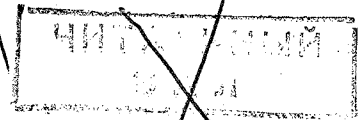


№ 97

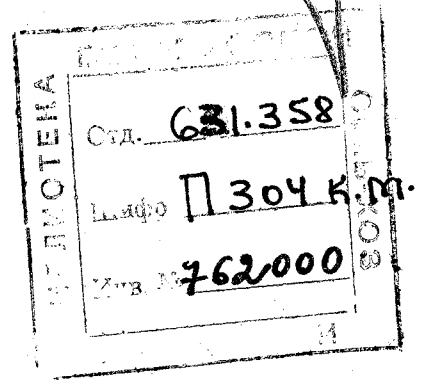
Г. Д. Петров
Д-Р ТЕХН. НАУК

Мрл



КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫЕ МАШИНЫ

расчет и проектирование



Издательство «Машиностроение»
Москва 1972



Картофелеуборочные машины. Петров Г. Д. М., «Машиностроение», 1972, стр. 400.

В монографии обобщены данные по теории, расчету и конструированию картофелеуборочных машин. Приведены материалы по теоретическим и экспериментальным исследованиям рабочих органов картофелеуборочных машин, проведенным в СССР и за рубежом. Подробно рассмотрены тенденции развития картофелеуборочной техники и перспективы ее дальнейшего совершенствования. Большое внимание уделено анализу наиболее сложных и экономически эффективных машин для уборки картофеля — комбайнов. Дана методика технологического расчета картофелеуборочных комбайнов.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников, занятых проектированием, изготовлением и испытаниями картофелеуборочных машин.

Табл. 32, илл. 214, библи. 70 назв.

Рецензенты д-р техн. наук **Б. И. Турбин** и канд. техн. наук **А. И. Малько**

Предисловие

Производство картофеля является весьма трудоемким процессом. Из общих затрат труда на возделывание картофеля, достигающих 800 чел.-час на 1 га, затраты труда на уборку составляют 45—60%. Это объясняется тем, что картофель с основной площади выкапывался до последнего времени картофелекопателями и простейшими копачами, а подбор клубней осуществлялся вручную.

Создание более совершенных картофелеуборочных машин является одной из актуальнейших задач, стоящих перед сельскохозяйственным машиностроением. При решении проблемы механизации уборки картофеля конструкторы и ученые столкнулись с рядом технических трудностей. Поэтому, несмотря на острую потребность в экономичных, производительных картофелеуборочных машинах и большие усилия, затраченные в течение многих лет учеными и конструкторами как в нашей стране, так и за рубежом, машины, удовлетворяющие агротехническим требованиям и пользующиеся спросом потребителя, созданы лишь в последние годы. Однако и эти конструкции нельзя считать вполне совершенными.

Специфические трудности механизации уборки картофеля связаны главным образом с тем, что плоды (клубни) этой культуры находятся под поверхностью почвы. Существуют два способа уборки корнеклубнеплодов — терблением (выдергиванием) плодов за ботву и подкапыванием их вместе с почвенным пластом.

Анализ агротехнических и физико-механических характеристик растений картофеля в разных зонах возделывания и в различные сроки уборки показывает, что картофель распространяется сортам наиболее надежно и полно может быть убран машинным способом только при использовании принципа уборки, основанного на подкапывании пласта с клубнями и последующей сепарации их от почвы. Для получения товарных клубней комбайн должен отделить их от большого количества почвы.

Трудность осуществления процесса сепарации в картофелеуборочных комбайнах обуславливается рядом факторов, основные из которых: незначительное содержание клубней в подкапываемой массе почвы (не более 2%); крайняя восприимчивость клубней к механическим воздействиям; неблагоприятные для сепарации физико-механические свойства почвы (комковатость, пластичность, липкость); резкая изменчивость свойств почвы в зависимости от влажности; наличие в почве камней, корневищ, сорняков и других посторонних примесей.

Работы по созданию картофелеуборочного комбайна в Советском Союзе были начаты Всесоюзным научно-исследовательским институтом сельскохозяйственного машиностроения (ВИСХОМ) совместно с конструкторским бюро завода «Ряз-

сельмаш» и Институтом картофельного хозяйства (ИКХ) еще в предвоенные годы.

Первоначально картофелеуборочный комбайн создавался на базе элеваторного картофелекопателя ТЭК-2. В дополнение к имеющимся на этой машине двум элеваторам в схему был включен ряд рабочих органов для более полного отделения клубней от почвы, ботвы и других примесей. На базе этих рабочих органов в начале пятидесятых годов были созданы конструкции комбайнов КОК-2 и ККР-2. Однако в связи с существенными недостатками технологических схем эти комбайны не нашли применения в сельском хозяйстве.

На основании результатов испытаний этих машин стало очевидным, что дальнейшее совершенствование картофелеуборочных комбайнов немислимо без проведения глубоких научно-исследовательских работ. За последние 15 лет как у нас в стране, так и за рубежом были выполнены многочисленные работы по исследованию и конструированию картофелеуборочной техники. В результате этих работ были созданы новые более совершенные картофелеуборочные машины, обеспечивающие комплексную механизацию уборки картофеля. Количество картофеля, убираемого машинами, и в частности комбайнами, непрерывно растет. В отдельных районах страны (например, в Московской области) 60—70% картофеля уже убирают при помощи картофелеуборочных комбайнов.

Назрела необходимость обобщить эти работы и сделать достоянием более широкого круга специалистов, занимающихся вопросами создания и использования картофелеуборочной техники. В данной книге автор сделал попытку выполнить эту работу.

При теоретическом анализе и исследовании технологического процесса картофелеуборочного комбайна привлечены материалы из смежных отраслей техники.

Автор выражает большую благодарность коллективу отдела машин для уборки корнеклубнеплодов ВИСХОМа за помощь в подготовке материалов книги.

Картофель и технология его уборки

Характеристика культуры картофеля

Тип, конструкция и параметры подкапывающих и сепарирующих рабочих органов картофелеуборочных машин должны устанавливаться исходя из расположения клубней в почве, формы и размеров клубней, физико-механических свойств клубней и ботвы.

Все эти свойства картофельного растения не являются постоянными. Они могут изменяться в зависимости от сорта картофеля и почвенно-климатических условий его произрастания.

Расположение клубней в почве. Важнейшее значение для установления параметров подкапывающих рабочих органов имеют следующие параметры клубневого гнезда: глубина залегания нижнего клубня h_1 , расстояние между внешними точками крайних клубней (ширина гнезда) B , а также глубина залегания верхнего клубня h_2 . Эти параметры не являются постоянными. Они зависят от сорта картофеля, типа почвы, глубины посадки, агротехники возделывания и ряда других факторов.

По данным В. С. Митрофанова [28], ширина гнезда для различных сортов картофеля изменяется в пределах 14—24 см. По данным Е. А. Глухих [10], в разные годы средняя ширина гнезд колеблется от 15 до 21 см, а максимальная от 23 до 32 см. По его же данным, максимальная глубина залегания нижнего клубня изменяется в пределах 16—21 см. Общую картину варьирования параметров клубневого гнезда характеризуют данные агрофизической лаборатории ВИСХОМа, приведенные в табл. 1.

Форма, размеры и вес клубней. Клубни разных сортов картофеля имеют разнообразную форму, характерную для каждого сорта. Например, клубни сорта Ранняя роза крупные, продолговатые; Эпикур — бочковидные; Эпрон — округлые; Лорх — округлые. В процессе сепарации лучше отделяются от почвы крупные клубни округлой формы. Размеры (крупность) клубней связаны с количеством клубней в гнезде, зависящем также от сорта.

Таблица 1

Расположение клубней в почве

Показатели	Сорт		
	Лорх	Эпрон	Берлихинген
Глубина залегания верхнего клубня в см:			
средняя	5,1	4,7	5,3
наименьшая	3,0	2,0	2,0
наибольшая	10,0	9,0	10,0
Ширина гнезда в см:			
вдоль рядка			
средняя	23,9	24,8	27,7
наименьшая	14,0	9,0	12,0
наибольшая	36,0	37,0	38,0
поперек рядка			
средняя	20,8	18,5	22,5
наименьшая	13,0	7,0	10,0
наибольшая	29,0	30,0	31,0
Глубина залегания нижнего клубня в см:			
средняя	18,9	19,2	18,6
наименьшая	16,0	14,0	16,0
наибольшая	23,0	22,0	24,0

Величина и форма клубней зависят также от урожая температурного и водного режимов в период роста, типа почвы и других факторов (табл. 2). Чем больше урожай, тем крупнее клубни. При резких колебаниях температурного режима клубни получают неправильной формы. Клубни характеризуются тремя размерами: длиной a , шириной b и толщиной c .

Стандарт на сортовой семенной картофель группирует клубни по отношению их длины к ширине. Если это отношение равно или больше 1,5, клубни считаются продолговатыми, а если меньше — округлыми. При такой характеристике не учитывается третий размер — толщина.

Акад. В. П. Горячкин [12], изучая закономерности сортирования клубней картофеля, установил соотношение между весом и размерами клубня.

Вес клубня G_k выражается следующей формулой:

$$G_k = mg = V\gamma_k, \quad (1)$$

где V — объем клубня;

γ_k — удельный вес клубня.

Объем клубня может быть определен по зависимости

$$V = \epsilon_0 abc,$$

где ϵ_0 — коэффициент (для эллипсоида $\epsilon_0 = \frac{4}{3} \pi$).

Таблица 2

Размерно-весовая характеристика растений картофеля

Показатели	Сорт и значения показателей														
	Прикульский			Северная роза			Лорх			Передовик			Берлихинген		
	Средние	Наименьшие	Наибольшие	Средние	Наименьшие	Наибольшие	Средние	Наименьшие	Наибольшие	Средние	Наименьшие	Наибольшие	Средние	Наименьшие	Наибольшие
Общий вес в г	974,7	467	2087	930,0	517	1530	1015,0	496	1557	1060,5	456	2126	819,4	603	1150
Вес клубней в г	697,5	307	1607	514,0	251	882	654,0	314	1007	614,9	350	916	628,1	483	810
Вес ботвы в г	277,2	160	480	416,0	266	652	361,0	182	550	445,6	106	1210	191,3	120	340
Количество стеблей в кусте	5,3	3	10	4	3	5	6,9	5	10	3,8	2	6	4,9	3	10
Длина стебля в см	56,1	45	64	65,7	59	78	92,1	68	120	81,0	50	120	66,8	55	80
Урожай в ц/га	87,4	—	—	131,2	—	—	117,9	—	—	151,1	—	—	69,2	—	—
Количество на кусте	7,9	4	16	7,7	4	13	13,9	6	21	13,1	7	17	9,7	7	14
Длина в мм	60,7	29,8	120,5	63,3	26,7	118,5	49,4	20,0	98,3	50,5	22,6	103,0	59,3	22,4	128,6
Ширина в мм	52,1	27,5	77,4	45,7	20,0	69,0	41,4	17,5	84,5	37,7	21,0	62,4	44,2	22,0	71,0
Толщина в мм	43,5	21,3	65,2	36,9	18,0	55,3	34,2	13,0	52,4	32,7	16,0	51,8	37,2	18,0	59,4
Вес в г	92,2	12,0	252,0	70,7	8,0	196,0	48,1	5,0	187,0	47,9	8,0	164,0	67,1	8,0	242,0
Урожай в ц/га	220,0	—	—	162,1	—	—	213,0	—	—	208,4	—	—	206,6	—	—

КУСТ

БОТВА

КЛУБНИ

Зависимость между весом клубня $G_k = mg$ и объемом abc выражается прямой, поэтому

$$G_k = \varepsilon abc. \quad (2)$$

По данным В. П. Горячкина, значения коэффициента ε колеблются в пределах 0,56—0,65.

Основываясь на изложенном, Е. А. Глухих предложил формулу для определения расчетного веса клубня:

$$G_k = v'_k \frac{abc}{2}, \quad (3)$$

где v'_k — коэффициент, зависящий от формы клубня.

Для определения этого коэффициента он ввел две дополнительные величины:

$$\theta_1 = \frac{a}{b} \text{ и } \theta_2 = \frac{a}{c}.$$

Форма клубней характеризуется коэффициентом

$$\theta_3 = \frac{a}{\sqrt{bc}}.$$

Подставляя в это уравнение соответствующие значения величин, получаем

$$\theta_3 = \sqrt{\theta_1 \theta_2}. \quad (4)$$

Выражая одни размеры клубня через другие $b = \frac{a}{\theta_1}$ и $c = \frac{a}{\theta_2}$ и подставляя эти значения в уравнение (3), получаем

$$G_k = \frac{v'_k a^3}{2\theta_1 \theta_2}.$$

Обозначив общий коэффициент $v = \frac{v'_k}{2\theta_1 \theta_2}$, имеем

$$G_k = va^3 \quad (5)$$

или

$$G_k = v\theta_1^3 b^3; \quad (6)$$

$$G_k = v\theta_2^3 c^3. \quad (7)$$

Пользуясь данными опытов и способом наименьших квадратов, определим величину v'_k , входящую в уравнение (3):

$$v'_k = \frac{\sum G_k \frac{abc}{2}}{\sum \left(\frac{abc}{2} \right)^2}.$$

Лабораторные опыты, проведенные Е. А. Глухих по определению удельного веса клубней, подтвердили правильность теоретических обоснований.

При конструировании уборочных машин расчет ведется чаще не по весовой, а по размерной характеристике клубней. Если в уравнения (3), (5), (6) и (7) подставить значения величин v'_k , θ_1 и θ_2 , то зависимости веса клубней от размеров будут:

$$G = \varepsilon abc; \quad G = \xi a^3;$$

$$G = \mu b^3; \quad G = \Omega c^3.$$

Значения коэффициентов ε , ξ , μ и Ω , входящих в эти уравнения, определенные Е. А. Глухих, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Значение коэффициентов ε , ξ , μ и Ω

Коэффициент	Сорт							
	Эпикур	Советский	Эпрон	Коблер	Лорх	Ранняя роза	Мажестик	Берлин-ген
ε	0,550	0,550	0,565	0,545	0,545	0,540	0,560	0,565
ξ	0,380	0,321	0,360	0,312	0,292	0,263	0,236	0,218
μ	0,580	0,420	0,491	0,568	0,581	0,588	0,691	0,715
Ω	0,818	0,940	0,973	0,922	0,972	1,056	1,039	1,097

Сепарирующие рабочие органы картофелеуборочных машин, как правило, имеют продолговатые просветы и отделяют клубни от почвы по толщине. Поэтому, устанавливая ту или иную величину просвета, необходимо учитывать какого веса клубни пройдут через этот просвет. По агротехническим требованиям клубни весом менее 20 г не учитываются как потери. Задаваясь минимальным весом клубня G_k по формуле (7), можно вычислить толщину клубня и установить величину просвета.

Графическая зависимость веса клубней от толщины, по опытным данным М. Е. Мацепуро [27], показана на рис. 1.

Размеры и абсолютный вес клубней в зависимости от урожайности, по данным лаборатории агрофизики ВИСХОМА, приведены в табл. 4.

При повышении урожайности количество клубней в кусте, как правило, не изменяется, а увеличивается средний вес клубней.

Объемный (насыпной) вес клубней картофеля зависит от крупности клубней и в среднем составляет 0,648 т/м³.

Удельный вес клубней колеблется в сравнительно небольших пределах (1,040—1,090 г/см³) в зависимости от крупности и сорта, что видно из табл. 5.

