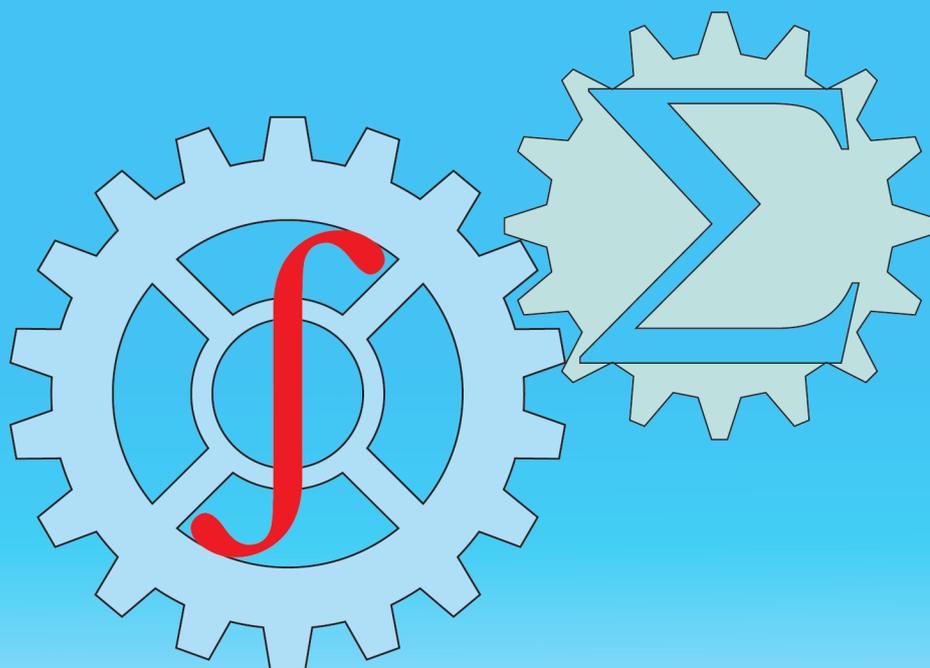




ISSN: 2010-7250
Published from 1992

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
Mechanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti

МЕХАНИКА МУАММОЛАРИ ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ PROBLEMS OF MECHANICS



2025
Volume 34
No: 4

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON
JURNALI

4

2025

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

Ташкент – 2025

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор – докт. физ.-мат. наук, проф. К.С. СУЛТАНОВ
Заместитель главного редактора – докт. физ.-мат. наук Р.А. АБИРОВ
Заместитель главного редактора – PhD Н.А. НИШОНОВ
Ответственный секретарь – докт. тех. наук М.М. ХАМДАМОВ

Абдикаримов Р.А. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Мирсаидов М. д.т.н., проф., академик АН РУз (Ташкент)
Абдусаттаров А. д.т.н., проф. (Ташкент)	Мухаммадиев Д.М. д.т.н., проф. (Ташкент)
Азимов Д. д.т.н., проф. (США)	Панахов Г.М. д.т.н., проф., член-корр. НАНА (Баку)
Алдошин Н.В. д.т.н., проф. (Москва)	Паровик Р. д.ф.-м.н. (Петропавловск-Камчатский)
Алимухамедов Ш.П. д.т.н., проф. (Ташкент)	Ризаев А.А. д.т.н., проф. (Ташкент)
Ахмедов А.Б. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Сагдиев Х.С. к.т.н. (Ташкент)
Бахадиров Г.А. д.т.н., проф. (Ташкент)	Сирожиддинов З. д.т.н., проф. (Самарканд)
Быковцев А.С. д.ф.-м.н., проф. (США)	Старовойтов Э.И. д.ф.-м.н. (Гомель, Беларусь)
Ватин Н.И. д.т.н., проф. (Санкт-Петербург)	Тохилов Ш.М. к.ф.-м.н. (США)
Дусматов О.М. д.ф.-м.н., проф. (Самарканд)	Тухтакузиев А.Т. д.т.н., проф. (Ташкент)
Зубарев А.Ю. д.ф.-м.н., проф. (Екатеринбург)	Юлдашев Ш.С. д.т.н., проф. (Наманган)
Исмоилова С.И. д.т.н., проф. (Ташкент)	Худайкулиев Р.Р. к.т.н. (Ташкент)
Казанцев С.П. д.т.н., проф. (Москва)	Хужаев И.К. д.т.н., проф. (Ташкент)
Кузнецов С.В. д.ф.-м.н., проф. (Москва)	Хужаёров Б.Х. д.ф.-м.н., проф. (Самарканд)
Маликов З.М. д.т.н., проф. (Ташкент)	Хусанов Б.Э. д.т.н. (Ташкент)
Мамасаидов М.Т. д.т.н., проф., академик НАН КР (Ош)	Шардаков И.Н. д.ф.-м.н., проф. (Пермь)
Мардонов Б.М. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Эргашов М. д.т.н., проф. (Ташкент)
Матвеев В.П. д.т.н., проф., академик РАН (Пермь)	Ювмитов А.С. д.т.н., с.н.с. (Ташкент)

Адрес редакции:

*100125, Ташкент, Академгородок, Дурмон йули, 40.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз*

*Телефон: +99855 520-02-45
+99855 520-04-46*

E-mail: instmechofficial@gmail.com

Технический редактор: Михайлова В.В.

Журнал зарегистрирован Агентством по печати и информации Республики Узбекистан 22.12.2006 г.
Регистрационный номер 0050.

Номер одобрен на заседании редакционной коллегии журнала 25.12.2025

Сдано в набор 15.12.2025. Подписано в печать 29.12.2025.

Формат 60×84 1/8. Гарнитура Times New Roman. Ризография.

