

МЕЛИТОПОЛЬСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ИНСТИТУТ МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

На правах рукописи

ЕНА ВЛАДИМИР ДМИТРИЕВИЧ

РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДЛЯ
РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОСЛЕДУЮЩЕЙ ВЫГРУЗКИ СЫРЬЯ ИЗ
БУНКЕРА ЛАВАНДОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Специальность 05.20.01 - механизация сельскохозяйственного
производства

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Мелитополь - 1992

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском институте эфиромасличных культур НПО "Эфирмасло".

научный руководитель - доктор технических наук,
старший научный сотрудник
Райхман Д.Б.

официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор
Шабанов П.А.

- кандидат технических наук,
доцент
Корнев Н.Г.

Ведущее предприятие - Научно-производственное объединение
"Селекционная техника" (г.Симферополь).


Защита диссертации состоится "22" декабря 1992 года
в /0 часов на заседании специализированного Совета К I20.90.01
при Мелитопольском институте механизации сельского хозяйства
по адресу: 332339, г.Мелитополь, пр. Б.Хмельницкого 18.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Мелитопольского института механизации сельского хозяйства.

Автореферат разослан "10" ноября 1992 года

Ученый секретарь
специализированного совета,
кандидат технических наук,
профессор

АНБ им. В. Стефанюк
АН УРСР

 В.Е. Черкун

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Среди эфиромасличных культур, выращиваемых в Крыму, Молдавии, лаванде принадлежит одно из важнейших мест по производству эфирного масла и занимаемой площади. Лавандовое эфирное масло широко применяется в промышленности и медицине. Особенно высоко ценится масло горной лаванды, выращиваемой на склонах свыше 8 градусов. Платации лаванды в Крыму и Молдавии составляют около 10 тыс.га.

Увеличение производства лавандового масла зависит от своевременной и качественной ее уборки. В настоящее время уборка лаванды на склонах до 8 градусов осуществляется серийными двухрядными машинами ЛУМ-2 и ЛУМ-2А. Так как эти машины непригодны для работы в горных условиях, уборка лаванды на склонах осуществляется вручную.

Успешная эксплуатация лавандоуборочных машин, снижение потерь при уборке во многом зависят от бункера, предназначенного для накопления и выгрузки сырья. Распределение сырья в бункере машины ЛУМ-2 осуществляется вручную вспомогательным рабочим, а в машине ЛУМ-2А за счет периодических протяжек выгрузным транспортером. Распределение сырья вручную является нарушением техники безопасности, так как человек с вилами находится в бункере движущейся машины. Распределение сырья с помощью периодических протяжек отвлекает тракториста от управления машиной, приводит к потерям сырья до 2%, разрыхляет массу. Плотность сырья в бункере машины ЛУМ-2А к окончанию загрузки составляет 80-85 кг/м³. Создание однорядной машины для уборки горной лаванды также сдерживается из-за отсутствия надежной, работоспособной конструкции бункера.

В связи с изложенным совершенствование существующих бункеров и создание бункера машины для уборки горной лаванды является актуальной задачей.

Целью диссертационной работы является разработка новых рабочих органов и на их основе создание бункеров двухрядной машины для уборки лаванды на склонах до 8° и однорядной - для уборки горной лаванды.

Объектом исследований являются процессы распределения, уплотнения и выгрузки сырья из бункера, осуществляемые двухшнековым рабочим органом совместно с поворотным клапаном или выгрузным транспортером, а также макетные образцы новых бункеров для лавандоуборочных машин.

Научная новизна диссертационной работы состоит в разработке теории процессов взаимодействия двухшнекового рабочего органа и поворотного клапана, двухшнекового рабочего органа и подающего транспортера, секторного сжатия листостебельного сырья с учетом его самоуплотнения; в разработке и технической реализации нового способа и прибора для определения плотности листостебельного материала. Новизна конструкции бункеров для одно- и двухрядных лавандоуборочных машин подтверждается 5 авторскими свидетельствами. Признаны также изобретением способ и прибор для определения плотности листостебельного материала.

Практическая ценность. На основе выполненных теоретических и экспериментальных исследований для горной и серийной лавандоуборочных машин создан бункер с двухшнековым рабочим органом, обеспечивающий равномерное заполнение всего его объема сырьем плотностью 100...110 кг/м³ без вмешательства тракториста, и выгрузку в транспортное средство. Кроме того, бункер горной машины обеспечивает также выгрузку сырья копной на поле.

Годовой экономический эффект от применения двухшнекового рабочего органа в бункере двухрядной уборочной машины составляет 8000 р, однорядной - 5000 р. (в ценах 1990 года).

Реализация результатов исследований. Машиностроительным заводом НПО "Эфирмасло" изготовлены экспериментальные образцы машины для уборки лаванды на склонах, которые прошли производственные испытания в Алуштинском эфиромасличном совхоз-заводе. За период 1988...91 гг. одной из установок убрано 100 га плантаций и собрано 360 т сырья. Полученные результаты свидетельствуют о создании работоспособного образца машины для уборки горной лаванды. В Алуштинском эфиромасличном совхоз-заводе ведутся работы по замене ручной уборки механизированной.

Опытный образец двухрядной лавандоуборочной машины с двухшнековым распределением массы в бункере прошел производственные испытания в ЦОПХ НПО "Эфирмасло". Машиной убрано 35 га лаванды и собрано 125 тонн сырья. По результатам испытаний в бункерах имеющегося парка лавандоуборочных машин ЦОПХ устанавливаются двухшнековые распределители массы.

Результаты исследований используются в ГСЖБ НПО "Эфирмасло" при создании новой лавандоуборочной машины на базе серийной машины ЛУМ-2А.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены: на ежегодных аттестациях соискателей и аспирантов ВНИИ эфиромасличных культур в 1986-1989 г.г. (г. Симферополь), на конференции молодых ученых в Крымском сельскохозяйственном институте (г. Симферополь, 1990 г.), на Всесоюзном совещании "Основные направления по интенсификации эфиромасличного производства" (У симпозиум по эфиромасличным культурам и маслам), Кишинев, 1990 г.

Публикации. По результатам проведенных исследований опубликовано 16 печатных работ, в том числе 6 авторских свидетельств на изобретения.

Объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов. Список использованной литературы включает 133 наименования, из них 9 работ на иностранных языках. Работа изложена на 172 страницах машинописного текста, содержит 14 таблиц, 54 иллюстраций и 2 приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении определена актуальность темы, сформулированы цели исследований, представлены основные положения, которые выносятся на защиту.

В первой главе - "Состояние вопроса и задачи исследования" описана ботаническая характеристика и биологические особенности лаванды в связи с механизацией уборки, изложены результаты анализа предыдущих исследований, иностранных и отечественных изобретений и литературных источников по устройствам для выполнения аналогичных процессов, выдвинута рабочая гипотеза, сформулированы цели и задачи исследований.