Таблица 4

Вес и количество клубней одного куста

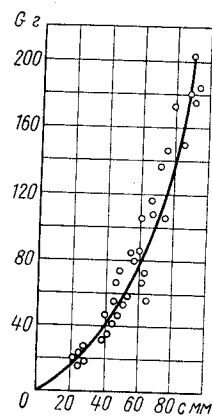


Рис. 1. Зависимость веса клубней от толщины

Показатели	Сорт		
	Лорх	Эпрон	Берлихинген
Урожай в ц/га	201,2	147,9	135,5
Вес клубней одного куста в г:			
средний	986	725	664
наименьший	545	120	380
наибольший	2030	1400	920
Число клубней одного куста:			
среднее	21	17	20
наименьшее	4	3	8
наибольшее	38	34	33
Средний вес одного клубня в г	46,9	42,6	33,2

Таблица 5

Удельный вес клубней

Сорт	Размер клубней	Средний вес клубня в г	Удельный вес в г/см ³		
			средний	наименьший	наибольший
Лорх	Мелкие	23,0	1,058	1,040	1,070
	Средние	53,0	1,073	1,060	1,080
	Крупные	102,0	1,082	1,070	1,090
	Средний по сорту	59,0	1,071	1,040	1,090
Эпрон	Мелкие	19,5	1,065	1,050	1,080
	Средние	46,8	1,068	1,050	1,090
	Крупные	100,7	1,072	1,060	1,080
	Средний по сорту	55,6	1,068	1,050	1,090
Берлихинген	Мелкие	24,5	1,074	1,060	1,090
	Средние	51,3	1,073	1,050	1,080
	Крупные	97,0	1,074	1,040	1,090
	Средний по сорту	57,6	1,074	1,04	1,090

Усилия на отрыв клубней от столонов, на разрыв ботвы и теребление ботвы с клубнями из почвы. Физико-механические свойства ботвы зависят от степени зрелости растения. Зеленая ботва недозревшего картофеля имеет меньшую прочность, длину и толщину стеблей по сравнению с ботвой созревшего картофеля.

В одном кусте картофеля может быть 1—10, а в редких случаях и более стеблей, средняя длина стеблей составляет 60—90 см, максимальная 2 м; диаметр ботвы у основания составляет 4—20 мм. Объемный вес ботвы в уплотненном состоянии — 0,133 т/м³.

Положение ботвы на поверхности поля весьма неопределенно и зависит от ряда факторов: сорта картофеля, агротехники возделывания, погодных условий и др. Состояние и положение ботвы в поле характеризовать математически трудно.

В. В. Козлов [16] определял полеглость ботвы коэффициентом полеглости k , представляющим собой отношение суммы высот стеблей кустов, замеренных в естественном положении, к сумме длин тех же стеблей в вытянутом положении. При слабой полеглости $k > 0,75$; при средней $k = 0,5 \div 0,75$; при сильной $k = 0,3 \div 0,5$; при очень сильной $k < 0,3$.

Слабая полеглость ботвы наблюдается лишь у недозревшего картофеля. По мере созревания, а также после заморозков ботва полегает, что делает невозможным применение для уборки картофеля машин теребильного типа.

Данные об усилиях теребления и разрыва стеблей ботвы приведены в табл. 6 [6].

Анализ приведенных данных, а также данных В. С. Митрофанова [28] показывает, что теребление клубней из почвы за ботву без предварительного подкапывания грядки невозможно, так как усилие теребления значительно выше усилия, необходимого на отрыв клубня от столона, которое колеблется в пределах 0,36—1,21 кг. Поэтому вытеребляется не более половины клубней.

Как показали опыты В. В. Козлова, усилие теребления при предварительном подкапывании клубневых гнезд значительно уменьшается и составляет 35,8—37,4% от усилия теребления без подкапывания. В проведенных им опытах при тереблении с подкапыванием было извлечено клубней картофеля сорта Лорх 85%, Берлихинген 93—95%. Проведенные в Советском Союзе, ГДР и Англии работы показывают, что для уборки клубней методом

Таблица 6

Усилия теребления и разрыва стеблей

Диаметр стеблей у основания в мм	Среднее усилие теребления в кг	Среднее усилие разрыва в кг на расстоянии от основания ботвы в см		
		5	15	25
5—6	7,6	26	19	15
6,5—8	10,0	28	31	22
8,5—10	15,3	42	35	25
10,5—12	15,6	48	48	40

теребления необходимо вывести сорта с малополегаемой ботвой и крепкоосидающими на столонах клубнями (усилие отрыва клубней должно быть не менее 1,5 кг).

Отношение веса ботвы к весу клубней колеблется в больших пределах $\frac{1}{5}$ — $\frac{1}{1}$. В среднем оно бывает в пределах $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{2}$.

Коэффициенты трения клубней. Акад. В. П. Горячкин для клубней картофеля различает несколько видов трения: трение скольжения, трение качения и трение опрокидывания. Трение опрокидывания отличается от трения качения тем, что перемещение клубня под воздействием движущей силы происходит вдоль большой оси (длины) клубня. Очевидно, что этот вид трения является неустойчивым. Каждый вид трения характеризуется соответствующими коэффициентами трения, значения которых приведены в табл. 7.

Таблица 7

Коэффициенты трения клубней по различным поверхностям

Материал поверхности	Коэффициент трения		
	качения	опрокидывания	скольжения
Резина	0,35—0,37	0,43—0,53	0,70—0,75
Стальной лист	0,32—0,36	0,37—0,45	0,58—0,60
Прорезиненная лента	0,37—0,40	0,50—0,54	0,60—0,78
Полиэтилен	—	—	0,40—0,42
Почва	—	—	0,98—1,03

Коэффициент трения качения клубня о клубни составляет 0,5—0,6, а трения скольжения 0,8. Из приведенных данных следует, что значения коэффициентов трения клубней даже по одним и тем же поверхностям заметно варьируют. Для трения скольжения это объясняется непостоянством влажности клубней, а для трения качения — изменчивостью формы клубней. Но во всех случаях коэффициенты трения качения меньше коэффициентов трения скольжения.

Упругие свойства клубней. В. И. Табачук [53] при помощи маятникового копра определял коэффициент восстановления свежескопанных клубней при падении их на железную плиту. Он установил, что для сорта Берлихинген этот коэффициент равен 0,6, Калев — 0,55, Лорх — 0,63.

По данным опытов А. Н. Тимофеева на копре, коэффициент восстановления при падении на железную плиту клубней сорта Берлихинген равен 0,62; на прутковую решетку грохота — 0,74; на ту же решетку с резиновой изоляцией — 0,73 [54].

Прочность клубней при уборке. Живая ткань клубня может разрушиться при статических нагрузках (сжатии) или динамическом воздействии на него (ударах). По данным В. С. Митро-

фанова, величина разрушающего усилия при статическом сжатии клубней зависит от их размера и степени зрелости.

На рис. 2 приведены данные В. С. Митрофанова о разрушении клубней сорта Вольтман, убранных в различные сроки. Из

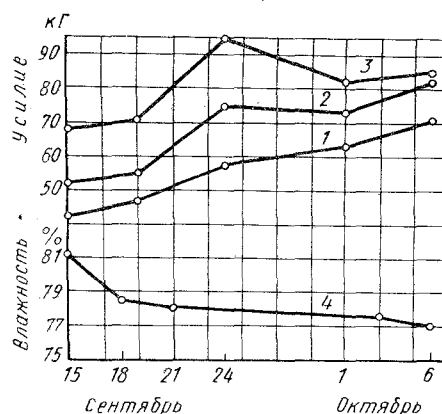


Рис. 2. Зависимость прочности клубней сорта Вольтман при сжатии от срока уборки (по данным В. С. Митрофанова):

1 — клубни весом 23—35 г; 2 — клубни весом 50—60 г; 3 — клубни весом 80—100 г; 4 — влажность клубней

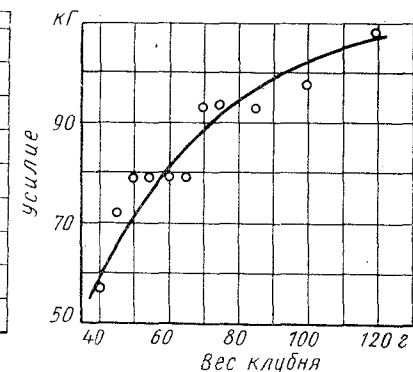


Рис. 3. Зависимость прочности клубней при сжатии от их веса

Усилие раздавливания клубня

Таблица 8

Размер (длина, ширина или толщина) клубня в мм	Сорт					
	Лорх		Эпрон		Берлихинген	
	Средний вес клубня в г	Усилие в кг	Средний вес клубня в г	Усилие в кг	Средний вес клубня в г	Усилие в кг
<i>Сила приложена по длине клубня</i>						
50—59	68,8	72,0	73,5	64,4	71,1	61,5
60—69	98,8	81,7	109,6	71,6	87,2	63,1
70—79	127,1	90,9	—	—	122,0	70,7
<i>Сила приложена по ширине клубня</i>						
40—49	73,0	78,0	51,1	58,6	70,3	60,1
50—59	88,5	82,7	78,0	65,6	74,4	65,0
60—69	135,6	98,7	127,5	80,0	109,3	72,3
<i>Сила приложена по толщине клубня</i>						
30—39	—	—	63,4	62,0	65	68
40—49	95	85,3	85,0	73,5	87	64
50—59	136	89,5	136,0	82,7	107	64

приведенных данных видно, что прочность клубней увеличивается по мере их созревания и соответствующего уменьшения влажности. Прочность крупных клубней больше, чем мелких. Последнее подтверждается данными опытов М. Е. Мацелуро, приведенными на рис. 3.

Кроме того, прочность клубней зависит от направления приложения нагрузки и сорта картофеля, что видно из данных лаборатории агрофизики ВИСХОМа, приведенных в табл. 8.

Полное разрушение клубня (появление трещин) при встрече с металлической поверхностью происходит при скоростях соударения 10 м/сек и выше. При меньших скоростях происходят частичные повреждения клубней, которые подразделяются на видимые (наружные) и невидимые (ушибы), проявляющиеся через несколько дней в виде внутренних потемнений мякоти. Степень этих повреждений зависит от скорости соударения, поверхности, о которую происходит удар клубня, степени зрелости клубня, а также сорта картофеля.

Технологические приемы уборки картофеля и классификация картофелеуборочных машин

Поскольку осуществить устойчивый процесс уборки клубней из почвы рабочими органами теребильного типа практически не удается, подавляющее большинство конструкций картофелеуборочных машин основывается на принципе выкапывания гнезд клубней вместе с почвой. Характер размещения урожая клубней в земле обуславливает необходимость забирать вместе с клубнями при подкапывании значительное количество почвы. При этом возникает сложная задача сепарации (отделения) клубней от почвы, камней и других примесей.

Технологический процесс уборки картофеля независимо от применяемых средств механизации включает следующие основные операции: подкапывание (выкапывание) клубней, отделение (сепарация) клубней от почвы, отрыв клубней от ботвы, удаление ботвы и растительных примесей, отделение камней и других примесей, погрузка клубней в тару или транспортные средства.

Могут быть и дополнительные операции: предварительное удаление ботвы или сортирование клубней на фракции.

Предварительное удаление ботвы проводят для предотвращения забивания рабочих органов как простейших машин, так и комбайнов при уборке картофеля с сильноразвитой ботвой. Удаление ботвы (химическим или механическим способом) облегчает не только работу машин, но и рабочих, занятых на подборе клубней.

В настоящее время практическое применение находят три основных способа уборки:

1. Выкапывание клубней картофелекопателями с укладкой их на поверхность и последующим ручным подбором.

2. Уборка картофелекопателями с прицепными переборочными столами, на которых вручную производится выборка клубней.

3. Уборка комбайнами. При этом способе различаются три варианта: прямое комбайнирование, раздельная (двухфазная) комбайновая уборка (подбор комбайнами валков, заранее уложенных на поверхность поля картофелекопателями) и уборка комбинированным способом.

При комбинированном способе уборки в междурядье двух рядков, убираемых комбайном, картофелекопателем-валкоукладчиком укладываются клубни с двух или четырех смежных рядков.

Таким образом, комбайн подкапывает два рядка и одновременно подбирает уложенный в междурядья валок клубней с двух или четырех рядков. Производительность комбайна при этом возрастает. Однако использовать комбинированный способ уборки можно только в благоприятных условиях, когда комбайн удовлетворительно работает при прямом комбайнировании.

Раздельным способом целесообразно пользоваться в условиях повышенной влажности.

Для осуществления этих способов уборки применяют простейшие орудия — копачи, картофелекопатели швыряльного и просеивающего типа, картофелекопатели с прицепными переборочными столами, картофелекопатели-валкоукладчики и картофелеуборочные комбайны (рис. 4).

Выбор средств механизации определяется конкретными условиями хозяйства: типом почвы и влажностью ее в период уборки, размером и рельефом полей, наличием на них камней, общей площадью, занятой под картофелем, величиной урожая картофеля и др. Например, комбайн наиболее целесообразно использовать на полях с легкими и средними почвами, длинными гонами и высокой урожайностью клубней, а картофелекопатели швыряльного типа — на мелких участках в переувлажненных районах.

Наряду с перечисленными выше основными типами технологических процессов механизированной уборки картофеля существуют многочисленные их разновидности и варианты, в соответствии с которыми видоизменяются и схемы применяемых машин.

Рассмотрим основные типы картофелеуборочных машин и орудий, представленных на рис. 4.

Копачи (рис. 4, а) подкапывают грядки картофеля, нарушают связь кустов с почвой и частично выпаживают клубни картофеля на поверхность поля. Обычно копач представляет собой конное орудие, работающее с двумя лошадьми, которые в парной запряжке идут по бороздам. Подкапывающим рабочим органом служит двухотвальный корпус (типа корпуса окучника). При работе корпус проходит посередине рядка, раскрывая его

на две стороны. Затраты труда на подбор клубней после подкopa их копачами составляют 190—250 чел.-час/га.

Копатели швыряльного типа — швырялки (рис. 4, б) выкапывают кусты и разбрасывают клубни и почву из грядки в сторону, перпендикулярно ходу машины на расстояние до 3,5 м. Картофелекопатели швыряльного типа выпускают, как правило, однорядные, навесные на тракторы.

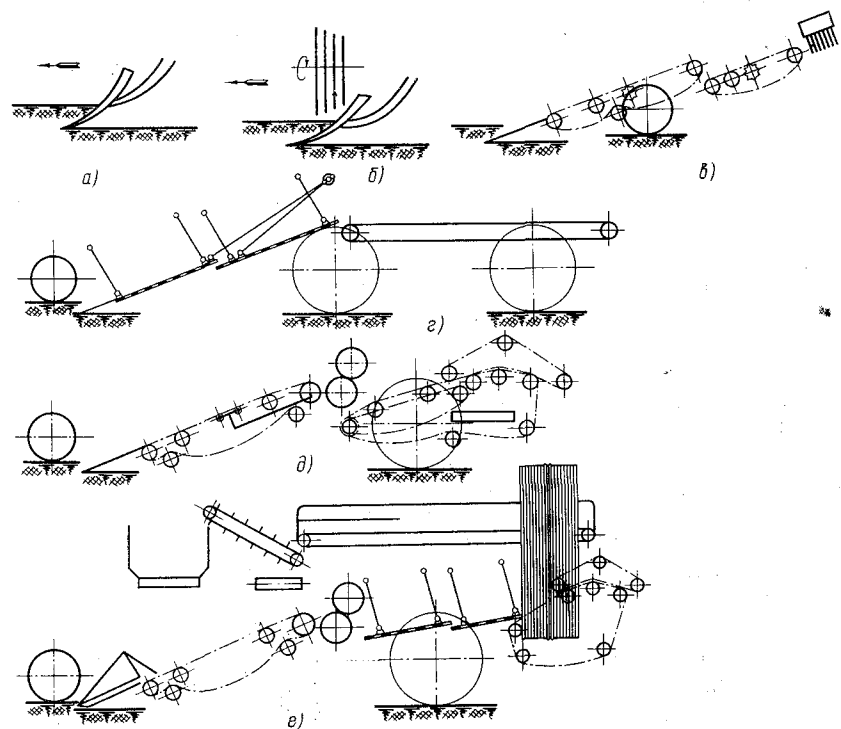


Рис. 4. Принципиальные схемы основных типов картофелеуборочных машин и орудий

Технологический процесс осуществляется следующим образом: при движении машины лемех подрезает почвенный пласт. В момент схода пласта с лемеха он разрушается и разбрасывается по поверхности поля гребенками вращающегося ротора. После прохода копателя получается полоса шириной 1,5—3,0 м, на поверхности которой располагается основная масса клубней. Бригада подборщиков (13—18 человек) размещается так, чтобы каждый подборщик имел участок длиной 15—25 м.