Усл.- печ. л. 6.5. Уч.-изд. л. 6.82. Тираж 130.

Цена договорная.

Отпечатано в типографии ООО "Munis design group":

100170, г. Ташкент, ул. Буз-2, презд, дом 17-А.

Yusupxodjayeva G.A., Bekchanova D.S. Tabiiy ipakning ikkilamchi chiqindilaridan aralash yigirilgan ip ishlab chiqarish texnologiyasi

Annotatsiya. Ushbu maqolada, paxta tolalari va tabiiy ipakning ikkilamchi tolali chiqindilaridan aralash yigirilgan ip olishning texnologik parametrlarini ishlab chiqish bo'yicha tadqiqot natijalari keltirilgan. Zamonaviy paxtani yigirish uskunalarining texnologik imkoniyatlarini inobatga olgan holda, aralash tarkibli yigirilgan iplarni ishlab chiqarish bo'yicha takomillashtirilgan yangi texnologik zanjir keltirilgan, hamda olingan yangi aralash ipning fizik, mexanik va texnologik parametrlari taqdim etilgan. Shuningdek, mato ishlab chiqarilgan to'quv mashinasining belgilangan muqobil parametrlarining ko'rsatkichlari keltirilgan.

Kalit so'zlar: tola, chiqindi, tabiiy ipak, paxta tolasi, aralash ip, gazlama.

Yusupkhodjaeva G.A., Bekchanova D.S. Technology for producing blended yarn from recycled silk waste

Abstract. This paper presents the findings of a study focused on developing process parameters for producing blended yarn from cotton fibers and recycled silk waste. It introduces a new process chain for creating blended yarns using modern cotton spinning equipment, considering its technological capabilities. The study also details the physical, mechanical, and technological properties of the resultant blended yarn. Additionally, the threading parameters of the weaving loom utilized to produce the fabric are discussed.

Keywords: fiber, waste, natural silk, cotton fiber, blended yarn, fabric.

УДК:633.511

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОГО ПРИВОДА ХЛОПКОУБОРОЧНОГО АППАРАТА, ОСНАЩЕННОГО МАЛОГАБАРИТНЫМИ ЭЛЛИПТИЧЕСКИМИ БАРАБАНАМИ

Равутов Ш.Т.

¹Ташкентский Государственный технический университет, Ташкент, Узбекистан

E-mail: mr.ravutov@mail.ru

Аннотация. Статья посвящена обоснованию конструктивных параметров зубчатого привода хлопкоуборочного аппарата нового типа, который обеспечивает повышение полноты сбора хлопка до 90–92 % и снижает трудоёмкость технического обслуживания за счёт оснащения существующего вертикального шпиндельного хлопкоуборочного аппарата 10-ти шпиндельными малогабаритными эллиптическими барабанами. При этом в качестве основного фактора для обоснования конструктивных параметров зубчатого привода нового аппарата выбран коэффициент опережения шпиндельных барабанов $k = 1,28 \div 1,51$.

Ключевые слова: полнота сбора, коэффициент опережения, шпиндельный барабан, эллиптический барабан, зубчатое колесо, количество зубьев, съёмник.

Введение. Несмотря на значительное снижение темпов выращивания хлопка в Узбекистане в последние годы, его нынешние объёмы (близкие к 3 млн тонн) требуют механизации уборки урожая, и задача механизация сбора хлопка остаётся актуальной.

В большинстве стран, занимающихся выращиванием хлопка, для уборки урожая, в основном, применяются горизонтально шпиндельные хлопкоуборочные машины (ГШ ХУМ). Такие машины обеспечивают высокую полноту сбора (до 95%) и производительность. Однако, стоимость и эксплуатационные расходы этих машин чрезвычайно высокие, для достижения требуемой рентабельности их применения необходимо, чтобы урожайность хлопка на поле составляла не менее 40–45 центнеров с гектара и период раскрытия коробочек был максимально сжатым (естественный процесс раскрытия не должен превышать 5–7 дней) [1]. В условиях, где средняя урожайность не превышает 30–35 ц/га, а период, необходимый для подготовки урожая к уборке, растягивается до 10–15 дней, рентабельность оказывается низкой, а качество собранного урожая резко ухудшается.

Вертикально-шпиндельные хлопкоуборочные машины (ВШ ХУМ), изготавливаемые в настоящее время на машиностроительных предприятиях республики на кооперативной основе и предоставляемые фермерам, по полноте сбора, производительности и техническому уровню не могут конкурировать с ГШ ХУМ. Однако эти машины являются недорогими и имеют простую конструкцию. Расходы на их техническое обслуживание в разы ниже обслуживания машин с горизонтальными шпинделями. Рабочие органы вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин собирают хлопок только из полностью созревших

коробочек. В результате качество собранного урожая выше по сравнению с конкурирующими машинами. Многочисленные исследования ВШ ХУМ показывают, что возможности повышения полноты сбора у машин, работающих по данному принципу, ещё не исчерпаны [1, 2, 3]. Среди работ, выполненных в этом направлении, важно отметить фундаментальные исследования, посвященные обоснованию технологических режимов работы аппарата через коэффициент опережения барабана ($k_v = v_B/v_M$) [4, 5, 6].

Одним из направлений повышения полноты сбора, производительности и ресурсосбережения ВШ ХУМ, а также упрощения процессов их обслуживания, является использование в качестве основного рабочего органа вертикальных шпиндельных эллиптических барабанов [2, 7, 9]. Эти барабаны обладают следующими преимуществами:

1. Увеличивается зона контакта шпинделей с кустами хлопчатника и количество одновременно работающих шпинделей при сборе.