В результате анализа средств механизации для уборки лаванды выявлено, что вопросам конструкции и теории режущих и транспортирующих рабочих органов уделялось большое внимание. В то же время рабочие органы бункеров лавандоуборочных машин имеют ряд недостатков. Одним из существенных недостатков бункера машины ЛУМ-2А является необходимость протяжек транспортером в процессе загрузки. Этот бункер нецелесообразно использовать в однорядной машине для уборки горной лаванды по ряду причин: большие габариты бункера из-за верхней загрузки сырья, высокое расположение центра тяжести

и большой вес снижают устойчивость агрегата. В связи с этим возникла необходимость в изыскании и исследовании новых рабочих органов, обеспечивающих равномерное заполнение и последующую выгрузку сырья из бункера. Для выбора и обоснования параметров бункера, распределяющих и выгрузных устройств был проведен анализ исследований процессов заполнения емкостей и бункеров различных конструкций. На основании анализа был сделан вывод о возможности применения двухшнековых рабочих органов для распределения, уплотнения и выгрузки массы из бункера.

Имеется значительное число работ по исследованиям производительности и энергоемкости шнековых рабочих органов. Однако, в них недостаточно уделено внимание исследованиям факторов, которые являются специфичными для двухшнекового рабочего органа, распределяющего сырье в бункере, а также участвующего в уплотнении и выгрузке сырь.

Проведенный анализ позволил поставить следующие задачи:

1. Изучить физико-механические свойства сырья лаванды, влияющих на процессы распределения, уплотнения и выгрузки сырья.
2. Изыскать рациональную схему рабочих органов существующей равнинной и создаваемой горной лавандоуборочных машин, позволяющих обеспечить распределение, уплотнение и выгрузку сырья из бункера.
3. Теоретическими исследованиями обосновать основные параметры рабочих органов бункера.
4. Провести лабораторные и эксплуатационно-полевые исследования экспериментальных установок для равнин и склонов со шнековыми рабочими органами в бункере с целью уточнения их параметров и определения агротехнических, энергетических и технико-экономических показателей.

Во второй главе - "Физико-механические свойства сырья лаванды как материала для заполнения бункеров" изложены результаты исследований тех свойств сырья лаванды, которые влияют на процессы распределения, уплотнения и выгрузки массы из бункера и являются исходными для обоснования параметров рабочих органов. Определено, что влажность сырья меняется в пределах от 70% в начале до 40% в конце уборки. Средневзвешенная длина стеблей в бункере 240...258 мм, насыпная или начальная плотность сырья при влажности 48...52% составляет 40...45 кг/м³. Опытным путем определены коэффициенты зависимости плотности сырья от давления. Для неизмельченного сырья

при средневзвешенной длине стеблей 240...255 мм и влажности 48...52% эмпирическая зависимость имеет вид:

$$P = 546,6 \left[e^{0,017(\delta - \delta_0)} - 1 \right], \quad (I)$$

где P - удельное давление, Па;

δ_0 - насыпная плотность сырья, кг/м³;

δ - плотность сырья, кг/м³.

При исследованиях уплотнения сырья лаванды в бункере установлено, что даже при незначительных размерах бункера происходит самоуплотнение сырья. Для высоты слоя сырья от 0 до 2 м зависимость плотности слоя сырья от глубины залегания может быть описана линейной функцией вида:

$$\delta_y = \delta_0 + Ky, \quad (2)$$

где δ_y - плотность сырья в слое, кг/м³;

K - коэффициент пропорциональности, кг/м⁴;

y - глубина залегания слоя, м.

Для неизмельченного сырья при влажности 48...52% $K = 20...22$ кг/м⁴.

В третьей главе "Теоретические исследования рабочего процесса и обоснование основных параметров шнекового рабочего органа", основываясь на анализе конструкций бункеров с различными рабочими органами, даются варианты исполнения бункеров для одно- и двухрядной лавандоуборочных машин.

Бункер (рис. 1) двухрядной лавандоуборочной машины имеет шнековый рабочий орган I в виде двух продольных двухопорных шнеков. Привод шнеков расположен со стороны передней стенки бункера. Валы шнеков соединяются с приводом шарнирно, что позволяет перемещать задние опоры в вертикальной плоскости. Задние опоры коромыслами соединяются с П-образной рамкой 2, поворачивающейся под действием гидроцилиндров 3. Кроме того, бункер имеет дно в виде скребкового выгрузного транспортера 4, боковины 5 и переднюю стенку 6. Над шнеками в передней части бункера располагается подающий полотняно-планчатый транспортер 7.

Однорядная машина для уборки горной лаванды (рис.2) включает в себя жатку I, подающий шнек 2 и бункер с двухшнековым рабочим органом 3, боковинами 4, шарнирной задней крышкой 5 и поворотным клапаном, состоящим из шарниросоединенных передней 6 и

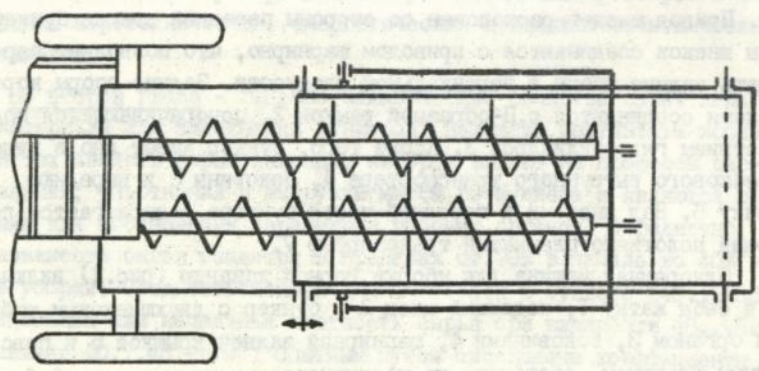
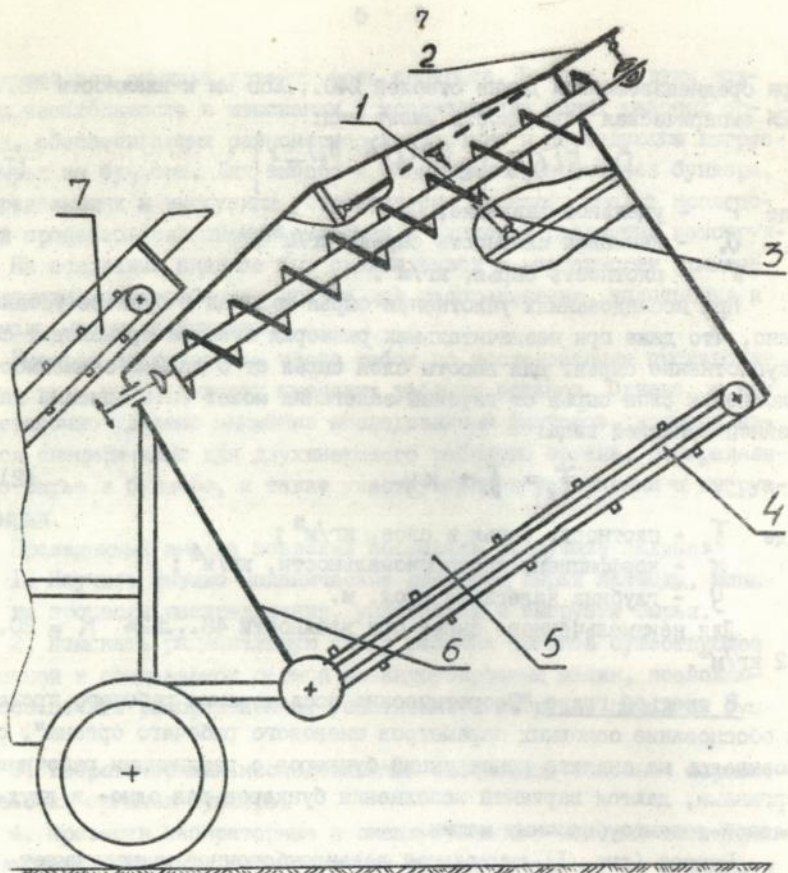