Недостатками копателей швыряльного типа являются большие потери клубней (количество клубней, засыпанных почвой,

до 25%), невозможность работать в запас, а также повышенные повреждения клубней особенно при работе на сухой почве.

Затраты труда на подбор клубней после копателей швыряльного типа на 20—25% выше, чем после картофелекопателей просеивающего типа.

К преимуществам копателей швыряльного типа относится возможность использования их на почвах повышенной влажности и на почвах, засоренных мелкими камнями. В Советском Союзе их наиболее широко используют в Северо-Западных районах. За рубежом машины этого типа распространены главным образом в Скандинавских странах.

Картофелекопатели просеивающего типа (рис. 4, в) осуществляют подкапывание грядок и передачу подкопанного пласта на сепарирующие рабочие органы. Сепарирующие рабочие органы чаще всего применяются двух основных типов: прутковые элеваторы (картофелекопатели ТЭК-2, КТН-2, КТН-2Б) и качающиеся грохоты (картофелекопатели КГ-2 и КВН-2М). В качестве сепарирующих рабочих органов используются также кулачковые и барабанные грохоты.

Подкопанный пласт вместе с кустами картофеля поступает на элеватор (грохот), почва просеивается через зазоры между прутками, клубни, ботва и непросеявшиеся комки почвы сбрасываются сзади машины на поверхность поля. Затем клубни подбираются рабочими.

Затраты труда на подбор клубней после картофелекопателей просеивающего типа колеблется в пределах 70—130 чел.-час/га в зависимости от урожая и почвенно-климатических условий.

Для снижения затрат труда к картофелекопателям просеивающего типа КГ-2 присоединяют прицепные переборочные столы. На переборочном столе клубни вручную отделяют от ботвы и почвенных комков и собирают в мешки.

Картофелекопатели с прицепными переборочными столами (рис. 4, г) позволяют получить кондиционный картофель за счет выборки клубней рабочими и затаривания их в мешки или корзины при помощи соответствующих приспособлений. Преимуществом этих картофелекопателей по сравнению с обычными является облегчение условий труда рабочих, а по сравнению с картофелеуборочными комбайнами несколько меньшее повреждение клубней.

Картофелекопатели с прицепными переборочными столами особенно целесообразно применять при уборке раннего и семенного картофеля. Однако осуществление этого способа уборки возможно только в легких условиях. При использовании прицепных переборочных столов в легких условиях затраты труда могут быть снижены на 20—30% по сравнению с подбором клубней вручную с поверхности поля.

Картофелекопатели-валкоукладчики (рис. 4, д) в отличие от обычных картофелекопателей, как правило, имеют дополни-

тельные устройства для удаления ботвы из машины и поперечные транспортеры, позволяющие производить укладку клубней в узкий валок с двух, четырех или шести рядков. Примером такой машины является картофелекопатель УКВ-2. Он дает возможность повысить производительность труда рабочих при подборе клубней, а также обеспечить двухфазную комбайновую уборку.

При подборе клубней вручную за машиной УКВ-2 затраты труда снижаются на 30—50% по сравнению с подбором картофеля за обычным картофелекопателем, а при подборе комбайном затраты труда снижаются на 40—50% по сравнению с прямым комбайнированием.

Картофелеуборочные комбайны (рис. 4, е) осуществляют подкапывание грядок, отделение клубней от почвы и ботвы и сбор клубней в тару.

Комбайны являются наиболее эффективными машинами для уборки картофеля, позволяющими даже при наличии четырех-шести рабочих на переборочном столе снизить затраты труда по сравнению с ручным подбором после картофелекопателей в 3—4 раза. Поэтому проблема совершенствования рабочих органов комбайнов с целью улучшения качественных показателей и повышения производительности является в настоящее время очень актуальной.

За рубежом, главным образом в США, находят некоторое применение специальные машины-подборщики, предназначенные исключительно для подбора клубней из валков, уложенных картофелекопателями-валкоукладчиками. При прямом комбайнировании эти машины работать не могут. Анализ конструкций американских подборщиков и испытание опытного образца подборщика, созданного ВИСХОМом, показали неперспективность такой машины в нашей стране. Подборщик по набору рабочих органов практически мало отличается от комбайна, но имеет более узкое назначение. Поэтому целесообразнее оснастить картофелеуборочный комбайн приспособлением для подбора валков.

Выше была приведена классификация картофелеуборочных машин по характеру выполняемого ими технологического процесса. Конструкции картофелеуборочных машин можно также классифицировать по количеству убираемых рядков: одно-, двух- и многорядные.

Швыряльные картофелекопатели выпускаются в большинстве случаев однорядными, так как второй ротор, установленный на копателе, засыпает клубни, выкопанные первым ротором.

Картофелекопатели элеваторного типа выпускаются, как правило, двухрядными. Дальнейшее увеличение ширины их захвата нерационально, так как при этом значительно повышается вес копателей, а затраты труда на уборку практически не снижаются, поскольку они определяются главным образом количеством рабочих, занятых на подборе клубней с 1 га, которое остается постоянным и не зависит от захвата картофелекопателя.

Картофелеуборочные комбайны обычно изготавливаются одно- и двухрядными. Создание многорядных комбайнов сдерживается ограниченной мощностью и тяговой способностью колесных тракторов. Гусеничные же тракторы большой мощности, обладающие достаточными энергетическими ресурсами и хорошей тяговой способностью, неприемлемы для агрегатирования с картофелеуборочными комбайнами из-за сильного повреждения клубней гусеницами.

По методу агрегатирования можно выделить четыре группы машин: прицепные (например, копатель ТЭК-2, комбайны ККР-2, К-3 и др.), полунавесные (копатели КГ-2, КТС-2, комбайны КГП-2, «Дружба»); навесные на тракторы (копатели КТН-2Б, КВН-2М, КТН-1А и др.) и навесные на самоходные шасси (копатель ККШ-1, комбайны К-5Б, ККСШ-2).

Наконец, картофелеуборочные машины могут быть классифицированы по типу основного сепарирующего рабочего органа: элеваторные, грохотные, барабанные и т. п.

Агротехнические требования, предъявляемые к картофелеуборочным машинам

Отечественные картофелеуборочные машины предназначаются для уборки картофеля, посаженного с междурядьями 60 и 70 см. Кроме того, они должны иметь приспособления, позволяющие использовать их при междурядьях 90 см.

При технологической схеме уборки, предусматривающей предварительное удаление ботвы с целью облегчения работы картофелеуборочных машин, специальная ботвоуборочная машина должна собирать в бункер не менее 70% урожая ботвы. Урожай ботвы может достигать 400 ц/га.

При уборке ботвы не допускается смятие рядков картофеля колесами агрегата, разрушение клубневых гнезд, извлечение клубней на поверхность поля или их повреждение. Ботвоуборочная машина должна собирать ботву в бункер и выгружать ее в транспортные средства или сбрасывать в конце гона в кучи. Емкость бункера должна обеспечивать сбор высокоурожайной ботвы на гоне длиной не менее 500 м. Должно быть также предусмотрено разбрасывание измельченной ботвы по полю.

Картофелекопатели и комбайны должны обеспечивать выкапывание клубней с глубины до 21 см, при ширине клубневых гнезд до 40 см.

Картофелекопатель должен извлекать на поверхность поля не менее 95% урожая клубней. При определении потерь клубни весом до 20 г не учитываются. Клубни, выкопанные двухрядным копателем просеивающего типа, должны быть уложены полосой не шире 1 м.

При отдельной уборке картофелекопатели должны укладывать выкопанные клубни в валки из двух, четырех или шести

рядков, при этом должны оставаться проходы для колес комбайна-подборщика.

Ширина валка, образованного из двух выкопанных рядков, должна быть не более 70 см, а из четырех-шести рядков — не более 90 см. Толщина слоя почвы и клубней в валках не должна превышать 10 см.

При работе картофелекопателей допускаются повреждения не более 3% клубней по весу. К поврежденным относятся клубни: раздавленные, разрезанные и надрезанные, с трещинами длиной по хорде более 20 см, с вырывами и потемнениями мякоти от ушибов глубиной более 5 мм и содранной кожурой в сумме более чем с $\frac{1}{4}$ поверхности клубня.

• Картофелеуборочный комбайн должен выкапывать картофель, отделять клубни от почвы, ботвы и прочих примесей и выдавать чистые клубни в бункер или непосредственно в рядом идущие транспортные средства. Он должен убирать картофель при гладкой и гребневой посадках с различным урожаем клубней и состоянием ботвы (зеленой, отмершей, удаленной).

Комбайн должен собирать в бункер не менее 97% урожая картофеля. Потери всех видов не должны превышать 3%. Чистота картофеля в таре должна быть не менее 80%. Количество механических повреждений клубней всех видов допускается не более 12%.

Картофелекопатели должны агрегатироваться с тракторами класса 0,9 или 1,4 Т.

Подъем и заглубление лемехов картофелекопателей должны осуществляться от гидросистемы трактора.

Однорядные комбайны должны агрегатироваться с тракторами класса 0,9—1,4 или 2,0 Т; двухрядные комбайны — с тракторами класса 1,4; 3,0 Т и самоходным шасси СШ-75.

Подъем и заглубление лемехов комбайна необходимо осуществлять от гидросистемы как при движении, так и на остановках агрегата. Подкапывающие рабочие органы комбайна должны хорошо приспособляться к микрорельефу поля и обеспечивать равномерную глубину хода при различных заглублениях. Отклонение глубины хода лемехов от установленной допускается не более ± 2 см.

Рабочие органы картофелеуборочных машин должны иметь предохранительные устройства, исключающие их поломку при попадании камней и других посторонних предметов.

Однорядный комбайн должны обслуживать не более четырех человек, а двухрядный — не более шести (включая рабочих, занятых на переборочном столе).

Производительность двухрядных картофелекопателей установлена не менее 0,4 га/ч сменного времени, а картофелеуборочных комбайнов не менее 0,15 га/ч на каждый рядок.

Срок службы картофелеуборочных машин должен быть не менее 7 лет. Без замены быстроизнашивающихся деталей кар-

тофелекопатели должны обработать не менее 100 га, а комбайны не менее 50 га.

При раздельной уборке картофелеуборочный комбайн с подбирающим приспособлением должен собирать из валка, образованного копателем-валкоукладчиком, с двух или четырех-шести рядков не менее 95% клубней.

Производительность комбайна при подборе валка, образованного из двух рядков, должна быть не менее 0,3 га/ч, из четырех — 0,6 га/ч, из шести — 0,9 га/ч.

Физико-механические свойства почвы как фактор, определяющий работоспособность картофелеуборочных машин

Почва и ее физико-механические свойства, влияющие на технологический процесс картофелеуборочных машин

Многолетний опыт исследований, испытаний и эксплуатации картофелеуборочных машин показывает, что качество их работы и производительность в большой степени зависят от почвенно-климатических условий, в которых они эксплуатируются. Почвы различных сельскохозяйственных зон Советского Союза отличаются чрезвычайным многообразием. Даже в пределах одной зоны, области и района могут быть почвы, резко различающиеся по типу и свойствам. Непостоянство свойств почвы приводит к резким колебаниям качественных и технико-экономических показателей, характеризующих работу картофелеуборочных машин и в первую очередь комбайна.

Основными признаками, по которым классифицируют почвы, служат генетический тип и механический состав. Только по генетическим особенностям различается более двадцати разновидностей почв.

Свойства почвы, влияющие на работу картофелеуборочных машин, находятся также в зависимости от ее влажности и характера предшествующей обработки. Наряду с этим существенное значение для характеристики почвы имеют ее физические свойства, химический состав, структура и сложение; наличие каменных включений и степень задернованности.

Физико-механические свойства почвы определяют проходимость, удельное сопротивление при обработке и сопротивление перекачиванию машин, а для картофелеуборочных — сепарирующую способность. Вместе с тем, от физико-механических свойств почвы зависят энергоемкость, расход топлива и износ рабочих органов картофелеуборочных машин.

Изучение влияния физико-механических свойств почвы на работу картофелеуборочных машин было начато в Советском Союзе еще в предвоенные годы В. С. Митрофановым. В послевоенные годы эти работы были продолжены М. Е. Мацепуро, В. М. Чаусом, И. М. Полуночевым и др.

Эти исследования посвящались главным образом определению размеров, удельного и абсолютного веса почвенных комков, установлению их прочности на сжатие и динамический удар, а также определению коэффициентов трения почвы по различным поверхностям.

Влияние почвенных условий на работу подкапывающих рабочих органов проявляется в основном в увеличении усилия на подрезание и перемещение пласта при работе на более тяжелых почвах; изменении характера деформации и разрушения пласта; сгуживании подкапываемого пласта при работе на рыхлых почвах; залипанию лемехов при повышенной влажности суглинистых и глинистых почв; повышении износа режущей кромки при работе на абразивных (супесчаных) почвах.

В значительно большей степени влияют почвенные условия на работу сепарирующих устройств картофелеуборочных комбайнов, определяя зачастую их работоспособность.

В работах, проведенных в ВИСХОМе [33—35], было установлено, что на процесс сепарации наибольшее влияние оказывают механический состав и влажность почвы, от которых, в свою очередь, зависят такие определяющие процесс сепарации свойства почвы, как пластичность, липкость, прочность комков и др.

Механический состав почвы. Механический состав характеризует размеры частиц, образующих почву. Наибольшее представление о механическом составе почвы дает полная характеристика результатов механического анализа. Для краткой характеристики главнейших свойств почвы, зависящих от ее механического состава, применяют упрощенные двух- и трехчленные классификационные шкалы.

При трехчленной классификации принимают во внимание следующие три фракции: песчаную (частицы диаметром 3—0,05 мм), пылеватую (0,05—0,001 мм) и иловатую (менее 0,001 мм). Так, если в почве содержится физической глины 85% (ила 45%, пыли 40%), физического песка 15%, то такую почву по механическому составу называют глиной средней пылевато-иловатой. Следовательно, сначала почве дается основное классификационное название по механическому составу — глина, суглинок, супесь, песок с соответствующими делениями, например суглинок легкий, средний, тяжелый (в нашем примере — глина средняя). В дальнейшем добавляется более детальное, уточняющее название: пылевато-иловатая. В этом определении на последнем месте (иловатая) ставится фракция, наиболее распространенная в данной почве, а на предпоследнем месте (пылеватая) — фракция, занимающая по величине второе место.

Классификация почв по двухчленной шкале основана на разделении твердых частиц почвы на две размерные фракции: физический песок, к которому относят частицы диаметром более 0,01 мм, и физическую глину, включающую частицы диаметром менее 0,01 мм. Почвы по механическому составу в зависимости от содержания физической глины подразделяются на девять разновидностей: песок рыхлый, песок связный, супесь, суглинок легкий, суглинок средний, суглинок тяжелый, глина легкая, глина средняя и глина тяжелая.

Анализ данных испытаний комбайнов, приведенных на рис. 5, показывает, что при одинаковых скоростях чистота клубней в таре тем выше, чем меньше в почве физической глины.

Влажность почвы. В зависимости от погодных условий почва может быть воздушно-сухой, когда в ней содержится лишь гигроскопическая (связанная) вода; предельно насыщенной влагой, когда все ее мелкие и крупные поры заполнены водой, и в промежуточных состояниях увлажнения. Следует отметить, что абсолютная влажность почвы не всегда характеризует степень ее увлажненности, так как последняя зависит от полной влагоемкости.