2. Рационально выбирая габариты барабана и размеры элементов механизма, можно сократить общее количество шпинделей в барабане без уменьшения числа одновременно работающих шпинделей при сборе.

3. За счёт подбора оптимальных скоростных режимов шпинделей можно повысить их активность и интенсивность процесса «самосброса» хлопка со шпинделей в зоне съема [10, 12].

4. При уменьшении поперечных размеров секций аппарата на 25–30%, снижается трудоемкость технического обслуживания аппарата.

На кафедре «Наземные транспортные системы» Ташкентского государственного технического университета на протяжении ряда лет ведутся научные исследования по применению эллиптических вертикально-шпиндельных барабанов в хлопкоуборочных машинах. Основное внимание при этом уделяется увеличению зоны контакта шпинделей с хлопковыми кустами и числа одновременно работающих шпинделей, а также повышению эффективности их использования за счёт оптимизации кинематических режимов шпинделей [7, 8, 10].

Цель данного исследования - обоснование размеров и параметров зубчатых колёс привода барабанов и съёмников предлагаемого хлопкоуборочного аппарата.

Материалы и методы. На основе полученных теоретических результатов были разработаны и изготовлены в металле два варианта таких барабанов с разными размерами и разработаны компоновочные схемы двух типов хлопкоуборочных аппаратов с эллиптическими барабанами.

В 1-м варианте аппарата количество шпинделей в барабане составляет 12, поперечный размер по центрам шпинделей соответствует размеру барабана существующего аппарата – $b = R_6 = 292$ мм, а продольный размер составляет $a = 352$ мм (коэффициент эллиптичности $\xi = a/b = 1.2$, где a и b – большая и малая полуоси эллипса) (рис. 1). Геометрические размеры барабана конструктивно выбраны исходя из условия обеспечения минимально допустимого расстояния между шпинделями (61–76 мм) [4, 5, 6].

В работах [8, 9] теоретически обосновано, что при оснащении аппарата барабанами с такими размерами, количество активных шпинделей, контактирующих с хлопковыми кустами, может увеличиться до 50 %, что позволяет достичь высокой полноты сбора. Однако, увеличение продольного размера барабанов требовало внести серьёзные изменения в размеры и конструкции рамы аппарата: для каждого барабана приходилось конструировать отдельные шарнирные рамы и пневмокамеру, увеличив тем самым общую длину рамы аппарата до 1081 мм, вместо 806 в серийном варианте (рис. 1). При этом усложнились и зубчатые приводы шпиндельных барабанов.

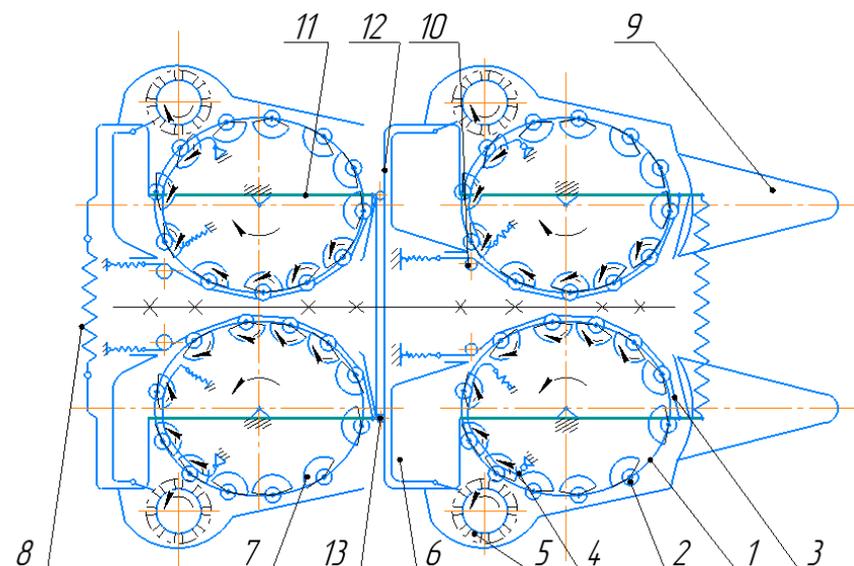


Рис. 1. Принципиальная схема хлопкоуборочного аппарата, оснащённого эллиптическим барабаном размером 292x352 мм с 12-ю шпинделями: 1 – барабан; 2 – шпиндель; 3 – фрикционная лента; 4 – колодка обратного вращения; 5 – щёточный съёмник; 6 – приёмная камера; 7 – прижимной щиток; 8 – пружина; 9 – подъёмник кустов; 10 – натяжной ролик; 11 – рама; 12 – балка; 13 – шарнир

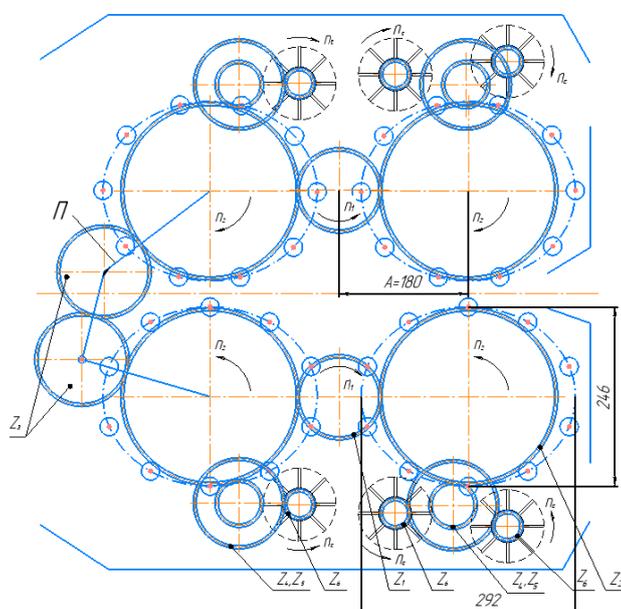


Рис. 2. Принципиальная схема хлопкоуборочного аппарата, оснащённого малогабаритными эллиптическими барабанами с 10-ю шпинделями

Во 2-м варианте аппарата количество шпинделей в барабане составляет 10 штук, поперечный размер по центрам шпинделей – $b = 246$ мм, а продольный размер соответствует размеру существующего барабана: $a = 292$ мм, что идентично диаметру барабана существующего хлопкоуборочного аппарата (коэффициент эллиптичности $\xi = a/b \approx 1.2$) (рис. 2). Такой барабан условно назовём малогабаритным эллиптическим барабаном.