Рис. 1 Бункер двухрядной машины для уборки лаванды.
Обозначение в тексте

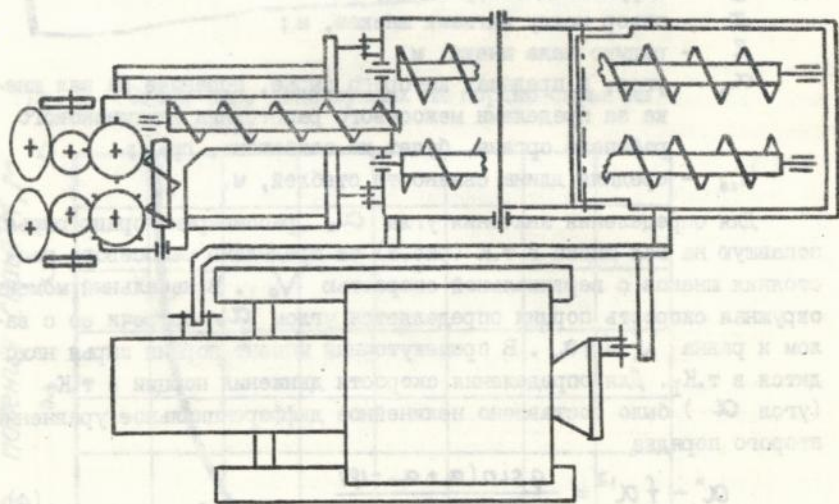
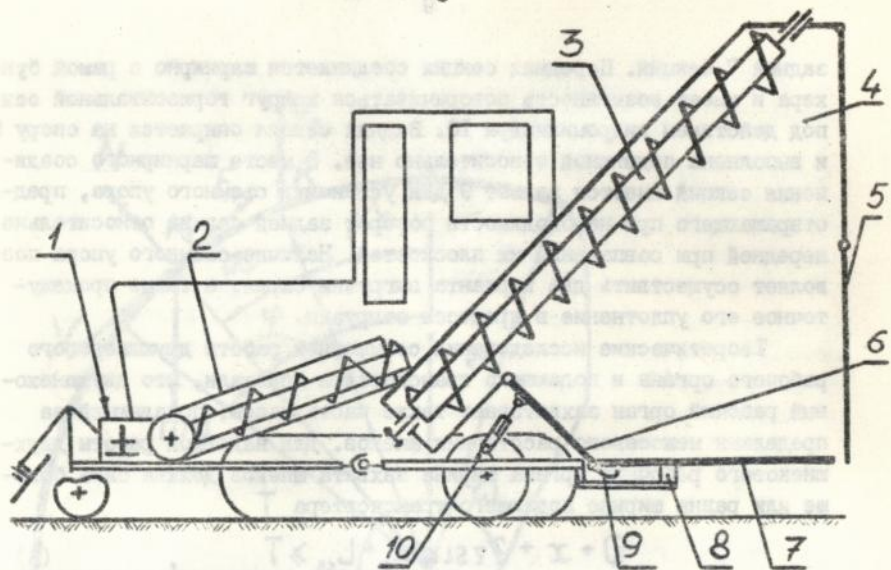


Рис. 2 Однорядная машина для уборки горной лаванды.
Обозначения в тексте

задней 7 секций. Передняя секция соединяется шарнирно с рамой бункера и имеет возможность поворачиваться вокруг горизонтальной оси под действием гидроцилиндра 10. Задняя секция опирается на опору 8 и выполнена подвижной относительно нее. В месте шарнирного соединения секций имеется захват 9 для установки съемного упора, предотвращающего при необходимости поворот задней секции относительно передней при совпадении их плоскостей. Наличие съемного упора позволяет осуществить два варианта выгрузки сырья, а также промежуточное его уплотнение в процессе загрузки.

Теоретические исследования совместной работы двухшнекового рабочего органа и подающего транспортера показали, что двухшнековый рабочий орган захватывает также часть массы, попадающей за пределами межосевого расстояния шнеков. Для надежной работы двухшнекового рабочего органа ширина захвата шнеков должна быть больше или равна ширине подающего транспортера T

$$D + x + 2z \sin \alpha_0 + L_{cs} \gg T, \quad (3)$$

- где D - наружный диаметр витка, м;
 x - зазор между витками шнеков, м;
 z - радиус вала шнека, м;
 α_0 - угол, в пределах которого сырье, попавшее на вал шнека за пределами межосевого расстояния двухшнекового рабочего органа, будет им захвачено, град;
 L_{cs} - средняя длина связности стеблей, м.

Для определения значения угла α_0 рассмотрим порцию сырья, попавшую на вал шнека в т.К (рис.3) за пределами межосевого расстояния шнеков с вертикальной скоростью V_0 . В начальный момент окружная скорость порции определяется углом α_0 встречи ее с валом и равна $V_0 \sin \alpha_0$. В промежуточный момент порция сырья находится в т.К_I. Для определения скорости движения порции в т.К_I (угол α) было составлено нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка

$$\alpha'' - f\alpha'^2 = \frac{g \sin(\alpha + \alpha_0 - \varphi)}{r \cos \varphi}, \quad (4)$$

- где α'' - угловое ускорение порции массы, c^{-1} ;
 $f = \operatorname{tg} \varphi$ - коэффициент трения сырья по валу шнека;
 α' - угловая скорость порции массы, c^{-1} ;
 g - ускорение свободного падения, m/c^2 .