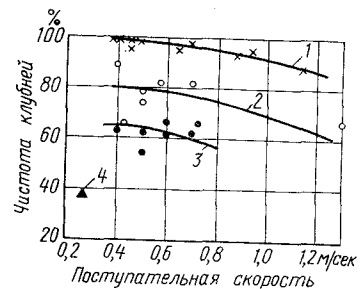


Рис. 5. Чистота клубней в таре комбайна КГП-2 при работе на различных почвах:

1 — песчаной ($\omega = 15\%$); 2 — средней суглинистой оптимальной влажности ($\omega = 23\%$); 3 — средней суглинистой повышенной влажности ($\omega > 23\%$); 4 — тяжелой суглинистой повышенной влажности

80%), а тяжелосуглинистая будет производить впечатление почти сухой (ее относительная влажность будет составлять около 35%).

Пластичность почвы. Как указывает акад. В. П. Горячкин [12], почва в зависимости от влажности может находиться в твердой, пластичной и текучей консистенциях. Каждая консистенция (состояние) почвы обладает специфическими физическими свойствами, резко влияющими на процесс сепарации. Полученная зависимость изменения коэффициента отделения тяжелой суглинистой почвы от влажности показана на рис. 6.

В твердом состоянии почва хорошо просеивается, так как частицы ее не слипаются и не прилипают к металлу. При этом почвенный пласт сравнительно легко разрушается при встряхивании, сдавливании и ударах. Однако на тяжелых почвах при влажности менее 10% почвенный пласт приобретает большую связность, что ведет к образованию прочных глыб и комков.

В пластичном состоянии свойства почвы резко изменяются: комки плохо разрушаются, сплющиваются при сдавливании, а почвенные частицы слипаются между собой, прилипают к металлу, не просеиваются.

В текучем состоянии почва деформируется (течет) под действием собственного веса, ее просеивание увеличивается.

Таким образом, наибольшую трудность для сепарации представляет почва, находящаяся в пластичном состоянии.

Под пластичностью почвы понимается способность увлажненных почвенных комков под воздействием внешних усилий деформироваться, принимать любую форму без образования трещин и сохранять последнюю после прекращения действия деформирующего давления.

Почвенные комки в зависимости от разновидности почвы и влажности могут быть как хрупкими, так и в большей или меньшей степени пластичными. Комки песчаной почвы являются хрупкими, непластичными телами, комки глинистой почвы при большой влажности обладают ярко выраженным свойством пластичности.

Пластичность зависит от многочисленных факторов, таких как механический состав, влажность, химический состав, форма частиц, степень дисперсности, присутствие коллоидов и др. На основании какого-либо одного показателя пластичность определить невозможно. Например, несмотря на то, что связь между механическим составом и пластичностью почв существует, она не настолько велика, чтобы по механическому составу можно было определить пластичность почвы. То же относится к химическому составу. Различные почвы имеют неодинаковую пластичность, несмотря на то, что механический и химический составы их могут быть близкими. Существует ряд методов количественного определения пластичности: Ауэрбаха, Аттерберга, П. Замятченского.

При сравнении пластических свойств различных почв обычно пользуются методом Аттерберга. Пластические свойства почвы по этому методу характеризуются числом пластичности, которое представляет собой разность между верхним и нижним пределами пластичности.

Нижний предел пластичности (граница скатывания) есть наименьшая влажность почвы, при которой начинают проявляться пластические свойства. Определяется он при помощи скатывания почвы в проволоку и характеризуется наименьшей влажностью, при которой почва скатывается в проволоку без образования трещин. Верхний предел пластичности (нижняя граница

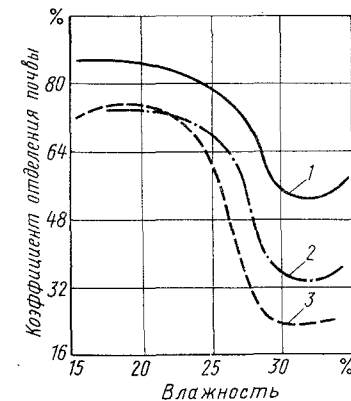


Рис. 6. Зависимость коэффициента отделения тяжелой суглинистой почвы от влажности на различных типах грохотов:

1 — гириционный грохот; 2 — прутковый элеватор; 3 — качающийся грохот

текучести) — наибольшая влажность, при которой почва еще обладает пластическими свойствами. Определяется он как наибольшая влажность, при которой почва не деформируется (не растекается) сама по себе. В зависимости от числа пластичности почвы разделяются на три класса: I класс 15—27, II класс 7—15, III класс 1—7.

Некоторыми исследователями установлена связь между константами пластичности почвы по Аттербергу и свойствами, влияющими на работу машин. Б. А. Кин установил, что сопротивление почвы прохождению орудий пропорционально числу пластичности. Такие свойства, как липкость, связность, внутреннее трение и другие, определяющие работу сепарирующих рабочих органов, также связаны с константами пластичности по Аттербергу. В промежутке между нижним и верхним пределом пластичности наиболее сильно проявляется способность почвы прилипать к металлу, а также частиц почвы слипаться между собой.

Данные о механическом составе и пределах пластичности некоторых почв приведены в табл. 9.

Таблица 9

Механический состав и пределы пластичности некоторых почв

Место взятия проб и тип почвы по механическому составу	Вес фракций в % от веса сухой навески при размере фракций в мм						Пределы пластичности по Аттербергу		Число пластичности
	1-0,25	0,25-0,05	0,05-0,01	0,01-0,005	0,005-0,001	менее 0,001	нижний	верхний	
Поле ВИСХОМа, легкая глина	0,36	29,68	16,96	22,20	7,08	23,72	26,0	40,5	14,5
Поле совхоза «Малинов», тяжелый суглинок	1,1	1,8	54,1	18,0	6,8	18,2	25,5	39,0	13,5

Липкость почвы. Под липкостью почвы понимается способность ее при некотором увлажнении прилипать к другим телам и в частности к металлу. Численной характеристикой липкости почвы является максимальная нагрузка в $\Gamma/\text{см}^2$, требующаяся для отрыва металлической пластины от почвы. Для определения липкости используется прибор, сконструированный лабораторией приборов ВИСХОМа, схема которого показана на рис. 7. Графики липкости почв ряда полей, на которых производились испытания картофелеуборочных машин, полученные с помощью этого прибора, приведены на рис. 8. Липкость почвы изменяется

в зависимости от влажности: в воздушно-сухом состоянии почвы не липки, с некоторого значения влажности у них начинает проявляться липкость, которая с увеличением влажности быстро растет, достигая максимального значения. Дальнейшее увеличение влажности вызывает быстрое падение липкости до некото-

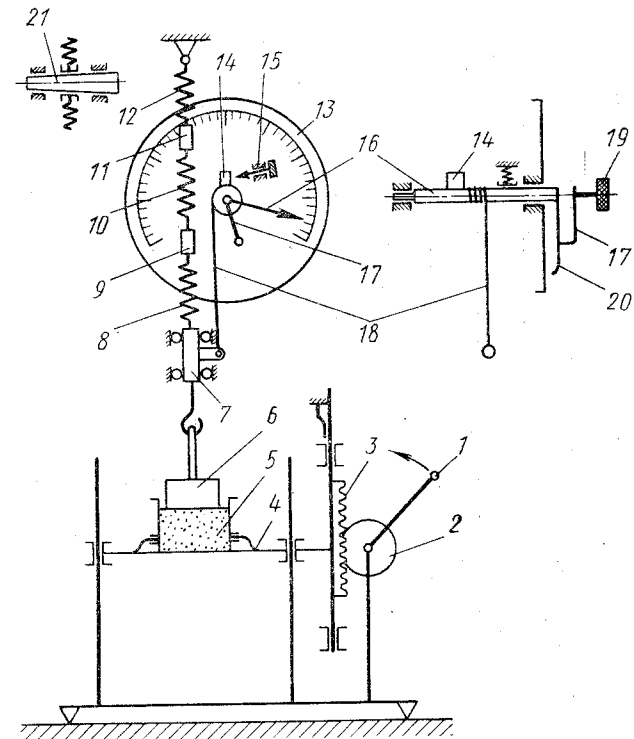


Рис. 7. Схема прибора для определения липкости почвы:

1 — ручка; 2 — шестерня; 3 — рейка; 4 — стол; 5 — цилиндр со штампом; 6 — механизм; 7 — стержень; 8, 10 и 12 — пружины; 9 и 11 — тяги; 13 — диск; 14 — выступ; 15 — упор; 16 — валик; 17 — вращающийся поводок; 18 — нить; 19 — ручка; 20 — стрелка; 21 — клин

рого значения, в след за которым она медленно снижается до нуля.

Наряду с влажностью большое влияние на липкость почв оказывает их механический состав. Липкость почв повышается с увеличением содержания в них частиц физической глины. Однако это происходит только до тех пор, пока содержание частиц глины в почве не превышает 60%. Дальнейшее увеличение содержания физической глины не влияет на значение липкости.

Влияние липкости на сепарирование почвы проявляется в том, что частицы почвы налипают на решета грохотов и прутки элеватора, уменьшая или залепляя рабочие зазоры и просветы.

Фракционный состав (комковатость) почвы. При сепарации почвы, находящейся в твердой консистенции, эффективность процесса в большой степени зависит от фракционного состава сепарируемой массы.

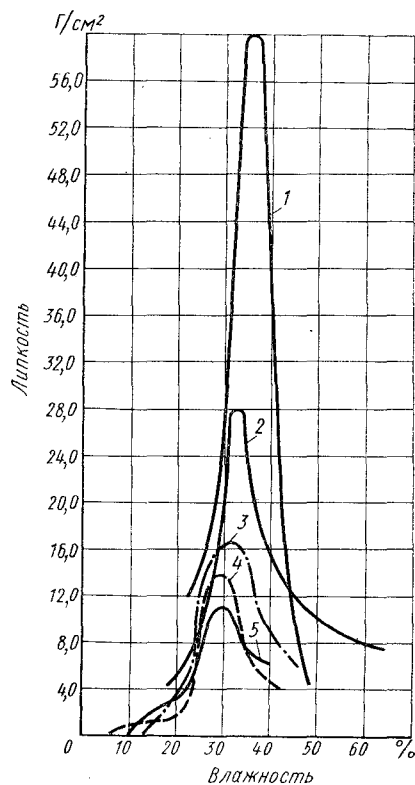


Рис. 8. Изменение липкости почвы опытных полей в зависимости от влажности:

1 — тяжелая глина (опытное поле ВИСХОМа); 2 — тяжелый суглинистый чернозем (Курская обл.); 3 — тяжелый суглинок (дер. Агашино, Московская обл.); 4 — средний суглинок (опытное поле ВИСХОМа); 5 — средний суглинок (Бронницкий совхоз, Московская обл.)

В 1964 г. на опытном поле ВИСХОМа с характерной для центрально-нечерноземной полосы тяжелой суглинистой почвой в течение периода уборки картофеля были проведены опыты по определению размерной характеристики почвенных комков, образующихся при подкапывании пласта. Комковатость определяли путем просеивания проб почвы на ситах с размерами отверстий 100, 50, 25 и 10 мм. Результаты опытов приведены в табл. 10.

Зазоры решет сепарирующих рабочих органов принимаются

Таблица 10

Фракционный состав почвы в %

Размеры фракций в мм	Математическое ожидание величины и среднее квадратическое отклонение $M \pm \sigma$	Средняя ошибка m	Коэффициент вариации v
Менее 10	$65,3 \pm 11,5$	2,704	17,3
10—25	$13,82 \pm 2,62$	0,616	18,47
25—50	$11,72 \pm 3,07$	0,722	25,5
50—100	$5,77 \pm 4,96$	1,24	83,7
Более 100	$3,39 \pm 3,045$	1,15	88,5

в пределах 25—30 мм, поэтому большое значение для просеивания почвы представляет содержание в ней фракций размером частиц менее 25 мм. На средних суглинистых почвах этих фракций содержится в исходном материале, поступающем в комбайн, 70—80%. На более легких почвах содержание мелкокомковатой фракции выше. Кроме того, на легких почвах комки менее прочные и легко разрушаются в процессе сепарации.

Комки почвы имеют, как правило, неправильную форму.

В результате обработки методами вариационной статистики данных измерений естественных комков почвы Л. П. Безруким было установлено, что наиболее вероятное соотношение между длиной a и средним поперечным размером комка d_s равно $x = \frac{a}{d_s} = 1,37$, и выведена формула для определения среднего размера комка

$$d_s = \sqrt{\frac{G}{0,523x\gamma}} \quad (8)$$

где G — вес комка;

γ — объемный вес комка.

При влажности 8—12% наибольшую частоту распределения имеют комки весом 140—150 г. Для комков такого веса основные размеры, определенные по приведенным выше формулам, следующие: $d_s = 50$ мм, $a = 70$ мм.

Связность почвы. Под связностью понимается способность почвы противостоять внешним силам, стремящимся разъединить ее частицы. Для характеристики этого свойства введен показатель, взятый из дорожного грунтоведения. Связность почвы обуславливается молекулярными силами, действие которых выражается в притяжении мелких минеральных частиц как между собой, так и к частицам воды. Связность как физико-механическое свойство почвы характеризуется временным сопротивлением ее сжатию.

При лабораторных исследованиях связность почвы обычно определяют путем разрушения искусственно приготовленных кубиков на прессе или экстензометре.

Связность почвы находится в непосредственной зависимости от механического состава. Наибольшую связность имеют глинистые почвы (до 100 кг/см²). Можно считать, что связность гли-

нистых почв в среднем составляет 30 кг/см^2 . Связность суглинистых почв в 2 раза меньше, чем большинства глинистых, и сопротивление их раздавливанию в среднем ниже 15 кг/см^2 . Супесчаные и пылеватые почвы имеют связность $6-7 \text{ кг/см}^2$. И, наконец, песчаные почвы, как в сухом, так и в увлажненном состоянии лишены связности.

Как показывает опыт, действительная связность естественных почвенных комков значительно меньше связности искусственно приготовленных кубиков. Поэтому определенная лабораторным путем связность не может характеризовать действительную прочность комков почвы, она лишь дает сравнительное представление о вяжущей способности отдельных разновидностей почв.

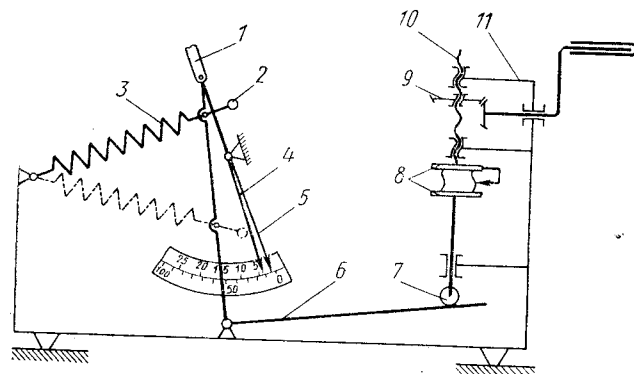


Рис. 9. Схема прибора для определения прочности почвенных комков:

1 — вилка; 2 — ролик; 3 — пружина; 4 — фиксирующая стрелка; 5 — стрелка указателя; 6 — рычаг; 7 — рукоятка; 8 — площадки для раздавливания комков; 9 и 11 — конические шестерни; 10 — винт

Прочность комков зависит главным образом от влажности и механического состава почвы. В то же время на прочность комков влияют многочисленные и малоизученные факторы: сроки вспашки и междурядной обработки поля, количество и характер предшествующих осадков и т. п.

Определение прочности почвенных комков обычно производится на приборе ВИСХОМа, схема которого показана на рис. 9.

Зная механический состав и влажность почвы, можно только ориентировочно предполагать прочность комков на данном поле. Правильная предшествующая обработка может привести к полной ликвидации комков даже при пониженной влажности. Например, Н. В. Клемм [15] установила, что предпосевное фрезерование почвы заметно улучшает условия механизированной уборки картофеля за счет уменьшения размерных, весовых, прочностных и количественных показателей комков.