Так как продольный размер барабана соответствует диаметру круглого барабана ($a=R_6 = 292$ мм), в конструкцию каркаса хлопкоуборочного аппарата не требуется вносить изменения, а в транспортном канале достаточно внести лишь незначительные локальные изменения.

Хлопкоуборочный аппарат, оснащённый малогабаритными эллиптическими барабанами, помимо вышеуказанных обладает следующими преимуществами:

1. Поперечный размер барабана уменьшается на 20%, что расширяет возможности фронтального размещения сборочных блоков аппарата на машине и облегчает техническое обслуживание аппарата.
2. На каждом барабане экономится по 2 шпинделя (на одном двухрядном аппарате экономится 16 шпинделей).
3. Согласно исследованиям [8, 9], несмотря на уменьшение общего количества шпинделей на барабанах на 20%, количество активных шпинделей, контактирующих с хлопком, в барабане размером 246×292 мм увеличивается на 25% по сравнению с существующими круглыми барабанами.
4. Снижение общего количества шпинделей в барабанах способствует энергосбережению.

Хлопкоуборочный аппарат 1-го варианта, оснащённый эллиптическим барабаном с 12-ю шпинделями, считается перспективным с точки зрения возможности резкого повышения полноты сбора и качества собранного хлопка. Однако с точки зрения промышленной реализации более практичным можно считать 2-й вариант. Это связано с тем, что в данном случае не требуется значительных изменений в конструкции существующего вертикально-шпиндельного аппарата, и появляется возможность определить перспективность эллиптических барабанов при меньших эксплуатационных затратах.

Предлагаемый хлопкоуборочный аппарат по составу узлов, их расположению и принципу действия не отличается от существующих аппаратов. Однако благодаря движению шпинделей по эллиптической траектории и увеличению количества активных шпинделей в барабане появляется возможность повысить полноту сбора [7, 8, 9]. В новом аппарате в качестве основных рабочих органов (шпиндели, щёточные съёмники, приёмная камера и др.) используются рабочие органы существующего аппарата.

Проведённые исследования [8, 9] показывают, что при проектировании нового аппарата основное внимание должно быть уделено обеспечению оптимальных кинематических режимов рабочих органов. Это, в свою очередь, требует обоснования размеров и параметров зубчатых колёс привода барабанов.

Метод выбора количества зубьев шестерен привода аппарата. Как уже отмечалось выше, кинематическая схема зубчатого привода барабанов нового аппарата остаётся без изменений. Однако из-за уменьшения поперечного размера барабана с 292 мм до 246 мм происходят изменения в кинематических режимах шпинделей, которые влияют на качество работы аппарата.

Одним из важнейших факторов, определяющих качество процесса сбора в вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машинах, является коэффициент опережения барабана [10]:

$$k_v = \frac{V_B}{V_M}, \quad (1)$$

где V_B – окружная скорость центра шпинделя при относительном движении; V_M – скорость движения машины.

Из опыта эксплуатации ВШ ХУМ известно, что при значениях $k_v = 1.28 \div 1.51$, машина достигает наилучших показателей по полноте сбора [4, 6].

На I-ой скорости существующей ВШ ХУМ МХ-1,8 окружная скорость барабана составляет $V_B = 1.83$ м/с, а скорость движения машины составляет $V_M = 1.14$ м/сек и соответственно коэффициент опережения принят в пределах $k_v \approx 1.6$, что значительно превышает рекомендованные значения.

Но на конструкциях ВШ ХУМ, выпущенных заводом «Ташсельмаш» в 70-80-х гг. прошлого века, I-я (основная) рабочая скорость машины составляла $V_M = 1.04$ м/сек, а окружная скорость барабана – $V_B = 1.46$ м/с, что обеспечивало коэффициент опережения

барабана в пределах $k_v = 1.4 \div 1.41$. Такие кинематические параметры обеспечивали довольно высокую и стабильную полноту сбора (до 90%) и стабильность других агротехнических показателей машины.

В эллиптическом барабане же скорость шпинделей является переменной и зависит от положения шпинделя в рабочем зазоре [7, 8].

На рис. 3 приведены значения скоростей шпинделей, определённые в зависимости от числа оборотов вала барабана по методу, предложенному в наших предыдущих исследованиях [8, 9]. Как видно из графиков, чтобы в самой узкой части рабочей щели (в диапазоне углов $85-100^\circ$) линейная скорость центра шпинделя достигала $1.45-1.50$ м/сек (то есть обеспечивался коэффициент опережения $k = 1.4 \div 1.41$), число оборотов вала барабана должно составлять $120-125$ об/мин.