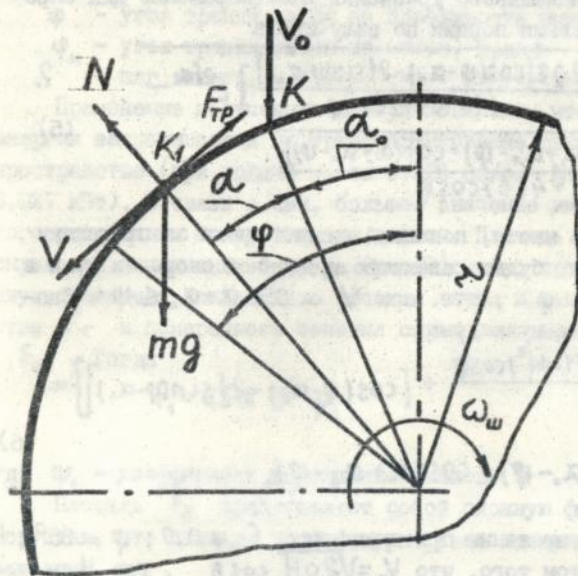


Рис. 3 Схема сил, действующих на порцию сырья на валу шнека

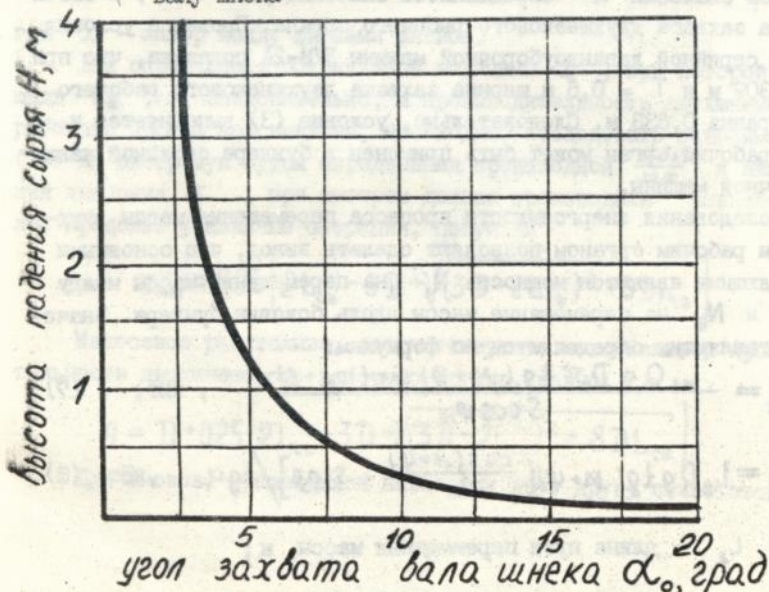


Рис. 4 График зависимости угла захвата вала шнека от высоты падения сырья.

Решение дифференциального уравнения дает выражение для определения скорости движения порции по валу шнека

$$V = \sqrt{\left\{ V_0^2 \sin^2 \alpha_0 \frac{2gz [\cos(\varphi - \alpha_0) - 2f \sin(\varphi - \alpha_0)]}{(1 + 4f^2) \cos \varphi} \right\} e^{2f\alpha} - \frac{2gz [2f \sin(\alpha + \alpha_0 - \varphi) + \cos(\alpha + \alpha_0 - \varphi)]}{(1 + 4f^2) \cos \varphi}} \quad (5)$$

Условием захвата массы, попавшей на вал шнека за пределами межосевого расстояния, будет равенство найденной скорости нулю в пределах угла трения φ , т.е. при $V = 0$ и $\alpha + \alpha_0 \leq \varphi$. Скорость V будет равна нулю при:

$$e^{2f\alpha} \left\{ \frac{V_0^2 \sin^2 \alpha_0 (1 + 4f^2) \cos \varphi}{2gz} + [\cos(\varphi - \alpha_0) - 2f \sin(\varphi - \alpha_0)] \right\} = 2f \sin(\alpha + \alpha_0 - \varphi) + \cos(\alpha + \alpha_0 - \varphi). \quad (6)$$

По полученному выражению при значениях $f = 0,7$; $\varphi = 35^\circ$; $z = 0,075$ м и с учетом того, что $V_0 = \sqrt{2gH \cos \beta}$, где H - высота падения сырья; β - угол наклона шнеков к горизонту, была построена зависимость $\alpha_0 = f(H)$ (рис.4). По данному графику при известном значении H определялось значение угла α_0 , а затем и ширина захвата двухшнекового рабочего органа. Проверка условия (3) для серийной лавандоуборочной машины ЛУМ-2А показала, что при $H = 0,309$ м и $T = 0,6$ м ширина захвата двухшнекового рабочего органа равна $0,633$ м. Следовательно, условие (3) выполняется и данный рабочий орган может быть применен в бункере серийной лавандоуборочной машины.

Исследования энергоемкости процесса перемещения массы двухшнековым рабочим органом позволяют сделать вывод, что основными составляющими являются мощность N_1 на перемещение массы между шнеками и N_2 на перемещение массы вдоль боковин бункера. Значения составляющих определяются по формулам:

$$N_1 = \frac{L_1 Q g D \pi \operatorname{tg}(\mu + \varphi) \sin(\varphi_m + \beta)}{S \cos \varphi_m}, \quad \text{кВт}, \quad (7)$$

$$N_2 = L_2 Q g \operatorname{tg}(\mu + \varphi) \left[\frac{\cos(\mu + \varphi)}{2} + \sin \beta \right] / \operatorname{tg} \alpha, \quad \text{кВт} \quad (8)$$

где L_1, L_2 - длина пути перемещения массы, м;

- Q - подача массы, кг/с;
 M - угол подъема винтовой линии, град;
 ψ - угол трения массы по поверхности шнека, град;
 ψ_m - угол трения массы по массе, град;
 S - шаг витков, м.

Применение полученных формул показало, что большая часть энергии затрачивается на транспортирование сырья в межшнековом пространстве (при подаче массы 0,225 кг/с $N_1 = 0,14$ кВт, $N_2 = 0,027$ кВт). В связи с чем, большее значение имеет выбор оптимального расстояния между витками шнеков. Площадь поперечного сечения сырья при заполнении бункера (рис.5) можно представить как сумму двух площадей: поперечного сечения сырья в межвитковом пространстве F_1 и поперечного сечения сырья в межшнековом пространстве F_2 . Тогда

$$F_1 = 0,5 \pi D^2 \psi_1, \quad (9)$$

где ψ_1 - коэффициент наполнения шнеков.