И. М. Полуночев различает два показателя прочности поч-

венных комков: усилие в килограммах до появления трещин (начальное разрушение) и усилие в килограммах до полного разрушения комков при сближении сжимающихся плоскостей на 25 мм (полное разрушение) [42].

При изучении прочности комков и клубней он разбивал их на классы по размерам: $21-30$; $31-40$ и $41-50 \text{ мм}$ и т. д. Классификация по размерам дает возможность правильно сопоставлять прочность почвенных комков и клубней картофеля одинаковых классов.

Опыты показали, что усилие, соответствующее полному разрушению, в несколько раз больше усилия, соответствующего появлению трещин.

На основе экспериментальных данных по сравнительной прочности клубней и комков могут быть сделаны следующие выводы.

Прочность почвенных комков и клубней находится в прямой зависимости от их размера (крупности). Средняя прочность мелких комков почвы ($21-30 \text{ мм}$) составляет $4-5 \text{ кг}$, крупных ($71-80 \text{ мм}$) — $12-20 \text{ кг}$. Средняя прочность клубней изменяется от 49 кг (при толщине $21-30 \text{ мм}$) до 130 кг (при толщине $71-80 \text{ мм}$).

Средняя прочность клубней всех классов толщины превосходит среднюю прочность комков суглинистых почв. Однако минимальная прочность клубней и максимальная прочность почвенных комков перекрываются. Сравнивая прочность клубней с максимальной прочностью комков, нужно иметь в виду количество комков. Подсчеты, проведенные И. М. Полуночевым, показывают, что количество комков с максимальной прочностью на средних суглинистых почвах невелико. Графики разрушающих усилий, комков и клубней показаны на рис. 10.

Анализируя соотношение разрушающих усилий для почвенных комков и клубней, необходимо отметить, что даже при оптимальной влажности почвы полное разрушение почвенных комков статическим сжатием без повреждения клубней невозможно.

Изложенные выше исследования проведены И. М. Полуночевым с почвенными комками, имеющими абсолютную влажность

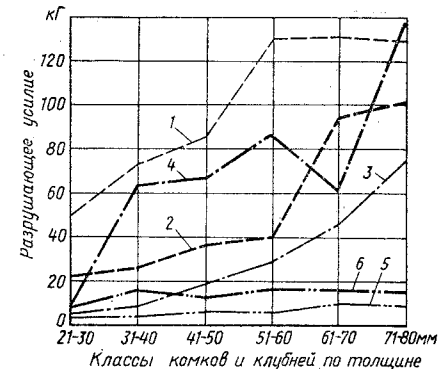


Рис. 10. Разрушающие усилия комков и клубней (по данным И. М. Полуночева):

Почва — тяжелый суглинок, средняя влажность почвенных комков $15,1\%$; 1 и 2 — соответственно среднее и наименьшее усилия разрушения клубней; 3 и 4 — соответственно среднее и наибольшее усилия полного разрушения комков; 5 и 6 — соответственно среднее и наибольшее усилия начального разрушения комков

12,9—21,0%. Изменение влажности комков в этих пределах не оказывает существенного влияния на их прочность.

Лабораторией картофелеуборочных машин ВИСХОМа были проведены опыты по определению прочности комков при разной влажности, результаты которых даны в табл. 11.

Таблица 11

Прочность почвенных комков при разной влажности

Тип почвы	Влажность в %	Разрушающее усилие в кг
Легкая глина (опытное поле ВИСХОМа)	16,0	11,9
	19,4	12,0
	22,0	12,1
	25,5	14,4
	29,0	20,1
Легкая глина (деревня Агашкино)	17,5	13,2
	30,7	14,5
	23,9	16,6
	26,4	17,1
Тяжелый суглинок (совхоз им. К. Е. Ворошилова)	9,11	21,0
	13,15	13,6
	17,19	14,3
	21,23	14,8
	25,27	24,5

колеблется в пределах 0,8—1,4 г/см³. И. К. Макарец [25], исследовавший связь между прочностью комков и их объемным весом, установил, что до объемного веса 1,3 г/см³ комки в почве не образуются вообще или легко разрушаются. Прочные комки образуются в почвах с объемным весом 1,3—1,8 г/см³. При объемном весе 1,5—1,6 г/см³ на разрушение комка объемом 100 см³ требуется усилие 50—90 кг. Таким образом, знание объемного веса почвы позволяет заранее судить о возможности ее сепарации на картофелеуборочных комбайнах, а также сопоставлять имеющиеся данные испытаний.

Твердость (плотность) почвы. Твердостью (плотностью) почвы называют способность почвенного пласта сопротивляться проникновению в него деформатора (постороннего твердого тела). Определение твердости (плотности) почвы является обязательным при проведении Государственных испытаний картофелеуборочных машин уже на протяжении многих лет. Однако установить связь между этим показателем и качеством их работы до

Таким образом, на основании лабораторных опытов можно сделать вывод, что оптимальная влажность, при которой прочность почвенных комков на тяжелосуглинистых, дерново-подзолистых почвах наименьшая, находится в пределах 11—25%.

Объемный вес почвы зависит не только от минералогического состава и содержания перегноя, но и от сложения и структуры данной почвы в естественном состоянии. Объемный вес определяют без нарушения структуры почвы в естественном состоянии. При одинаковых соотношениях перегноя и минеральной части объемный вес почвы, имеющей плотное сложение, больше, чем рыхлой структурной.

Объемный вес почвы в картофельной гряде в зависимости от природных условий обычно

сних пор не удавалось. Твердомеры (плотномеры) измеряют сопротивление почвы вертикальному внедрению в нее наконечника прибора. Согласно ГОСТу 2911—54, этот показатель должен именоваться плотностью почвы, однако ряд ученых (Н. В. Щучкин, Н. А. Качинский, П. У. Бахтин, Г. Н. Синеоков и др.) предпочитают называть его твердостью. Последнее является более точным, так как сопротивление почвы внедрению наконечника прибора зависит не только от степени уплотненности почвы, но и от ряда других факторов, поэтому в дальнейшем изложении будем пользоваться термином «твердость почвы».

Твердость в известной мере характеризует трудность обработки почвы почвообрабатывающими орудиями, а также подкапывающими рабочими органами картофелеуборочных машин.

В ряде случаев (в опытах Н. А. Качинского с плугами, Д. А. Далина с фрезами, А. Н. Зеленина с экскаваторами и др.) была отмечена высокая степень корреляции тягового сопротивления машины от твердости почвы. Однако такая зависимость соответствует лишь определенным условиям работы машин.

Для установления влияния твердости почвы на эффективность ее просеивания были проведены специальные опыты в почвенном канале ВИСХОМа. Грядки прокатывали катком от 2 до 12 раз, при этом твердость почвы в пласте 0—15 см изменялась от 17 до 32 кг/см². Как видно из графика на рис. 11, полнота сепарации изменялась обратно пропорционально твердости почвы.

Коэффициент трения почвы по металлу влияет на скорость перемещения материала по лемехам, решетам и другим поверхностям. Величина его колеблется в значительных пределах.

В результате исследований П. У. Бахтиным установлено, что на коэффициент трения почв о сталь существенное влияние оказывает механический состав и влажность почвы [4].

С увеличением влажности до определенного предела значение коэффициента возрастает, затем по мере дальнейшего увлажнения почвы коэффициент трения снижается.

Выбор значения коэффициента трения зависит от характера расчета. В тех случаях, когда по условиям задачи свойства почв различного типа не учитываются, следуя В. П. Горячкину, можно осреднять коэффициент трения, принимая его равным $f = 0,5$ при этом угол трения $\varphi = 26^\circ 30'$.

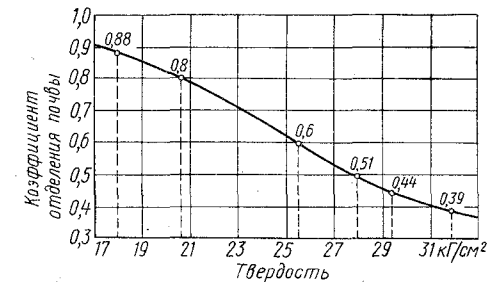


Рис. 11. Зависимость коэффициента отделения почвы от ее твердости при влажности 17,7%

**Диаграмма состояния почв
и разновидности процесса сепарации**

Рассмотрение физико-механических свойств почвы показывает, что почва как среда работы картофелеуборочных машин не является определенной и постоянной. Существует бесконечное множество вариантов состояния почвенного слоя, различающихся размерной характеристикой частиц, их прочностью, объемным весом и другими факторами, определяющими закономерности процесса сепарации. Поэтому процесс сепарации клубней от почвы в связи с крайней изменчивостью свойств одного из

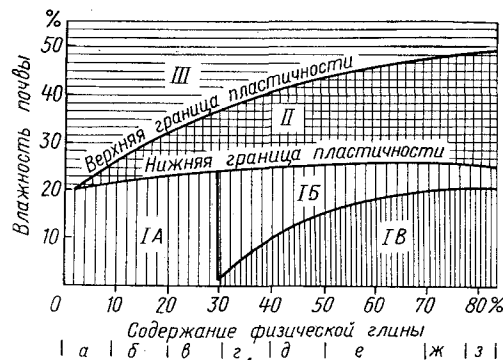


Рис. 12. Диаграмма состояния почвы:
а — песок; б — суглесь; в — легкий суглинок; г — средний суглинок; д — тяжелый суглинок; е — легкая глина; ж — средняя глина; з — тяжелая глина

множества разновидностей состояния почв в группы с близкими свойствами.

Для систематизации и классификации разновидностей почв целесообразно использовать диаграмму состояния, показанную на рис. 12.

Диаграмма состояния почвы в зависимости от ее механического состава и влажности построена на основании экспериментальных данных определения нижней и верхней границ пластичности различных почв. Хотя диаграмма и является условной, поскольку переход почвы из одного состояния в другое происходит постепенно и определяется не только влажностью и механическим составом, она дает представление о способности к сепарированию почв разного механического состава и влажности и позволяет свести многочисленные варианты почвенных состояний к пяти типам:

I. Твердое (сухое) состояние почвы. А. Некомковатая почва (песчаные, супесчаные почвы, суглинистые почвы при оптимальной влажности и хорошей подготовке).

Б. Почва с наличием комков, легко разрушаемых при стати-

разделяемых компонентов — почвы также не является стабильным, как, например, схожие по названию процессы сепарации зерна от соломы, сортирования семян по размеру, где компоненты сохраняют основные свойства.

Теоретическая разработка вопросов сепарации, так же как и технологический расчет процесса сепарации в корнеклубнеуборочных машинах невозможны без объединения бесконечного

ческой силе давления до 20 кг (суглинистые почвы пониженной влажности и при плохой обработке).

В. Почва с наличием прочных комков, не разрушаемых при статической силе давления 20 кг (тяжелые суглинистые и глинистые почвы пониженной влажности).

II. Пластичное состояние почвы. Почва в виде тестообразной пластичной массы (суглинистые и глинистые почвы при повышенной влажности между нижним и верхним пределами пластичности).

III. Текучее состояние почвы. Почва в виде текучей массы, не сохраняющей форму и размеры (супесчаные, суглинистые и глинистые почвы при влажности выше верхней границы пластичности).

Для определения границ применения существующих картофелеуборочных комбайнов проанализированы показатели качества работы комбайнов КГП-2, К-3 и ККУ-2 при Государственных и хозяйственных испытаниях в 1959—1965 гг. При этом использовались данные только тех испытаний, при которых фиксировался тип почвы и ее влажность. Если испытания проводились на одном и том же поле на разных поступательных скоростях агрегата, то учитывался только один опыт на высшей скорости, при котором показатели качества работы комбайна были достаточно высокие (чистота в бункере не менее 60% и полнота уборки не менее 90%).

Всего было учтено 182 опыта, проведенных Центральной, Западной, Кировской, Львовской, Сибирской, Дальневосточной и другими машиноиспытательными станциями, а также научно-исследовательскими институтами и хозяйствами в РСФСР, УССР, БССР и других республиках. Полученные данные представлены на рис. 13.

Анализ диаграммы состояния почв и опытных данных применения комбайнов позволяет сделать некоторые выводы.

Картофелеуборочные комбайны не используются при текучем состоянии почвы. Это объясняется тем, что почва (особенно суглинистая и глинистая) в период уборки картофеля, как правило, не увлажняется до текучего состояния. Кроме того, обычные комбайновые агрегаты не могут работать в этих условиях из-за недостаточной проходимости. Имеются лишь отдельные случаи работы комбайнов при текучем состоянии песчаных почв.

При пластичном состоянии почвы отмечается около 30 случаев работы комбайнов (16%), но все они относятся к зоне, близкой к нижней границе пластичности, где свойства пластичности еще не проявляются в полной мере.

Основная же масса случаев применения комбайнов (около 80%) приходится на зону твердой консистенции почвы. В этой зоне лишь несколько случаев применения относится к подзоне комковатой почвы с прочными комками. Большинство же случаев относится к подзонам с рассыпчатой некомковатой почвой

и почвой, включающей непрочные комки. Следовательно, работа при этих разновидностях состояния почвы является характерной для картофелеуборочных комбайнов, основанных на принципе просеивания.

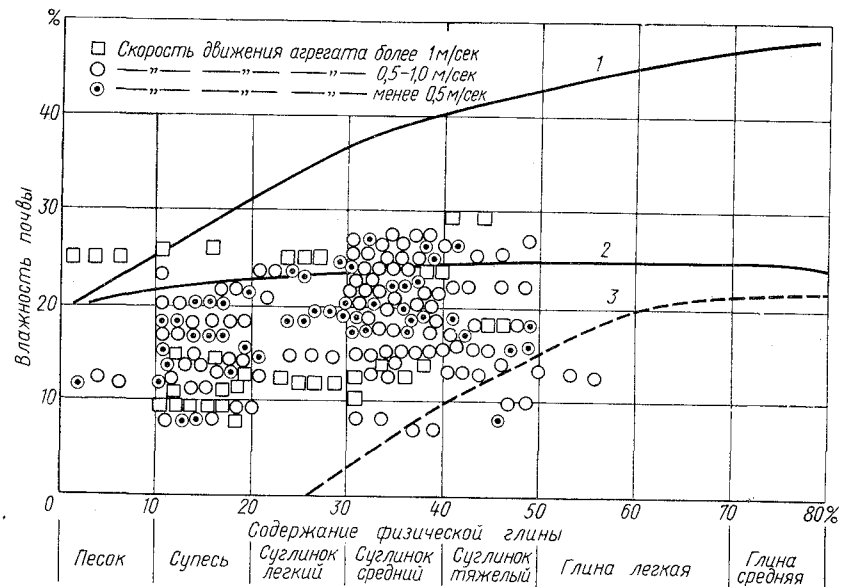


Рис. 13. Работоспособность картофелеуборочных комбайнов в различных почвенных условиях:

1 — верхняя граница пластичности; 2 — нижняя граница пластичности; 3 — граница зоны высокой прочности комков

Анализ почвенно-климатических условий районов страны с точки зрения работоспособности картофелеуборочных комбайнов

Выше было установлено, что процесс сепарации почвы методом просеивания, на котором основаны современные картофелеуборочные комбайны, затрудняется на суглинистых и глинистых почвах, находящихся в пластичной консистенции, а также в твердой консистенции при низкой влажности, из-за высокой прочности комков. Поэтому необходимо иметь статистические данные о соотношении благоприятствующих условий, приводящих к оптимальному протеканию процесса сепарации в комбайнах, и условий, ведущих к его ухудшению, в разных районах страны в период уборки картофеля. Получение таких данных позволило бы выявить зоны возможного применения комбайнов и рассчитать технологический процесс комбайна применительно к наиболее характерным массовым случаям его использования, а не к частным случаям, возникающим в том или другом хозяйстве. Для выполнения этой работы потребовалось собрать и

обобщить сведения о наличии почв различного механического состава в основных сельскохозяйственных районах страны, вычислить среднемноголетнюю влажность почв в этих районах и сопоставить эти данные с данными о производительности картофелеуборочных комбайнов в тех же районах.