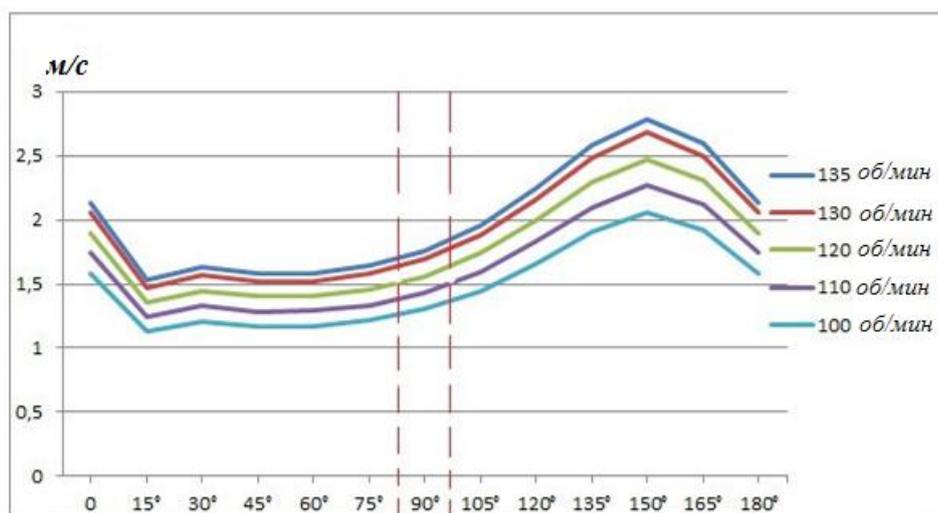


Рис. 3. График зависимости скорости центра шпинделя малогабаритного эллиптического барабана от частоты вращения вала

Скорость движения машины, оснащённой малогабаритным эллиптическим барабаном, остаётся постоянной.

В хлопкоуборочном аппарате, оснащённом малогабаритными эллиптическими барабанами, место установки барабанов остаётся без изменений. Следовательно, расстояние между центрами приводных шестерён также остаётся неизменным. На рис. 2 показана схема главного зубчатого привода барабанов и съёмников аппарата. Согласно ей, шестерни барабанов Z_2 , установленные на неподвижной раме в одном ряду, получают движение от редукторной шестерни Z_1 . Барабаны, расположенные на подвижных рамах, получают движение от паразитных шестерён Z_3 , установленных на поводке П.

Результаты. В существующих хлопкоуборочных аппаратах число зубьев редукторной шестерни $Z_1=30$, число зубьев шестерни барабана $Z_2=90$, модуль зубьев $m=3$ мм, сумма зубьев $Z_\Sigma=120$. Расстояние между осями редукторной и барабанной шестерён составляет $A=(Z_\Sigma / 2) m = 180$ мм. Число оборотов главной редукторной шестерни аппарата принято равным $n_1=330$ об/мин. Это обеспечивает необходимое число оборотов для серийных барабанов ($n_2=105$ об/мин) и требуемую окружную скорость центра шпинделя ($V_B=1.46$ м/с).

В аппарате, оснащённом малогабаритными эллиптическими барабанами, расстояние A сохраняется. Однако при оснащении машины новыми барабанами, для достижения окружной скорости шпинделей, удовлетворяющей коэффициенту $k=1.4 \div 1.41$, необходимо изменить число зубьев приводных шестерён.

Для определения числа зубьев приводных шестерён в предлагаемом аппарате воспользуемся следующими соображениями.

Примем число оборотов эллиптического барабана равным $n_2=120$ об/мин (в соответствии с рис. 3, для углов $85-95^\circ$) и определим передаточное отношение привода:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2)$$

Чтобы расстояние между осями зубчатой передачи осталось неизменным, сумма числа зубьев приводных шестерён должна оставаться постоянной, то есть:

$$Z_1 + Z_2 = Z_{\Sigma}. \quad (3)$$

В нашем примере

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{330}{120} = \frac{Z_2}{Z_1} = 2.75 \text{ и } Z_1 + Z_2 = Z_{\Sigma} = 120.$$

Поэтому можно записать следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \frac{Z_2}{Z_1} = 2.75 \\ Z_1 + Z_2 = 120 \end{cases}. \quad (4)$$

Решив данную систему уравнений, получаем: $Z_1=32$ и $Z_2=88$. Следовательно, для выполнения условия $k=1.4 \div 1.41$, число зубьев приводных шестерён должно быть: $Z_1=32$ и $Z_2=88$.

Однако для нормального протекания технологического процесса сбора хлопка в аппарате также необходимо, чтобы число оборотов щёточных барабанов съёмника в зоне отделения хлопка от шпинделей находилось в пределах допустимых значений. Во многих исследованиях [10, 12, 13] приведены рекомендации по числу оборотов щёточных съёмников. Согласно этим данным, рациональное число оборотов щёточных съёмников, обеспечивающих полный съём хлопка со шпинделей без его повреждения должно быть в пределах $1650 \div 1800$ об/мин. Исходя из этого, в существующих хлопкоуборочных аппаратах число оборотов съёмников выбрано в пределах $1650-1750$ об/мин.

В существующих хлопкоуборочных аппаратах движение к щёточным съёмникам передаётся от шестерни барабана Z_2 через пару шестерён Z_4 и Z_5 , (см. рис. 2), где приняты следующие значения: $Z_4 = 19$, $Z_5 = 39$. При этом шестерня Z_4 зацепляется с колесом Z_2 ($Z_2 = 88$), а Z_5 – с приводной шестернёй съёмника Z_6 ($Z_6 = 12$).

Из схемы (рис. 2) можно записать следующее выражение:

$$\frac{Z_2}{Z_4} \cdot \frac{Z_5}{Z_6} \cdot n_2 = n_c, \quad (5)$$

где n_c – число оборотов щёточного съёмника, об/мин, (требуемый диапазон: $1650 \leq n_c \leq 1800$ об/мин).