Площадь F_2 представляет собой сложную фигуру $MPSN$. Допуская, что площадь этой фигуры равна площади фигуры $BCDE$, находим:

$$F_2 = (x + L_{cs}) \sqrt{\frac{D^2}{4} - \frac{(D+x-L_{cs})^2}{2}}, \quad (10)$$

где x - зазор между витками шнеков.

Для определения оптимальной величины x , при которой площадь F_2 , а, следовательно, и производительность двухшнекового рабочего органа максимальны, необходимо исследовать зависимость (10) на экстремум путем определения производной $\frac{dF_2}{dx}$ и нахождения значения x , при котором данная производная равняется нулю. Прделав указанные операции, получаем

$$x_{opt} = 0,25 \left[2L_{cs} - 3D + \sqrt{(3D - 2L_{cs})^2 + 8DL_{cs}} \right], \quad (11)$$

Межосевое расстояние, соответствующее максимальной производительности двухшнекового рабочего органа, равно:

$$A = D + 0,25 \left[2L_{cs} - 3D + \sqrt{(3D - 2L_{cs})^2 + 8DL_{cs}} \right] \quad (12)$$

Для шнеков, вращающихся навстречу друг другу с частотой

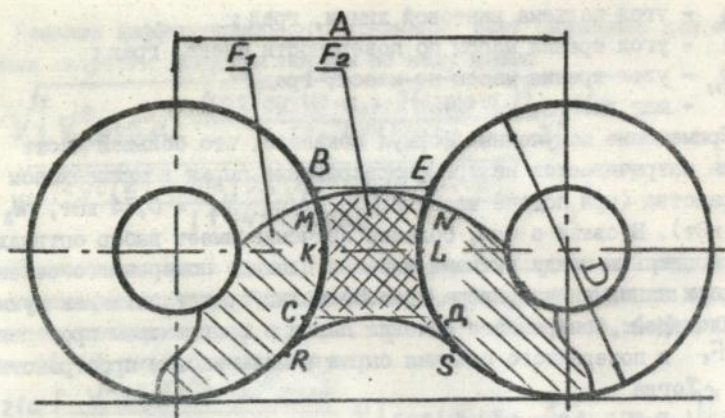


Рис. 5 Схема к определению оптимального межосевого расстояния при загрузке бункера

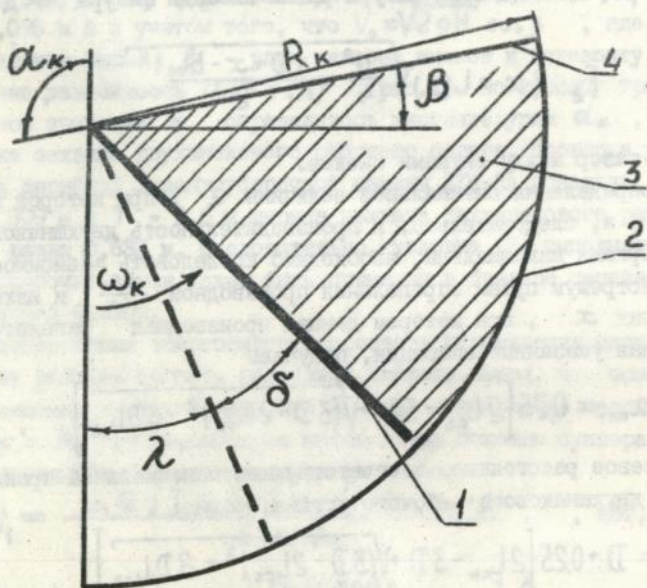


Рис. 6 Расчетная схема к определению составляющих суммарного момента сопротивления при секторном сжатии. Обозначения в тексте.

80 мин⁻¹, при средневзвешенной длине стеблей 240...250 мм, плотности массы около 60 кг/м³, влажности 55...60%, угле наклона шнеков к горизонту 40°, межосевое расстояние составляет 412...426 мм.

Для горных комбайнов важным является вопрос сохранения устойчивости и управляемости агрегата при любой степени заполнения бункера. Для повышения устойчивости агрегата бункер располагают как можно ближе к центру тяжести трактора, снижают его металлоемкость, уменьшают габариты. Для сохранения заданной вместимости бункера сырье необходимо уплотнить. Отсюда возникла необходимость промежуточных уплотнений сырья в процессе загрузки бункера. Уплотнение производится за счет сжатия сырья между шнеками и подвижным клапаном, поворачивающимся под действием гидроцилиндра. Усилие на штоке гидроцилиндра при вращении подвижного клапана и сжатии находящегося над ним сырья определяется по формуле:

$$N_r = \Sigma M / h \quad (13)$$

где $\Sigma M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5$ - суммарный момент составляющих сил сопротивления повороту соответственно от веса клапана, веса сырья в бункере, сопротивления сырья сжатию, трения о боковые стенки и днище;

h - плечо действия гидроцилиндра относительно оси поворота клапана.

Для определения значений составляющих ΣM введены следующие обозначения (рис.6): радиус поворота клапана при совпадении плоскостей передней и задней секции - R_k , угол между вертикальной осью и верхней крышкой бункера α_k , угол к первоначальному положению клапана λ , текущий угол поворота клапана δ , угол наклона верхней крышки к горизонту β .

Значение составляющих ΣM определяется по формулам:

$$M_1 = G_g \cdot \frac{R_k}{2} \sin(\delta + \lambda) \quad ; \quad (14)$$

$$M_2 = z \cos\left(\frac{\alpha_k - \delta - \lambda}{2} - \beta\right) \left[\frac{R_k^2}{3} \gamma (\alpha_k - \lambda) + \frac{R_k^4}{4} k E \right] \quad (15)$$

где G_g - вес клапана;

z - ширина бункера;

$$E = \frac{\cos(\alpha_k - 2\lambda - \delta) - \cos(-\lambda - \delta)}{\sin \alpha_k}$$

Значение крутящего момента от сил сопротивления сырья сжатие определяется с учетом неравномерности плотности сырья по высоте

$$M_3 = zC \left\{ e^{\frac{K_1}{K_3}} \left[e^{\frac{K_2 R_k}{K_3}} \left(\frac{R_k K_3}{K_2} - \frac{K_3^2}{K_2^2} \right) + \frac{K_3^2}{K_2^2} \right] - \frac{R_k^2}{2} \right\}, \quad (16)$$

где $K_1 = \alpha \delta \gamma_0 (\alpha_k - \lambda)$;

$K_2 = \alpha \delta k$;

$K_3 = (\alpha_k - \lambda - \delta) (\alpha_k - \lambda)$.

Q - коэффициент зависимости плотности сырья от давления.