Еще В. В. Докучаев установил, что процесс выветривания горных пород подчиняется закону зональности, в связи с чем признаки и состав почвообразующих пород с севера на юг закономерно изменяются.

Наиболее распространенными почвообразующими породами, особенно на равнинах, являются осадочные. Осадочные породы делятся на обломочные, глинистые и породы химического и органического происхождения.

Н. Н. Розов [52] приводит данные о том, что все почвы равнинной территории СССР, составляющие 1559 млн. га, подразделяются по механическому составу следующим образом: глинистые и суглинистые 811,1 млн. га, супесчаные и песчаные 268,1 млн. га, каменные 45,6 млн. га, без разделения по механическому составу 434,2 млн. га.

Следовательно, около половины почв нашей страны можно отнести к легким и средним, на которых возможно использование картофелеуборочных комбайнов при достаточно широком диапазоне влажности.

В нечерноземной полосе, по данным Института почвоведения им. В. В. Докучаева, имеется 83,5 млн. га земель, из которых 26,5 млн. га занято под пашней. Распределение почв по механическому составу видно из табл. 12.

Таблица 12

Распределение почв нечерноземной полосы по механическому составу

Тип почвы	Общая площадь		Пахотная площадь	
	млн. га	%	млн. га	%
Песчаные и супесчаные	33	40,0	10,7	40,5
Легкие и средние суглинки (на моренной основе)	16,6	20,0	4,7	17,7
Легкие и средние пылеватые суглинки (на лессовой основе)	11,2	13,5	5,1	19,3
Тяжелые суглинки	12,8	15,3	5,9	22,5
Заболоченные почвы	9,0	11,2	—	—

Таким образом, в этой зоне 75—80% пахотных площадей имеют механический состав, благоприятный для использования комбайнов при оптимальной влажности.

Анализ почвенных карт, созданных Институт почвоведения им. В. В. Докучаева, показывает, что в центральных районах

Европейской части РСФСР, Белоруссии, северной части Украины и Прибалтики имеется достаточно большое количество площадей с легкими суглинистыми и супесчаными почвами, где картофелеуборочные комбайны могут удовлетворительно работать и в более широком диапазоне влажностей.

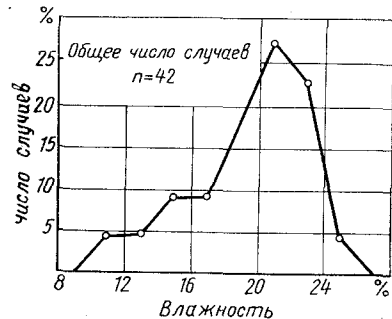


Рис. 14. Варьирование влажности почвы в сезон уборки картофеля (НЭБ ВИСХОМа, 1958 г.)

В результате систематического наблюдения за влажностью почвы в период уборки картофеля было установлено, что влажность почвы на одном поле в течение сезона непостоянна. Например, в 1958 г. на опытном поле ВИСХОМа она изменялась в пределах 11—26% (рис. 14). Эти данные характеризуют пределы возможных значений влажности почвы и, следовательно, условия работы комбайнов в течение одного сезона в одной точке.

Значительный интерес представляют также данные колебаний влажности на одном поле за более короткий период времени. Исследования, проведенные агрофизической лабораторией ВИСХОМа в сезон уборки картофеля в 1955 г., показали, что средняя влажность почвы на глубине 0—20 см (т. е. на глубине залегания клубней картофеля) с 19 сентября по 1 октября изменилась с 5,8 до 15,9%. Скорость изменения влажности почвы в отдельные дни составляла 5% в день (например, с 21 по 23 сентября).

По данным той же лаборатории в соответствии с влажностью значительно изменялась и твердость почвы (рис. 15, а). Аналогичные данные получены в совхозе «Малино» Московской области в 1961—1964 гг. (рис. 15, б).

Приведенные выше данные показывают, что влажность, а следовательно, и основные свойства почвы могут значительно изменяться не только в зависимости от географического расположения поля, но и от времени.

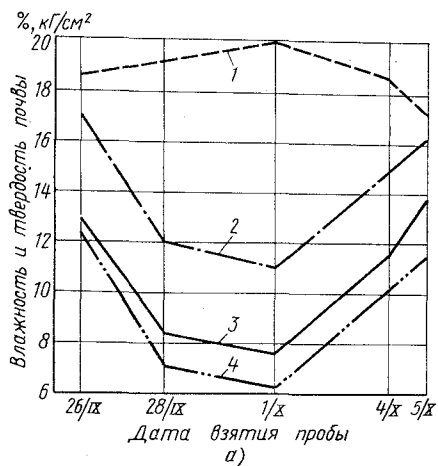
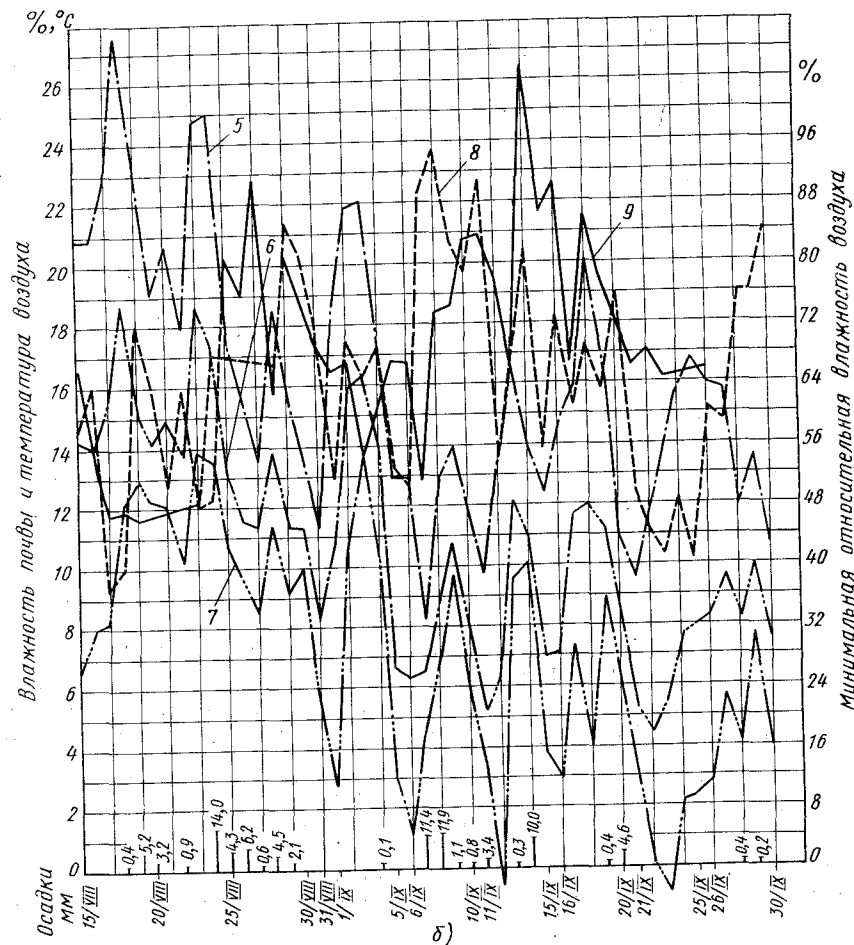


Рис. 15. Динамика показателей а — твердости почвы; б — агрометеорологических показателей (совхоз «Малино», 1961 г.): 1 — средние значения; 2 — между бороздами; 3 — в 10 см от центра куста; 4 — в 10 см от центра куста; 5, 6 и 7 — температура воздуха соответственно максимальная, средняя и минимальная; 8 — относительная влажность воздуха; 9 — влажность почвы в слое 0—20 см

почв в период уборки картофеля можно выделить следующие районы:

I район — увлажнение очень низкое (осадков за период зяблевой пахоты менее 25 мм). В этот район входят Туркменская, Таджикская, Узбекская ССР и некоторые области Казахской ССР.

II район — увлажнение низкое (осадков 25—50 мм). В район входит большинство областей Казахской ССР, Киргизская ССР, Бурятская и Якутская АССР, Читинская область и заволжская часть Астраханской обл.



в период уборки картофеля:

а — твердости почвы; б — агрометеорологических показателей (совхоз «Малино», 1961 г.): 1 — средние значения; 2 — между бороздами; 3 — в 10 см от центра куста; 4 — в 10 см от центра куста; 5, 6 и 7 — температура воздуха соответственно максимальная, средняя и минимальная; 8 — относительная влажность воздуха; 9 — влажность почвы в слое 0—20 см

III район — увлажнение пониженное (осадков 51—75 мм). В район входят степные области европейской и азиатской территории СССР (кроме южной части Северного Кавказа), часть Западной Сибири, предбайкальская часть Восточной Сибири, западная часть Дальнего Востока.

IV район — увлажнение среднее (осадков 76—100 мм). В район входят лесостепные области СССР, западные и крайние северные районы европейской территории СССР, таежные и притаежные районы Западной Сибири, центральная часть Дальнего Востока, южные районы Северного Кавказа и значительная часть Закавказья.

V район — увлажнение повышенное (осадков 101—125 мм). В район входят большая часть Северо-Запада европейской территории СССР, горные и предгорные районы Западной Сибири, часть районов Северного Кавказа, Закавказья и Дальнего Востока.

VI район — увлажнение высокое (осадков более 125 мм). В район входят горные и предгорные районы Кавказа и большая часть территории Приморского края.

Районирование и типаж картофелеуборочных комбайнов и машин

Проведенный анализ позволяет сделать вывод о том, что в СССР имеется достаточно много площадей с легкими и средними почвами почти во всех климатических зонах, но наиболее благоприятные условия для применения картофелеуборочных комбайнов, основанных на принципе просеивания почвы, имеются в центрально-нечерноземной полосе РСФСР, Среднем Поволжье, Белоруссии, севере и северо-западе Украины. При правильном размещении картофеля в этих районах можно достигнуть полной механизации уборки при помощи комбайнов просеивающего типа.

Центральная нечерноземная зона страны охватывает в основном перечисленные выше районы с оптимальными условиями для уборки картофеля комбайнами. В этой зоне размещено 60—70% посадок картофеля. Поэтому базовая модель картофелеуборочного комбайна должна быть рассчитана для работы в этих условиях.

Однако производство картофеля в стране рассредоточено и по другим районам. Картофель возделывается и в тех районах, где применение современных комбайнов затруднено или вообще невозможно. Для этих условий необходимо создать специальные модификации комбайна.

При выборе и обосновании схемы базовой модели комбайна в первую очередь встает вопрос о том, какой рабочий орган рациональнее применять для отсеивания почвы в качестве основного сепаратора — грохот или элеватор. Сравнительные

лабораторные и лабораторно-полевые исследования не показали решающего преимущества ни того, ни другого рабочего органа. Сепарирующая способность их, по данным опытов, мало различается.

Не выявили решающего преимущества одного из этих сепарирующих рабочих органов Государственные испытания элеваторного комбайна К-3 и грохотного — КГП-2, проведенные на Центральной (ЦМИС) и Западной машиноиспытательных станциях в 1960—1961 гг. (табл. 13).

Таблица 13

Основные показатели качества работы комбайнов КГП-2 и К-3 по данным сравнительных испытаний

Показатели	ЦМИС				Западная МИС			
	1960 г.		1961 г.		1960 г.		1961 г.	
	КГП-2	К-3	КГП-2	К-3	КГП-2	К-3	КГП-2	К-3
Тип почвы	Средний суглинок				Супесь			
Влажность в %	24,7—26,8	20,5—21,1	20,8—24,0	18,4	14,3			
Скорость движения в м/сек	0,5—0,7	0,5—0,7	0,3—0,5	0,5	0,5			
Полнота уборки в %	92,0—87,4	95,1—96,0	81,6—84,2	88,4	90,9			
Чистота клубней в %	98,0	98,1	98,8	98,7	96,5	98,2	92,1	93,6
	76,1	86,2	90,7	84,4	70,0	76,9	87,6	88,25
Повреждаемость клубней в %	6,6	11,5	28,2	29,6	5,5	4,2	23,5	23,0
	8,1	16,2	38,8	40,1	48,3	44,3	30,8	25,3

Поэтому для решения вопроса о целесообразности применения того или иного типа сепарирующего рабочего органа в комбайне в 1962 г. были проведены широкие хозяйственные испытания комбайнов К-3 и КГП-2 в различных почвенно-климатических зонах страны на семи машиноиспытательных станциях и в хозяйствах 16 областей РСФСР, четырех областей Белоруссии, а также в ряде хозяйств Казахской, Латвийской, Эстонской и Киргизской ССР.

Результаты испытаний показали, что вследствие непостоянства почвенно-климатических условий и агротехнического фона наблюдается сильное варьирование выходных (агротехнических) показателей комбайнов. Многоугольники распределения величин, характеризующих полноту уборки, чистоту и повреждаемость клубней, показаны на рис. 16. Полнота уборки картофеля комбайнами К-3 и КГП-2 примерно одинаковая и колеблется в пределах 80—100%. Этот показатель является наиболее стабильным.

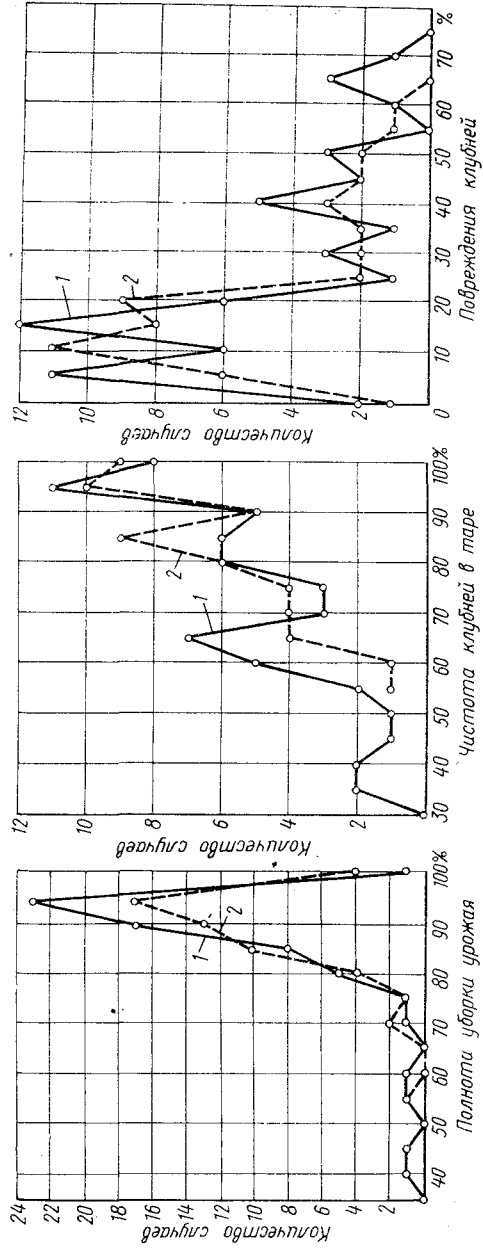


Рис. 16. Варьирование выходных (агротехнических) показателей: 1 — комбайна КГП-2; 2 — комбайна К-3

При работе комбайнов К-3 и КГП-2 на легких суглинистых и супесчаных почвах чистота клубней в таре при скорости 0,5—1,0 м/сек колеблется в пределах 70—98%. Среднее значение для К-3 — 81,38%, а для КГП-2 — 75,14%.

Повреждаемость клубней даже для одного и того же комбайна является самым неустойчивым показателем, зависящим от степени созревания клубней, сорта картофеля, температуры и влажности воздуха в период уборки, типа и влажности почвы и других факторов. Из данных испытаний видно, например, что чем выше влажность почвы, тем ниже повреждения клубней. Средняя повреждаемость клубней комбайном КГП-2 составляла 25,05%, а комбайном К-3 — 25,16%. Количество сильных повреждений было значительно ниже (2—3%). Отмечена также взаимосвязь повреждаемости и чистоты клубней в таре.