Подставляя в формулу значения Z_2 , Z_4 , Z_5 и Z_6 , выполним расчёты и определим число оборотов щёточного съёмника:

$$n_c = \frac{88 \cdot 39}{19 \cdot 12} \cdot 120 = 1806 > 1800 \text{ об/мин.}$$

Результаты расчета показывают, что при $Z_2 = 88$ число оборотов щёточного съёмника n_c выходит за пределы допустимого значения, что приводит к увеличению нагрузки на съёмники и повышенному энергопотреблению при их эксплуатации.

Из формулы (5) видно, что для уменьшения n_c , оставляя без изменения число оборотов барабана ($n_2 = 120$ об/мин), необходимо либо увеличить число зубьев шестерён Z_4 и Z_6 , либо уменьшить число зубьев шестерни Z_5 .

Поэтому, условно приняв число оборотов щёточного съёмника в рекомендуемых пределах, например, $n_c = 1700$ об/мин, а также оставив без изменений $Z_4=19$ и $Z_6=12$, определим значение Z_5 из формулы (5):

$$Z_5 = \frac{Z_4 \cdot Z_6}{Z_2} \cdot \frac{n_c}{n_2} = \frac{19 \cdot 12}{88} \cdot \frac{1700}{120} = 36.7 \approx 37.$$

Подставим найденное значение Z_5 в формулу (5) и пересчитаем фактическое значение n_c :

$$n_c = \frac{Z_2}{Z_4} \cdot \frac{Z_5}{Z_6} \cdot n_2 = \frac{88 \cdot 37}{19 \cdot 12} \cdot 120 \approx 1714 \text{ об/мин}$$

Полученное значение n_c находится в рекомендованном диапазоне 1650 ÷ 1800 об/мин.

Обсуждение и заключение. Обороты эллиптического барабана выбраны обоснованными фундаментальными исследованиями значения k_v для вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных аппаратов, что позволило установить число зубьев шестерён привода этих барабанов, которые, в свою очередь, обеспечивают рациональные кинематические режимы нового аппарата с эллиптическими барабанами.

1. Число зубьев зубчатого колеса, приводящего в движение барабан, должно составлять $Z_2 = 88$ (в действующем аппарате – $Z_2 = 90$), а число зубьев шестерни редуктора – $Z_1 = 32$ (в действующем аппарате – $Z_1 = 30$).

2. Чтобы технологический процесс в зоне съема проходил без сбоев, число зубьев шестерни Z_5 в паре зубчатых колёс Z_4 и Z_5 должно быть $Z_5 = 37$ (в действующем аппарате – $Z_5 = 39$).

3. С учётом внесённых изменений в зубчатые приводы необходимо также разработать новую конструкцию верхней и нижней панелей аппарата.

Полученные данные рекомендуется использовать при проектировании хлопкоуборочного аппарата с высокоэффективными эллиптическими барабанами.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Rizaev A.A. Research and creation of working bodies of the cotton picker with high efficiency. Т.: Fan. 2017, 142 p.
- [2] Рахитов Ш.Т. Проблемы повышения эффективности вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата. // Проблемы механики. Ташкент. 2017, № 3, стр. 45-52.
- [3] Матчанов Р.Д. Разработка хлопкоуборочной машины для селективного сбора хлопка. Т.ФАН. 2023, 192 с.
- [4] Шполянский Д.М. Научные основы повышения агротехнических показателей и универсализации хлопкоуборочных машин. Автореф. дисс. на соискание уч. степ. д.т.н. Москва. 1978. 57 с.
- [5] Джаббар О.С. Теория хлопкоуборочного аппарата. Ташкент: Фан, 1977, 121 с.
- [6] Аугамбаев М.А., Айтпенов У.К. Влияние диаметра шпиндельного барабана на засоренность хлопка-сырца // Механизация хлопководства. 1976, №1, стр. 6-7.
- [7] Bahodirov G, Ravutov Sh, Abdulkarimov A, Toshmatov E. Development of the methods of kinematic analysis of the elliptic drum of vertical-spindle cotton harvester // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021, Vol. 1030, No. 1, P. 012160.
- [8] Ravutov, Sh T, Rizaev A A, Rajapbaev U A. On the issue of increasing the efficiency of the spindles of a vertical-spindle cotton picker // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2022, Vol. 1112, No. 1, P. 012043.
- [9] Рахитов Ш.Т., Комилов Ш.Ж., Пирназаров Ш.Х. Эллиптик шпинделли барабан асосида кичик габаритли вертикал шпинделли пахта териш аппаратини ишлаб чиқиш // “Инн. техника ва тех-яларнинг қишлоқ хўжалиги-озиқ-овқат тармоғидаги муаммо ва истиқболлари” II-Халқаро илмий ва илмий техник анжумани илмий ишлар тўплами. Ташкент. 2022, 1-қисм, б. 171-175.
- [10] Сабликов М.В. Хлопкоуборочные машины. М.: “Агропромиздат”. 1985, 152 с.
- [11] Турапов А.Т., Рахитов Ш.Т. Пути повышения производительности и стабильности показателей вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин // Материалы Междунар. Конф. «Современные материалы, техника и технологии в машиностроении». г. Андижан. 19-20 апреля 2012 г., с. 392-395.
- [12] Рахитов Ш.Т. Обоснование основных параметров зоны съема хлопка со шпинделей хлопкоуборочного аппарата с эллиптическими барабанами. /Дисс.... на соискание уч. степ. к.т.н.. Ташкент. 1990. 123 с.
- [13] Тургунов У.Т. Разработка съемника хлопкоуборочной машины с повышенной эффективностью работы и пониженной трудоемкости регулировки. Дисс..... на соискание уч. степ. к.т.н. Янгиюль. 1994. 111 с.