Крутящий момент от трения сырья о боковые стенки бункера определяется с учетом сил сопротивления сырья сжатие

$$M_4 = zC e^{\frac{K_1}{K_3}} \left(\frac{K_3}{K_2 - K_3 K_4} \right)^2 \left[\frac{R_k (K_2 - K_3 K_4)}{K_3} + \frac{1}{e^{\frac{R_k (K_2 - K_3 K_4)}{K_3}} - 1} \right] - M_3, \quad (17)$$

где $K_4 = \frac{2f\tau(\alpha_k - \delta - \lambda)}{z}$

τ - коэффициент бокового давления.

Значение момента от сил трения сырья о изогнутое днище определяется по выражению:

$$M_5 = 0,5 R_k \left\{ \frac{R_k z C \left[e^{\alpha(\delta - \delta_0)} - 1 \right] - \left[\frac{\delta_0 R_k z}{2} + \frac{K R_k^3}{3} \right] (\sin \alpha_k - f \cos \alpha_k)}{e^{f(\alpha_k - \lambda - \delta)}} \right\} \quad (18)$$

где C - коэффициент зависимости плотности сырья от давления.

Стабильность и надежность послышной выгрузки сырья двухшнековым рабочим органом во многом зависят от согласования производительности двухшнекового рабочего органа и подачи сырья поворотным клапаном. Совместная работа двухшнекового рабочего органа и клапана возможна лишь в том случае, если производительность двухшнекового рабочего органа будет всегда, при любых эксплуатационных условиях выше производительности (подачи) клапана. Условием надежной выгрузки является выражение:

$$\left(\frac{D^2}{4} - z^2 \right) S \omega_{ш} K_p \delta_0 \left(1 - \frac{fS}{\pi(0,5D + z)} \right) \gg \frac{R_k \omega_k \delta_0 z}{2}, \quad (19)$$

где $\omega_{ш}$ - угловая скорость вращения шнеков;

K_p - коэффициент разрыхления сырья шнеками;

δ_s - плотность сырья в бункере ;

ω_k - угловая скорость поворота клапана.

Согласование производительности клапана и шнеков достигается за счет изменения параметров клапана R_k и ω_k . При первом варианте согласование производительности клапана и шнеков достигается за счет изменения длины клапана - R_k . Данный вариант хорошо согласуется с одним из способов выгрузки сырья из бункера - выгрузкой копной. Клапан выполняется из двух шарнирно соединенных секций, причем таким образом, что только одна из секций - передняя подает сырье к шнекам, т.е. $R_k = l_1 + l_2$, где l_1 - длина передней секции, l_2 - длина задней секции. Значение l_1 может быть определено из выражения :

$$l_1 = \sqrt{\frac{(0,5D^2 - 2z^2)S\omega_k K_p \left(1 - \frac{fS}{\pi(0,25D^2 - z^2)}\right)\Psi}{\omega_k z}} \quad (20)$$

При выгрузке в транспортное средство (рис.8) в шарнирное соединение секций днища вводится упор, предотвращающий поворот одной секции относительно другой при совмещении их в одной плоскости. Это дает возможность подавать сырье на выгрузку всей длиной клапана. Согласование производительности клапана и шнеков будет достигаться за счет изменения угловой скорости поворота клапана ω_k , которая определяется по выражению

$$\omega_k = \frac{(0,5D^2 - 2z^2)S\omega_k K_p \left(1 - \frac{fS}{\pi(0,25D^2 - z^2)}\right)\Psi}{R_k^2 z} \quad (21)$$

В однорядной машине при выгрузке копной при $l_1 = 1,107$ м и $\omega_k = 1,92 \cdot 10^{-2} \text{с}^{-1}$ время разгрузки бункера составляет 80 с. При выгрузке в транспортное средство и $\omega_k = 0,4 \cdot 10^{-2} \text{с}^{-1}$, $R_k = 2,6$ м, время разгрузки - 360 с. Таким образом, выгрузка сырья из низкорасположенного бункера в транспортное средство осуществляется, но за большее время. В двухрядной машине данный более длительный способ выгрузки применять нецелесообразно, так как необходимую высоту выгрузки можно достичь за счет соответствующего расположения выгрузной части бункера.

В четвертой главе "Лабораторно-экспериментальные исследования рабочих органов бункера" изложена программа и методика лабораторных исследований, описано устройство стенда для исследования секторного сжатия сырья и прибора для определения плотности сырья

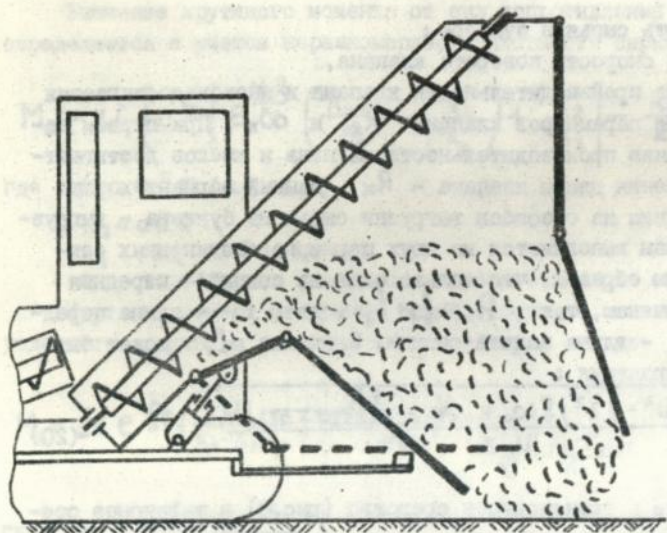


Рис. 7 Схема выгрузки сырья из бункера на технологическую площадку

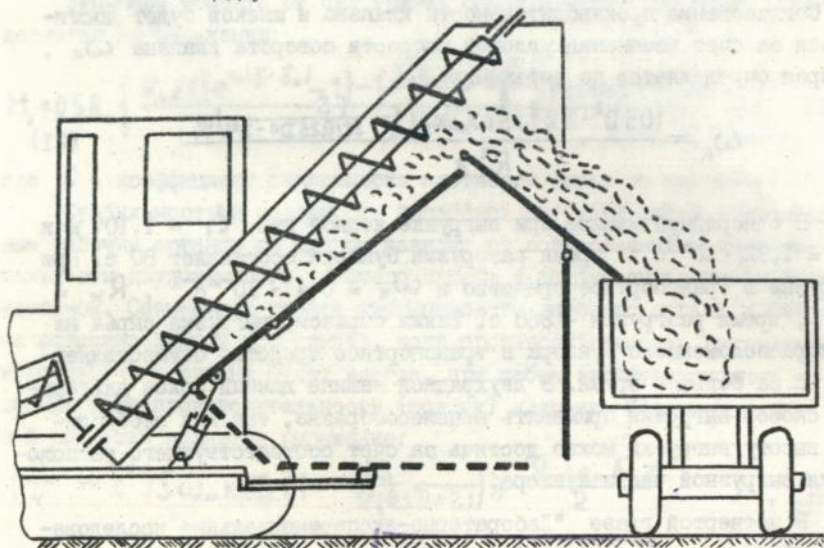


Рис. 8 Схема выгрузки сырья из бункера в транспортное средство

АИВ им. В. Стефанна

АН УРСР

в емкости.

