанов Я., Махмудов Л. Винтовой конвейер. Патент. Рес. Узб. № IAP 06472, 31.05.2021, Бюл. №5.
6. Джураев А., Максудов Р. Теория механизмов и машин, учебник, часть, Изд. "Наука и технология". Ташкент, 2019, 300 с.
7. Djurayev A., Yunusov S.Z., Normatov E.A. Analysis of the surface of the arralious double plastic consolidated collector. Scopus. International journal of advanced research science. Engineering and technology. Volume-5, Issue-12, December 2018, p. 7578-7582.
8. Джураев А., Юлдашев К. "Dynamics of the Screw Conveyor for Transportation and Cleaning of Fiber Material" International Journal of Advanced Science and Technology. Vol. 29, No. 5, (2020), pp. 8557-8566. ISSN: 2005-4238.
9. Djurayev A., Daliyev Sh.I., Development of the design and justification of the parameters of the composite flail drum of a cotton cleaner. European sciences reiew scientific journal. № 7-8, 2017, p.96-100.
10. Djuraev A., Mamakhanov A., Yuldashev K., "Analysis of experimental studies of noise in a transmission with a belt-element chain and stars" FerPI, "Journal of Scientific Technology" 2020. 25-31.