Дата поступления
05.10.2025

Ravutov Sh.T. Kichik gabaritli elliptik barabanlar bilan jihozlangan paxta terish apparati tishli yuritmasi parametrlarini asoslash

Annotatsiya. Ushbu ish amaldagi vertikal shpindelli paxta terish apparatini kichik gabaritli 10 ta shpindelli elliptik baranalar bilan jihozlash orqali terim to'liqligini 90-92 % gacha oshiruvchi va texnik xizmat ko'rsatish sermehnatligini kamaytiruvchi yangi tipdagi paxta terish apparatining konstruktiv parametrlarini asoslash hamda apparat tishli yuritmasi g'ildiraklarining maqbul qiymatlarini aniqlashga bag'ishlangan. Bunda yangi apparat konstruktiv parametrlarini asoslash va yuritma tishli g'ildiraklari parametrlarini asoslash uchun bosh omil sifatida shpindelli barabanlar o'zish koeffitsienti qabul qilingan.

Kalit so'zlar: terim to'liqligi, o'zish koeffitsienti, shpindelli baraban, elliptik baraban, tishli g'ildirak, tishlar soni, ajratkich.

Ravutov Sh.T. Justification of the gear drive parameters of a cotton-harvesting unit equipped with compact elliptical drums

Abstract. The article presents the justification of the design parameters of the gear drive for a new-type cotton-picking unit, which increases cotton harvesting completeness to 90–92% and reduces maintenance labor intensity. This is achieved by equipping the existing vertical spindle cotton-picking unit with ten compact elliptical spindle drums. The primary factor used to justify the design parameters of the gear drive for the new unit is the advance coefficient of the spindle drums, $k = 1.28–1.51$.

Keywords: harvesting completeness, advance coefficient, spindle drum, elliptical drum, gear wheel, number of teeth, doffer.

УДК 631.358: 633.511

РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА СЪЕМА ХЛОПКА СО ШПИНДЕЛЕЙ ХЛОПКОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Норкузиев О.С.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан

E-mail: oqmirza@bk.ru

Аннотация. Статья посвящена исследованию расчетного анализа технологического процесса очистки поверхности шпинделя от хлопка щеточными планчатými съёмниками, максимально контактирующими с поверхностью рабочего органа в процессе работы хлопкоуборочной машины. На основе методов аналитической геометрии и кинематики сложного плоскопараллельного движения была решена обобщенная задача для определения объема обработки щеточными съёмниками намоток хлопка в зоне съема уборочного аппарата, которая позволила проанализировать траекторию движения щётки, контактирующей с намоткой хлопка в процессе съема. В среде программирования MathCAD построена математическая модель, описывающая закономерности абсолютной траектории съёмника кольцевой намотки хлопка с поверхности шпинделя и ее активной составляющей при заданных скоростных режимах работы хлопкоуборочной машины, а также щеток съёмника, выполняющих очистку поверхности шпинделя от хлопковых волокон.

Ключевые слова: хлопкоуборочный аппарат, рабочая камера, барабан, шпиндель, траектория, угловая скорость, объем обработки, щеточные съёмники.

Введение. В процессе машинного сбора на всех его этапах, а именно при съёме хлопка с кустов, шпинделей и транспортировании, хлопковое волокно не должно терять свои ценные текстильные качества при взаимодействии с рабочими органами уборочного аппарата. Как известно, эффективная работа хлопкоуборочной машины (ХУМ) напрямую зависит от параметров рабочих органов (барабан, шпиндель, съёмник, воздушно-транспортная камера и т.п.) и оптимального построения технологии работы уборочного аппарата. Шпиндель и съёмник являются основными рабочими органами хлопкоуборочной машины, которые, вращаясь, осуществляют наматывание и съём хлопка. В хлопкоуборочной машине скорость вращения и траектория движения шпинделей являются ключевыми факторами, влияющими на эффективность и качество сбора хлопка. При машинном сборе хлопок-сырец от начала контакта со шпинделями до попадания в бункер может терять свои качества в процессе захвата хлопка зубьями шпинделей, извлечения его из коробочки и наматывания на шпиндель, углубления щеток в процессе съема со шпинделей и транспортировки из приемной камеры в бункер хлопкоуборочной машины.

Расчётную оценку анализа технологического процесса очистки поверхности шпинделя от хлопка щеточными планчатými съёмниками в вертикально-шпиндельном хлопкоуборочном аппарате проведем с учетом результатов ранее проведенных исследований [1–4].

Методы исследования. Для выполнения расчетного исследования использован и проведен анализ технологических процессов в работе съёмника и шпинделей уборочного аппарата на основе аналитической механики и геометрии, теории механизмов и сельскохозяйственных (хлопкоуборочных) машин. Теоретические исследования проведены на основе классических методов моделирования закономерностей изменения исследуемых параметров с использованием среды программирования *MathCAD*.

Расчеты и обсуждение результатов. Для повышения эффективности работы хлопкоуборочной машины ВША существенное значение имеют технологические и технические