Исследования на стенде были направлены на изучение следующих процессов и параметров:

- а) зависимости крутящего момента при секторном сжатии от плотности сырья лаванды;
- б) релаксации сырья лаванды при сжатии;
- в) определение коэффициента бокового давления;
- г) определение составляющих суммарного момента сопротивления сжатию сырья.

По результатам работы со стендом сделаны следующие выводы: при секторном сжатии сырья, ширине стенда 0,468 м, радиусе клапана 1,04 м для неизмельченного сырья можно выделить три фазы: первая фаза - изменение плотности от насыпной до 85...90 кг/м³. Сжатие сырья отсутствует, происходит подъем сырья до заполнения всех пустот, образовавшихся при укладке сырья в стенд. Вторая фаза - рост плотности сырья до 110...115 кг/м³ при незначительном изменении крутящего момента в пределах 0,62...0,81 кНм. К окончанию данной фазы сжатия плотность сырья по всему объему выравнивается, пустоты исчезают, сырье равномерно заполняет весь объем. Третья фаза - для увеличения плотности в пределах от 115 кг/м³ до 140 кг/м³ требуется приложение значительных усилий. Крутящий момент меняется в пределах 0,9...2,0 кНм. Исследования релаксации сырья показали, что время релаксации во всем диапазоне изменяемых плотностей остается постоянным и для неизмельченного сырья лаванды влажностью 48...50% составляет 69...73 с. Коэффициент бокового давления сырья лаванды меняется в пределах от 0,193 при плотности 62 кг/м³ до 0,296 при 166 кг/м³.

Определение составляющих суммарного крутящего момента показало, что наибольший удельный вес в суммарном моменте сопротивления подъему клапана составляет момент сопротивления сырья сжатию. По мере поднятия клапана значение данного момента увеличивается и к концу подъема составляет около 50%. Из остальных составляющих наибольшее сопротивление вызывает трение сырья по изогнутому днищу (20%) и боковинам (по 10% на каждую).

В пятой главе "Эксплуатационно-полевые исследования экспериментальных установок со шнековым распределителем в бункере" изложена программа эксплуатационно-полевых исследований, которая предусматривала проведение многофакторного эксперимента по составлению математической модели процесса совместной работы двухшнеково-

го рабочего органа и поворотного клапана; полевых исследований одно- и двухрядных установок для уборки лаванды со шнековым распределителем в бункерах; тензометрирование рабочих органов.

Многофакторный эксперимент был проведен с целью исследований процесса совместной работы двухшнекового рабочего органа и поворотного клапана, получения математической модели процесса и определения степени влияния каждого фактора на процесс выгрузки и их оптимального сочетания. На основании априорной информации и теоретических исследований были выделены четыре основные фактора, в наибольшей степени влияющих на процесс выгрузки сырья (табл. I).

В качестве критерия оптимизации принята производительность выгрузки (кг/с). Для оптимизации параметров использовали матрицу планирования для четырех факторов, план Бокса-Бенкина. По результатам реализации матрицы рассчитаны и оценены коэффициенты регрессии. После исключения незначительных коэффициентов получили следующее уравнение регрессии

$$\hat{y} = 1,808 + 0,155 x_1 + 0,223 x_2 + 0,112 x_3 - 0,098 x_1 x_2 - 0,084 x_1 x_3 - 0,117 x_2 x_3 - 0,159 x_1^2 - 0,185 x_2^2 - 0,174 x_3^2 - 0,175 x_4^2 \quad (17)$$

Анализ уравнения (17) с помощью двумерных сечений поверхности отклика показал, что на производительность выгрузки сырья лаванды наибольшее влияние оказывает зазор между витками шнеков и частота вращения шнеков. Наибольшая производительность выгрузки сырья из бункера достигается при зазоре между витками 95 мм, частоте вращения шнеков $70 \dots 75 \text{ мин}^{-1}$, ширине бункера $1,2 \dots 1,23 \text{ м}$, угле наклона шнеков к горизонту $40 \dots 45^\circ$.

Таблица I

Основные факторы, влияющие на процесс выгрузки сырья

Уровень и интервал варьирования	Ф а к т о р ы			
	зазор между витками шнеков, x_1 , мм	частота вращения шнеков, x_2 , мин^{-1}	ширина бункера, x_3 , мм	угол наклона шнеков к горизонту, x_4 , град.
Основной уровень	100	50	1200	45
Интервал варьирования	30	20	200	10
Верхний уровень (+I)	130	70	1400	55
Нижний уровень (-I)	70	30	1000	35

Полевые исследования экспериментальных одно- и двухрядной установок проводились на полях Алуштинского эфиромасличного совхоз-завода и ЦОПХ НПО "Эфирмасло".

Исследования показали, что совместное применение двухшнекового рабочего органа и поворотного клапана в бункере однорядной машины обеспечивает равномерное заполнение всего объема бункера сырьем плотностью 90...110 кг/м³, а также два варианта выгрузки сырья из бункера - в транспортное средство и копной. Применение двухшнекового рабочего органа совместно с планчатый транспортером в двухрядной машине также обеспечивает равномерное заполнение всего объема бункера сырьем со средней плотностью 110 кг/м³ без вспомогательных рабочих, исключая протяжки выгрузным транспортером и потери сырья от них.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Основным недостатком бункера существующей равнинной двухрядной лавандодоборочной машины ЛУМ-2А является необходимость протяжек выгрузным транспортером для распределения сырья в бункере, что приводит к потерям сырья (до 2%), отвлекает тракториста от управления комбайном, разрыхляет сырье в бункере, снижает вместимость бункера.

2. Бункер машины ЛУМ-2А нецелесообразно использовать в машине для уборки лаванды на склонах из-за больших габаритов, высокого расположения центра тяжести, необходимости протяжек массы транспортером.

3. В настоящее время созданы надежные работоспособные рабочие органы, обеспечивающие срезание лаванды на склонах. Чтобы создать горную лавандодоборочную машину с полной технологической схемой необходимо разработать малогабаритный и вместительный бункер, осуществляющий два варианта выгрузки сырья - копной или в транспортное средство.