По производительности комбайны также мало отличаются один от другого. Средняя производительность комбайна К-3 составила 0,34 га/ч с колебаниями в пределах

0,15—0,59 га/ч, комбайна КГП-2 — 0,32 га/ч с колебаниями 0,19—0,73 га/ч.

На суглинистых почвах в условиях повышенной влажности выявилось некоторое преимущество комбайна К-3 по сепарирующей способности. Катки комбайна КГП-2 спрессовывали влажную почву и затрудняли ее сепарацию. Кроме того, залипали и забивались растительностью просветы грохотов.

В то же время выявилось, что на почвах, засоренных мелкими камнями, комбайн К-3 менее работоспособен, чем комбайн КГП-2, из-за частых поломок элеватора, вызываемых заклиниванием камней под роликами и звездочками. Комбайн грохотного типа более перспективен также на абразивных, супесчаных почвах, где элеваторы комбайна К-3 изнашивались уже после уборки 20—25 га, а износ грохотов комбайна КГП-2 был незначительный после уборки 80—100 га. Поэтому большинство машиноиспытательных станций и хозяйств рекомендовали выпускать для различных почвенных условий комбайны обоих типов.

Прибалтийская и Дальневосточная машиноиспытательные станции сделали заключение о том, что в зоне деятельности этих станций применение картофелеуборочных комбайнов типа К-3 и КГП-2 ограничено из-за неблагоприятных климатических условий. Для этих зон необходимо создать специальные комбайны, отличающиеся высокой проходимостью и наличием рабочих органов для сепарации влажной почвы. Кроме того, для специфических условий различных зон страны необходимо иметь комбайны, способные производить уборку картофеля на каменистых почвах, на торфяниках, а также комбайны повышенной производительности для легких почв.

Наряду с комбайнами промышленность должна выпускать картофелекопатели-валкоукладчики и обычные картофелекопатели для тех условий, в которых применение комбайнов невозможно или невыгодно.

Острая потребность ощущается также в машинах для уборки столовых и кормовых корнеплодов и репчатого лука, которых промышленность пока не выпускает.

При большом числе машин, приспособлений и оборудования, предусмотренных системой машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства, крайне важно, чтобы заводы могли выпускать машины, базируясь на ограниченной номенклатуре агрегатов, узлов и деталей. Однако до последнего времени проектирование новых машин для уборки корнеклубнеплодов велось в индивидуальном порядке с крайне низким уровнем унификации. При этом аналогичные узлы однотипных машин имели неоправданно различную конструкцию и не были взаимозаменяемыми.

Отсутствие унификации корнеклубнеуборочных машин вызвало большое разнообразие номенклатуры изделий при сравнительно небольшой потребности в изделиях каждого типоразмера.

Так, например, один из основных узлов корнеклубнеуборочных машин, сепарирующий элеватор, имел разную конструкцию на комбайне К-3, картофелекопатель КТН-2Б и лукоуборочной машине УЛШ-2. Аналогичное положение было с качающимся грохотом. На каждой из трех выпускавшихся машин грохотного типа (комбайн КГП-2, картофелекопатель с переборочным столом КГ-2 и копатель КВН-2М) этот механизм без достаточных оснований имел оригинальную конструкцию.

Такая система проектирования приводила к увеличению затрат времени, средств, запасных частей и материалов на эксплуатацию и ремонт машин, а главное затрудняла и сдерживала темпы освоения новой техники.

Как показывает опыт других отраслей промышленности, создание унифицированных семейств машин при одновременном применении в различных машинах стандартизованных, нормализованных и унифицированных деталей и узлов общего назначения является наиболее перспективным направлением в конструировании сельскохозяйственной техники.

Практика таких отраслей машиностроения, как станкостроение и дорожно-строительное машиностроение показывает большие возможности, заложенные в агрегатировании, т. е. создании различных машин из отдельных унифицированных узлов-агрегатов.

В семейства до сих пор объединялись в основном сельскохозяйственные машины одного назначения. Изучив потребности сельского хозяйства и проанализировав отечественные и зарубежные машины для уборки картофеля, репчатого лука, столовых и кормовых корнеплодов, ВИСХОМ и конструкторские организации пришли к выводу, что вся потребность сельского хозяйства на ближайшие 5—10 лет может быть удовлетворена машинами одиннадцати типов. Было установлено, что эти машины можно комплектовать из унифицированных узлов методом агрегатирования.

Основываясь на этом методе, ВИСХОМ совместно с Рязанским ГСКБ осуществил разработку семейства унифицированных картофелеуборочных комбайнов ККУ-2 «Дружба». Для различных почвенно-климатических условий требуется выпускать комбайны пяти типов (поз. 1, 2, 3, 4 и 5 на рис. 17).

Базовой моделью является картофелеуборочный комбайн элеваторного типа ККУ-2 «Дружба», поставленный на производство взамен комбайна К-3 и предназначенный для наиболее широкого диапазона условий работы на супесчаных и легких суглинистых почвах при любой влажности и среднесуглинистых почвах при оптимальной влажности. Модификациями этого комбайна являются:

а) грохотная, поставленная на производство взамен комбайна КГП-2 и предназначенная для работы на песчаных и каменистых почвах;

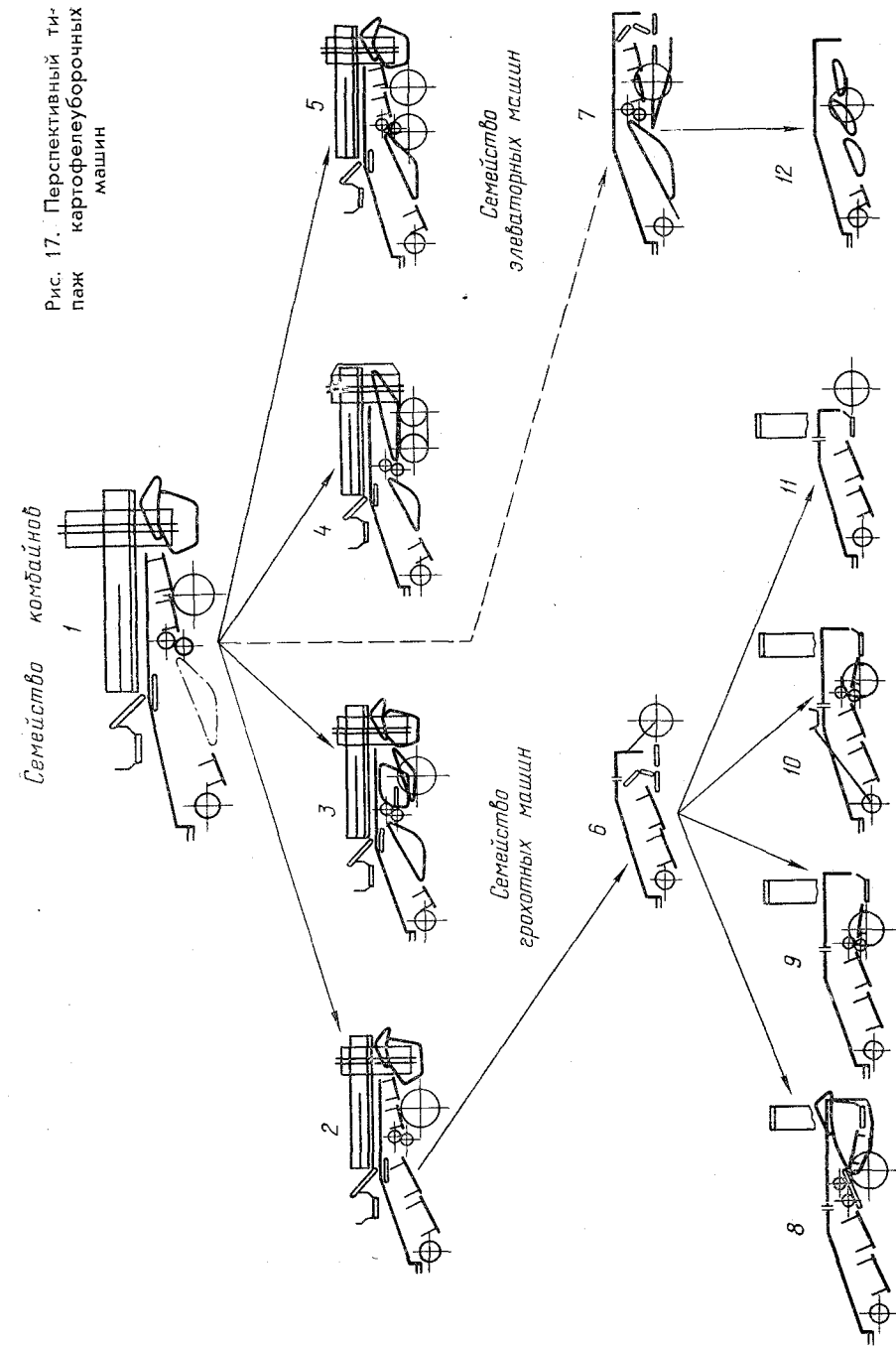


Рис. 17. Перспективный типаж картофелеуборочных машин

б) повышенной проходимости для работы на торфянистых почвах;

в) с центробежным сепаратором для работы в условиях повышенной влажности (зоны Дальнего Востока и орошаемого земледелия);

г) высокой производительности к трактору Т-150 (четырёхрядный).

Степень унификации всех модификаций картофелеуборочных комбайнов с базовой моделью составляет 70—90%. Модификации различаются рабочими органами и узлами для работы в специфических почвенно-климатических условиях.

Наряду с комбайнами семейство унифицированных машин включает два типа картофелекопателей для укладки картофеля в валки при раздельном способе (поз. 6 и 7), а также картофелекопатели (поз. 11 и 12) для уборки картофеля на небольших участках, где применение комбайнов нецелесообразно.

Для завершения комплексной механизации предстоит разработать и организовать производство машин для уборки репчатого лука (поз. 8), моркови и столовой свеклы (поз. 9), кормовых корнеплодов (поз. 10). Вследствие того, что под этими культурами в стране заняты сравнительно небольшие площади, все перечисленные выше машины должны выпускаться заводами сельскохозяйственного машиностроения небольшими сериями, что при отсутствии унификации с картофелеуборочными машинами затруднит организацию производства с применением современной технологии.

Для возможности разработки машин по методу агрегатной унификации они должны выполнять единообразный технологический процесс. Однако технологический процесс корнеплодоуборочных машин до сих пор основывался на принципе тербления, а картофелеуборочных — на принципе подкапывания. В этом случае технологические процессы машин настолько различны, что создание семейства унифицированных машин практически невозможно, а применение метода агрегатирования исключено.

Отдел машин для уборки корнеклубнеплодов ВИСХОМа провел научно-исследовательские работы, показавшие возможность создания различных по назначению машин в виде унифицированного семейства на базе производственного картофелеуборочного комбайна ККУ-2 «Дружба».

Проведенные исследования показали, что машины для уборки корнеплодов и лука, основанные на принципе подкапывания, не уступают по качеству работы и другим показателям машинам тербильного типа.

На основе положительных результатов научно-исследовательских работ ВИСХОМ совместно с конструкторскими бюро по машинам для возделывания и уборки картофеля (г. Рязань) и по машинам для овощеводства (г. Москва) в 1968 г. приступили к

созданию общего семейства грохотных машин для уборки картофеля, корнеплодов и лука, основанных на принципе подкапывания на базе грохотной модификации картофелеуборочного комбайна ККУ-2 «Дружба».

Грохот выбран как основной, общий агрегат семейства, поскольку он обладает большей универсальностью, чем элеватор. Главными преимуществами его являются возможность подкапывания пласта разной толщины, подбора корнеклубнеплодов и лука из валка, а также простота изменения просветов сепарирующей поверхности.

Отличительной особенностью семейства является то, что основные агрегаты машин: двухрешетный грохот с лемехом, эксцентриковый вал с шатунами, опорные колеса и привод полностью заимствованы от картофелеуборочного комбайна ККУ-2 «Дружба». Все пять машин семейства имеют унифицированную основную раму, на которой монтируют общие агрегаты.

Дополнительные части машины, в которые входят специальные рабочие органы, выполняющие специфические для каждой машины операции, также составлены в основном из унифицированных узлов в разном сочетании. Ряд этих узлов (редукторы, баллоны комкодавителя, ботвоудаляющие устройства и др.) также взят из картофелеуборочного комбайна «Дружба». Дополнительные части машин монтируют на специальных рамах, которые стыкуются с основной рамой при помощи фланцевых соединений. Стыковка является довольно простой операцией и может быть осуществлена не только на заводе, но и в условиях хозяйства, что позволит хозяйствам, по желанию, иметь одну основную раму и сменные приставки. Лишь на морковоуборочной машине один специальный агрегат — дообрезчик ботвы вынесен из дополнительной рамы и монтируется непосредственно на трактор.

Все машины этого семейства обладают высокой степенью унификации (60—80%) и могут быть собраны из относительно ограниченного комплекта узлов и деталей, что позволит организовать их изготовление с применением современной технологии массового производства при широкой кооперации.

Семейство унифицированных картофелеуборочных комбайнов и корнеклубнеуборочных машин позволит убирать механизированным способом картофель, корнеплоды и лук во всех зонах их возделывания.

При этом обеспечивается уборка картофеля в зависимости от условий как прямым комбайнированием, так и прогрессивными раздельным и комбинированным способами, позволяющими в 1,5—2 раза повысить производительность картофелеуборочных комбайнов.

Уменьшение номенклатуры изделий и связанное с этим увеличение масштаба выпуска унифицированных узлов и агрегатов создают условия для специализации заводов, цехов и участков

и предпосылки для применения современных технологических процессов, высокопроизводительного и экономически эффективного оборудования.

Предварительные расчеты показали, что в результате подетальной поузловой унификации семейств комбайнов и машин для уборки картофеля, корнеплодов и лука экономия составит более 22,6 млн. руб.

Следует отметить, что передача подкопанного пласта лемехом на сепарирующий орган осуществляется тем лучше, чем меньше пласт деформируется при подкапывании. При работе пассивных лемехов на рыхлых, сыпучих почвах наблюдается тенденция к сгруппированию и разваливанию массы по сторонам.

Недостатки, присущие пассивным плоским и корытообразным лемехам, устраняются применением комбинированных и активных подкапывающих рабочих органов.

Среди комбинированных большую группу составляют подкапывающие рабочие органы, которые являются сочетаниями пассивных лемехов с дополнительными устройствами, активизирующими разрушение пласта и его передачу на сепарирующие рабочие органы. Широкое применение в последнее время находит комбинированный рабочий орган, включающий пассивные плоские секционные лемехи и активные колеблющиеся боковины (рис. 18, е). Боковины прикреплены на подвесках к раме элеватора и приводятся в возвратно-поступательное движение от эксцентрикового вала.

Примером комбинированного подкапывающего органа является также дисковый грядкоподъемник, который состоит из лемеха и барабана, с закрепленными на нем по бокам дисками (рис. 18, ж). Барабан катится по гребню рядка, пласт, подрезанный лемехами и дисками, защемляется между дисками, перемещается по лемеху вверх и снимается вращающимся битером. Преимуществами этого подкапывающего рабочего органа является подъем пласта на большую высоту, подкапывание только самого рядка, отсутствие разваливания пласта по сторонам.

В картофелекопателях, а также в комбайнах находят применение комбинированные подкапывающие рабочие органы, которые состоят из лемеха и швыряльного ротора, сбрасывающего пласт на поверхность поля или на сепарирующий рабочий орган (рис. 18, з).

В качестве активного колеблющегося лемеха обычно используется передняя кромка качающегося грохота (рис. 18, и). Отличительной особенностью колеблющегося лемеха является самоочищение лезвия и активное передвижение пласта по лемеху при любом состоянии почвы. Такой лемех позволяет подкапывать и транспортировать тонкий почвенный пласт и подбирать валки. Лезвие этого лемеха может быть выполнено без угла схода и не иметь зазора для выхода растительности.