СОДЕРЖАНИЕ

К.С.Султанов, М.М.Мирсаидов, А.Нуьмонов, З.Уразмухамедова. Напряженное состояние Кызылсайской грунтовой плиты под действием статических нагрузок	3
М.К.Усаров, Д.К.Шамсиев, Ф.А.Усанов. Продольные колебания многоэтажного здания с пространственным фундаментом на основе континуальной пластинчатой пространственной модели	11
З.Сирожидинов, Х.А.Гуломова. Вероятностно-статистический анализ результатов испытаний прочности бетона.....	21
К.Мамасолиев, Э.А.Исмоилов. Математическое моделирование продольно-радиальных колебаний трансверсально-изотропных цилиндрических оболочек, нестационарно взаимодействующих с внутренней вязкой жидкостью.....	30
Ш.И.Норматов. Определение минимального коэффициента устойчивости откосов грунтовых плотин методом кругло-цилиндрической поверхности скольжения с применением автоматизированного алгоритма нахождения центра окружности.....	38
А.Э.Кудратов. Устойчивость упругого стержня с гасителями колебаний при поперечных колебаниях.....	47
Ф.А.Усанов. Оценка напряженно-деформированного состояния пластины под действием касательных нагрузок на основе бимоментной теории.....	54
Б.Х.Хужаёров, Ж.Р.Туйгунов. Задача аномальной фильтрации жидкости в кусочно-неоднородной пористой среде.....	60
С.Худайкулов, Ж.Каниев, А.Абдувахобов. многофазные волны при взаимодействии дисперсных смесей с турбулентными потоками и их применение.....	71
М.Е.Мадалиев. Численный анализ 3d крыла Onera M6 на основе моделей турбулентности SA и SST.....	76
Д.С. Яхшибаев. Динамика перемешивания стратифицированных потоков туямуянского водохранилища.....	82
Т.Р.Пулатов, Ж.А.Умрзоков. Математическое моделирование движения жидкости в гидроаккумуляторе гидрорекуперационной тормозной системы.....	86
Г.А.Юсупходжаева, Д.С.Бекчанова. Технология по производству смесовой пряжи из вторичных отходов натурального шелка.....	91
Ш.Т.Равутов. Обоснование параметров зубчатого привода хлопкоуборочного аппарата, оснащенного малогабаритными эллиптическими барабанами	96
О.С. Норкузиев. Расчетный анализ процесса съема хлопка со шпинделей хлопкоуборочных машин.....	103
Л.Э.Турсунбоев. Определение сил реакции опор прижимного устройства шлифовальной машины.....	110
Абдукаримов А., Рахмонов Х.Н. Синтез комбинированных зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов.....	117
Д.М.Мухаммадиев, Х.А.Ахмедов, Б.Х.Примов, О.Х.Абзоиров. Экспериментальное исследование привода пильного волоконотделителя с семяотводящим устройством.....	130

MUNDARIJA

К.С.Султанов, М.М.Мирсаидов, А.Ну'монов, З.Уразмухамедова. Qizilsoy gruntli to'g'onining statik kuchlar ta'sirida kuchlanishini baholash.....	3
М.К.Усаров, Ф.А.Усанов, Д.К.Шамсиев. Kontinual plastinali fazoviy model asosida fazoviy poydevorga ega ko'p qavatli binoning bo'ylama tebranishlari	11
З.Сирожидинов, Х.А.Гуломова. Beton mustahkamligi sinovlari natijalarining ehtimollik-statistik tahlili.....	21
К.Мамасолиев, Э.А.Исмоилов. Ichki qovushoq suyuqlik bilan o'zaro nostatsionar ta'sirlashuvchi transversal-izotrop silindrik qobiqning bo'ylama-radial tebranishlarini matematik modellashtirish	30
Ш.И.Норматов. Aylana markazini avtomatlashtirilgan aniqlash algoritmini qo'llab, gruntli to'g'on qiyaliklari ustuvorligini minimal ustuvorlik koeffitsiyentini doiraviy-silindrik siljish sirti usuli bilan aniqlash	38
А.Э.Кудратов. Dinamik so'ndirgichlar o'rnatilgan elastik sterjenning ko'ndalang tebranishlari ustuvorligi.....	47
Ф.А.Усанов. Bimoment nazariyasi asosida urinma yuklar ta'siridagi plastinaning kuchlanganlik-deformatsiyalanganlik holatini baholash.....	54
Б.Хужайоров, Ж.Р.Туйгунов. Bo'lakli bir jinsli bo'lmagan g'ovak muhitda suyuqliklarning anomal sizish masalasi.....	60
С.Худайкулов, Ж.Каниев, А.Абдувахобов. Dispers aralashmalar turbulent oqimlar bilan o'zaro ta'sirlashganda ko'p fazali to'lqinlar va ularning qo'llanilishi.....	71
М.Е.Мадалиев. SA va SST turbulent modeli asosida Onera M6 3D qanotining sonli tahlili	76
Д.С. Яхшибойев. Tuyamuyun suv omboridagi qatlamli oqimlar dinamika aralashishi.....	82
Т.Р.Пулатов, Ж.А.Умрзоков. Hidroreperativ tormoz tizimidagi gidroakkumulyator ichidagi suyuqlik harakatini matematik modellashtirish	86
Г.А.Юсупходжаева, Д.С.Бекчанова. Tabiiy ipakning ikkilamchi chiqindilaridan aralash yigirilgan ip ishlab chiqarish texnologiyasi	91
Ш.Т.Равутов. Kichik gabaritli elliptik barabanlar bilan jihozlangan paxta terish apparati tishli yuritmasi parametrlarini asoslash ...	96
О.С.Норкузиев. Paxta terim mashinalarining shpindel yuzasidagi paxta o'ramidan tozalash jarayonining hisobiy tahlili.....	103
Л.Э.Турсунбоев. Jilvirlash mashinasi uzatuvchi qurilmasining tayanchlaridagi reaksiya kuchlarini tadqiq qilish.....	110
А.Абдукаримов, Х.Н.Рахмонов. Kombinatsiyalangan tishli-richagli differensial uzatish mexanizmlarini sintez qilish.....	117
Д.М.Мухаммадиев, Х.А.Ахмедов, Б.Х.Примов, О.Х.Абзоиров. Chigiti chiqaruvchi qurilmali arrali tola ajratgich harakat uzatish tizimining eksperimental tadqiqoti.....	130