4. Изучение физико-механических свойств сырья лаванды показало, что между плотностью сырья лаванды и прикладываемым к нему давлением существует зависимость, которая может быть описана с помощью показательной функции. Сырье лаванды эффективно уплотняется в области низких давлений: для сырья влажностью 52...55% и средне-взвешенной длине стеблей 240...255 мм при изменении давления от

0,25 до 2,25 кПа плотность сырья возрастает от 35 до 120...130 кг/м³. При дальнейшем увеличении давления плотность сырья увеличивается незначительно.

5. На основе изученных физико-механических свойств сырья лаванды и анализа конструкций бункеров уборочных машин изыскан двухшнековый рабочий орган для работы в бункере равнинного комбайна совместно с выгрузным скребковым транспортером, а в бункере машины для уборки горной лаванды - совместно с двухсекционным поворотным клапаном.

6. Полученные аналитические зависимости по определению оптимального межосевого расстояния шнеков, их угловой скорости, угловой скорости поворота клапана, производительности двухшнекового рабочего органа при заполнении и выгрузке позволяют вести расчет параметров рабочих органов бункера.

7. На основании экспериментально построенной математической модели процесса совместной работы двухшнекового рабочего органа и поворотного клапана установлено, что максимальная производительность выгрузки сырья достигается при частоте вращения шнеков 65...70 мин⁻¹, ширине бункера 1,2 м, технологическом зазоре между витками шнеков 95 мм, угле наклона шнеков к горизонту 35...45°.

8. Теоретическими и экспериментальными исследованиями определены основные конструктивные и кинематические параметры двухшнекового рабочего органа, применяемого в бункерах одно- и двухрядной лавандоуборочных машин: диаметр витков шнеков 320 мм, диаметр вала шнека 150 мм, шаг витков 300 мм, расстояние между осями шнеков 0,42 м, частота вращения 70 мин⁻¹.

9. Разработан стенд, позволяющий исследовать закономерности секторного сжатия сырья и определить составляющие суммарного момента сопротивления сжатю. Наибольший удельный вес в суммарном моменте сопротивления подъему клапана имеет момент сопротивления сырья сжатю - до 50%. Из остальных составляющих наибольшее сопротивление вызывает трение сырья о изогнутое днище и боковины (по 20%).

Разработан новый способ и устройство для определения плотности листостебельного сырья в бункерах и других емкостях, основанный на том, что замеры плотности производятся не при внедрении штанги с наконечником в сырье, а при выходе ее из материала, что

исключает накалывание и сгруживание стеблей на наконечнике и повышает точность замеров.

10. Лабораторно-полевыми исследованиями установлено:

а) двухшнековый рабочий орган устойчиво выполняет процесс распределения сырья в бункере;

б) в бункере двухрядной лавандоуборочной машины при длине шнеков 3 м, угле наклона шнеков к горизонту 35° , угле наклона выгрузного транспортера 30° , плотность сырья в бункере к моменту окончания загрузки достигает 110 кг/м^3 ;

в) в бункере однорядной лавандоуборочной машины при длине шнеков 3 м, угле наклона шнеков к горизонту 40° , длине передней секции клапана 1,1 м, задней 1,5 м, плотность сырья в бункере к моменту окончания загрузки достигает $85...90 \text{ кг/м}^3$;

г) применение промежуточного уплотнения сырья в бункере однорядной лавандоуборочной машины повышает плотность сырья до 110 кг/м^3 ;

д) применение двухшнекового рабочего органа исключает протряски массы транспортером бункера в процессе загрузки и потери сырья от них;

е) использование двухшнекового рабочего органа совместно с поворотным двухсекционным клапаном обеспечило два варианта выгрузки сырья, что создало предпосылки для создания горной лавандоуборочной машины с полной технологической схемой.

II. Высокие показатели качества работы, устойчивость выполнения технологического процесса, небольшая масса и простота конструкции двухшнекового рабочего органа позволяет использовать его в бункерах одно- и двухрядной машин для уборки лаванды.

Двухшнековый рабочий орган используется в ГСКБ НПО "Эфирмасло" при усовершенствовании бункера серийной лавандоуборочной машины ЛУМ-2А.

Годовой экономический эффект применения двухшнекового рабочего органа в бункере двухрядной машины составляет 8000 р, однорядной - 5000 р (в ценах 1990 г.).

Основные положения диссертации опубликованы в соавторстве с доктором техн. наук Д.Б. Райхманом в следующих работах:

I. К обоснованию межосевого расстояния двухшнекового рабочего органа // Труды ВНИИ эфиромасличных культур. - Симферополь, 1988, т. 19. - с. 137-142.

2. Распределение и уплотнение массы в бункере лавандоуборочной машины //Труды ВНИИ эфиромасличных культур. - Симферополь, 1988, т.19. - С.159-166.

3. О механизации уборки лаванды на склонах //Технические культуры. - 1989, № 3. - С.21-22.

4. Усовершенствование бункера лавандоуборочной машины //Технические культуры. - 1989, № 5, - С.22-23.

5. К вопросу механизации уборки лаванды на склонах //Труды ВНИИ эфиромасличных культур. - Симферополь, 1989, т.20. - С.158-163.

6. Лавандоуборочная машина: А.С. № 1544250 Оpubл. в БИ № 7, 1990.

7. Копнитель: А.С. № 1549500. Оpubл. в БИ № 10, 1990.

8. Копнитель: А.С. № 1683550. Оpubл. в БИ, № 38, 1991.

9. Способ определения плотности прессования листостебельного материала и устройство для его осуществления: А.С. № 1692362. Оpubл. в БИ № 43, 1991.

10. Плотность сырья лаванды при сжатии //Технические культуры. - 1990, № 6. - С.21.

11. Выбор оптимальной вместимости бункера машины для уборки лаванды на склонах //Труды ВНИИ эфиромасличных культур. - Симферополь, 1990, т.21. - С.134-140.

12. Машина для уборки сельскохозяйственных культур // Положительное решение по заявке № 4798246.

13. Новый способ определения плотности листостебельного материала //Технические культуры. - 1991, № 6. - С.30-32.

14. Бункер уборочной машины //Положительное решение по заявке № 4913921.

15. Исследование ширины захвата двухшнекового распределителя массы в бункере лавандоуборочной машины //Труды ВНИИ эфиромасличных культур. - Симферополь, 1992, т.22. - С.127-131.

16. Исследование процесса совместной работы двухшнекового распределителя сырья и поворотного днища бункера лавандоуборочной машины // Труды ВНИИ эфиромасличных культур. - Симферополь, 1992, т.22. - С.132-137.

В.С.С.

Подписано к печати 29.10.1992г.
Формат 10x84. Объем 1,4 усл.печ.л.
Заказ №30. Тираж 100. Бесплатно

Тип. гр НПО "Эфирмасло", г. Симферополь
ул. Киевская, 150

Бесплатно

№ 20152
АВ 26.152