Для уменьшения количества забираемой почвы при подрезании рядков, этот лемех может быть выполнен гнутым по профилю залегания клубней в гнездах. Некоторым недостатком колеблющегося лемеха является пилообразный характер траектории движения лезвия, что вызывает необходимость заглублять его несколько глубже, чем пассивный.

Разработаны конструкции активных лемехов и для элеваторных машин. Примером такого рабочего органа может служить

колеблющийся лемех, работающий в противофазе с колеблющимися боковинами, что позволяет уравновесить силы инерции (рис. 18, к).

Имеются конструкции активных лемехов дискового типа (рис. 18, л). Преимуществом этого рабочего органа является принудительное транспортирование подкопанного пласта и возможность сужения потока подкопанного материала.

В американских картофелеуборочных машинах и подборщиках применяется активный валиковый подкапывающий рабочий орган (рис. 18, м). Он обычно состоит из двух валиков (квадратного и круглого), вращающихся в направлении перемещения пласта. Такой рабочий орган позволяет осуществлять подкапывание пласта малой толщины и подбор клубней из валков.

Элементы теории и расчета

Плоский, пассивный лемех картофелеуборочной машины можно рассматривать как простой (двугранный) клин, рабочей поверхностью которого является лицевая плоскость.

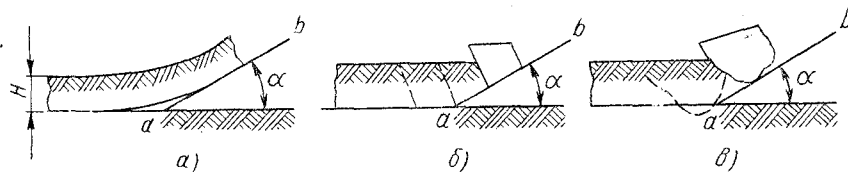


Рис. 19. Характер воздействия лемеха на подкапываемый пласт

Анализ работы простого клина, проведенный акад. В. П. Горячкиным [12], позволяет описать процесс подкапывания почвенного пласта пассивным лемехом.

Воздействие клина на пласт приводит к сжиманию частиц почвы, которое распространяется на некоторое расстояние перед ним. В результате сжимающего воздействия в пласте образуются трещины (рис. 19), характер и направление которых зависит от его состояния.

В случае подкапывания связного, задернелого пласта достаточно незначительного сжатия, чтобы образовалась трещина в горизонтальном направлении (рис. 19, а). При этом происходит отрыв пласта и перемещение его по клину, причем кривая изгиба пласта над лезвием симметрична по отношению к горизонтали и плоскости лемеха.

В случае подкапывания твердого, но упругого пласта (рис. 19, б) клин, проникая в глубь материала, сначала сминает его, а когда сопротивление смятия возрастает до некоторого предела, происходит скалывание пласта под определенным для каждого материала углом. После этого происходит сдвиг элемента в виде скошенного четырехугольника и подъем его по

рабочей поверхности лемеха, в то же время продолжается смятие пласта перед лемехом и образование нового элемента.

В случае подкапывания очень твердых, хрупких, пересушенных почв (рис. 19, в) трещина перед лезвием может распространяться не по горизонтали, а вниз. При этом стружка образуется отламыванием отдельных глыб неправильной формы. Верхняя часть такой глыбы гладкая, а нижняя — имеет неправильную, изрытую форму.

На характер деформации пласта при подкапывании, кроме механического состава почвы, большое влияние оказывают влажность, задернелость и неоднородность. Так, очень высохшая почва раскалывается на неправильные глыбы, а дно борозды получается изрытым, по мере возрастания влажности и задернелости

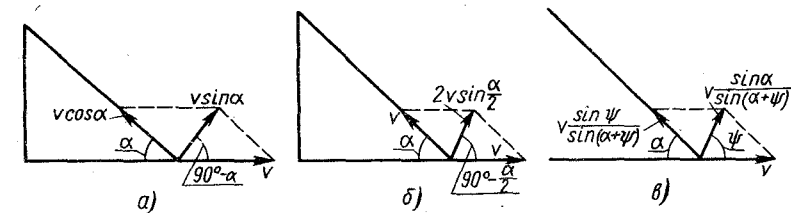


Рис. 20. Разложение скоростей при взаимодействии двугранного клина и пласта (по В. П. Горячкину)

сти пласт распадается на куски (скалывание) или остается связным (сливным), и, наконец, дерновый слой отрывается слоями (изгиб).

Таким образом, при смятии материала плоский клин перемещает частицы перпендикулярно рабочей, лицевой поверхности, т. е. под углом $90^\circ - \alpha$ (рис. 20, а); при изгибе — под углом $90^\circ - \frac{\alpha}{2}$ (рис. 20, б), при скалывании — под некоторым постоянным углом ψ (рис. 20, в) и при изломе — под неопределенным, переменным углом.

Скорость перемещения клина (рис. 20, а — в) можно разложить на слагающие вдоль рабочей плоскости и по направлению перемещения частиц обрабатываемого материала. Абсолютное перемещение частицы можно разложить на относительное по рабочей плоскости клина и переносное. Точно так же можно разложить действующие силы.

Сопротивление пласта при действии клина складывается из сопротивления подъему части пласта, сопротивления смятию частиц, сопротивления скалыванию и трения. При этом необходимо считаться с характером перемещения частиц (под углом $90^\circ - \alpha$, $90^\circ - \frac{\alpha}{2}$, ψ), так как одна и та же причина может оказать различное сопротивление движению. Так, например, часть

пласта весом Q , лежащая на клине, опирается не только на рабочую плоскость клина, но и еще как бы опирается на впереди лежащие части пласта.

В первом случае нормальная слагающая $N = Q \cos \alpha$, во втором $N = Q$, т. е. весь вес пласта воспринимается клином, в третьем $N = Q \frac{\sin \psi}{\sin(\alpha + \psi)}$; вторая слагающая T производит давление на части, лежащие впереди.

Сила скалывания S расположена под углом ψ и определяется не только сопротивлением сдвига по этой плоскости, но и внутренним трением частиц вдоль этой плоскости.

Таким образом, разложение сил на нормальные и касательные составляющие необходимо производить каждый раз особо, в зависимости от свойств подкапываемого пласта и параметров подкапывающего рабочего органа.

Рассмотрим процесс подкапывания пласта колеблющимся (качающимся) лемехом.

Обозначим амплитуду колебаний A , угол направления колебаний к горизонту γ , угол наклона лемеха α_1 и угловую частоту колебаний ω . Учитывая, что радиус кривошипа мал по сравнению с длиной подвесок, можно принять, что лезвие лемеха совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение. Будем считать, что параметры и режимы работы лемеха подобраны таким образом, что подрезание пласта происходит в тот момент, когда ранее подрезанный пласт подброшен и находится в полете.

В процессе работы абсолютная скорость качающегося лемеха v_n складывается из поступательной скорости (переносного движения) v_m и скорости колебательного движения самого лемеха $v_{кол}$.

В результате сложения этих движений лезвие лемеха описывает пилообразную траекторию (рис. 21, а).

Высота зубцов траектории будет

$$h_3 = 2A \sin \gamma. \quad (9)$$

Длина пути лемеха за один период колебаний

$$L = v_m t_{об} = \frac{2\pi}{\omega} v_m.$$

Процесс подкапывания пласта колеблющимся лемехом складывается из двух периодически повторяющихся фаз: фазы резания, когда направление движения кромки лемеха при колебательном движении совпадает с направлением перемещения лемеха в переносном движении, и фазы подбрасывания пласта, когда направления этих движений противоположны друг другу. Соответственно скорости лемеха в этих фазах обозначены на рис. 21, а через $v_{лр}$ и $v_{лп}$.

Величина сопротивлений, возникающих при работе лемеха, и характер деформаций почвы определяются в основном вели-

чиной угла резания. Если для пассивного лемеха этот угол, как правило, является углом наклона к горизонту, то для качающегося лемеха значение действительного угла резания зависит не только от угла наклона, но и от параметров колебаний и определяется соотношением

$$\alpha_p = \alpha_1 - \varepsilon_p,$$

где α_1 — угол наклона лемеха;

ε_p — угол между направлением движения лемеха и горизонталью.

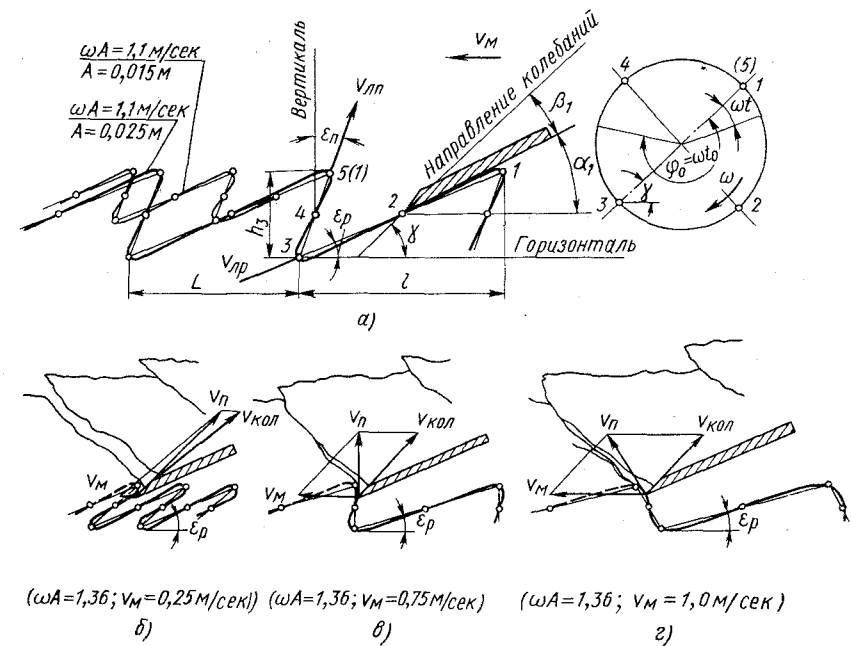


Рис. 21. Траектория движения качающегося лемеха

Угол ε_p не является постоянным и в каждый момент определяется отношением переносной и относительной скоростей лемеха, однако с достаточной точностью можно считать, что в фазе резания

$$\operatorname{tg} \varepsilon_p = \frac{h_3}{l} = \frac{2\omega A \sin \gamma}{\pi v_m + 2\omega A \cos \gamma}, \quad (10)$$

где l — длина пути лемеха за период полупериода в фазе резания.

Угол ε_p оказывает существенное влияние на угол резания, а следовательно, и на тяговое усилие и крутящий момент, потребляемые колеблющимся лемехом. С уменьшением угла на-

клона лемеха α_1 и увеличением скорости колебаний ωA угол ε_p уменьшается. Расчеты показывают, что у некоторых грохотных уборочных машин (КГП-2, КГ-2 и др.) угол ε_p больше, чем угол наклона лемеха, это крайне нежелательно, так как при этом в фазе резания возникают дополнительные сопротивления от действия нормального давления и сил трения между нижней (не рабочей) поверхностью лемеха и дном борозды.

В связи с этим угол наклона качающегося лемеха следует выбирать из условия

$$\alpha_1 \geq \varepsilon_p.$$

В фазе резания высота подъема пласта

$$h_{\text{под}} = l(\text{tg } \alpha_1 - \text{tg } \varepsilon_p).$$

Поскольку разность в скобках близка к нулю, то можно считать, что в этой фазе пласт остается в покое, т. е. не получает вертикальных ускорений, и лишь уплотняется в точке 1 (рис. 21, а).

В рассматриваемой фазе сила $P_{\text{деф}}$ будет значительно меньше, чем для пассивного лемеха, в связи с тем, что пассивный лемех, во-первых, имеет больший угол наклона, чем колеблющийся (в фазе резания), во-вторых, воспринимает давление всего пласта, находящегося на лемехе, а колеблющийся лемех — только некоторой его части. Ранее подрезанный пласт подброшен и не соприкасается с поверхностью лемеха.

Для колеблющегося лемеха в первой фазе процесса подкапывания пласта — в фазе резания тяговое усилие складывается из горизонтальных составляющих сил $P'_{\text{деф}}$ и $P'_{\text{лез}}$:

$$P_{\text{об}} = P'_{\text{деф}} + P'_{\text{лез}}. \quad (11)$$

Как показывают опыты, при перемещении лемеха из точки 1 в точку 3 (рис. 21, а), пласт не меняет своей длины и скользит по поверхности лемеха. При этом относительная скорость перемещения возрастает до максимального значения в точке 2:

$$v_{\text{от}} = \frac{v_m}{\cos \alpha} + \omega A \cos \beta,$$

а затем уменьшается до нуля в точке 3. В дальнейшем до момента отрыва подрезанный пласт движется вместе с лемехом.

Во второй фазе при перемещении пласта из точки 3 в точку 5 направление абсолютного движения его характеризуется углом, определяющим перемещение лемеха в фазе подбрасывания, ε_n , который может быть найден из соотношения

$$\text{tg } \varepsilon_n = \frac{v_m \pi}{2\omega A \sin \gamma} - \text{ctg } \gamma. \quad (12)$$

Если $\varepsilon_p = 0$ (рис. 21, в), то лемех и пласт, находящийся на нем, перемещаются вверх строго по вертикали.

Рассматриваемый случай выполняется при условии

$$\cos \gamma = \frac{v_m \pi}{2\omega A} = 1,57 \frac{v_m}{\omega A}. \quad (13)$$

Колеблющийся лемех обычно жестко закреплен на переднем решетке качающегося грохота.

Действующая на лемех сила реакции подрезанного пласта при преодолении его инерции покоя $P_{\text{кин}}$ воспринимается приводом качающегося лемеха. Продольная составляющая этой силы будет представлять собой большую часть требуемого тягового усилия при $\varepsilon_p > 0$ (рис. 21, з).

Наряду с этим часть тягового усилия расходуется на преодоление сил нормального давления и трения от скольжения подкормленного пласта по плоскости сдвига. Величину этого усилия при равномерном движении пласта по поверхности лемеха можно определить по формуле

$$P = G \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos \alpha - f \sin \alpha}, \quad (14)$$

где G — вес пласта, находящегося на лемехе;

f — коэффициент трения почвы о лемех.

Когда $\varepsilon_p < 0$ (рис. 21, б), т. е. $\cos \gamma > 1,57 \frac{v_m}{\omega A}$, направление

перемещения лемеха отклонено от вертикали в сторону, противоположную движению машины. Если угол ε_n больше угла трения почвы о поверхность лемеха или равен ему, пласт остается в покое, а лемех перемещается в сторону, обратную движению машины.

Таким образом, если при подкапывании пласта пассивным лемехом реактивные силы действуют одновременно в процессе работы лемеха, то при подкапывании почвы колеблющимся лемехом силы действуют не одновременно и часть этих сил воспринимается приводом лемеха.

Одним из главных преимуществ качающегося лемеха является отсутствие на нем сгуживания пласта.

Поскольку подробный анализ перемещений частицы по колеблющейся плоскости будет рассмотрен в гл. VIII, в данном разделе ограничимся некоторыми соображениями о влиянии параметров грохота на процесс подкапывания.

1. На скорость перемещения пласта по лемеху и грохоту в одинаковой степени влияют частота и амплитуда колебаний.

2. Угол наклона лемеха может быть большим, чем угол наклона грохота, так как вследствие непрерывности процесса подкапывания и отсутствия просеивания частицы не будут скатываться с лемеха вниз.

3. Для обеспечения более выравненной глубины подкапывания, выравнивания крутящего момента, передаваемого на экс-

центриковый вал при копании качающимся лемехом пласта, а также из конструктивных соображений целесообразно использовать качающиеся лемехи с малой амплитудой и большой частотой, однако при очень малой амплитуде колебания могут затухать в слое.

Конструктивное оформление

Пассивные лемехи. Основными параметрами пассивного лемеха картофелеуборочной машины являются угол наклона α , угол схода γ и длина рабочей поверхности L . На выбор величин α ,

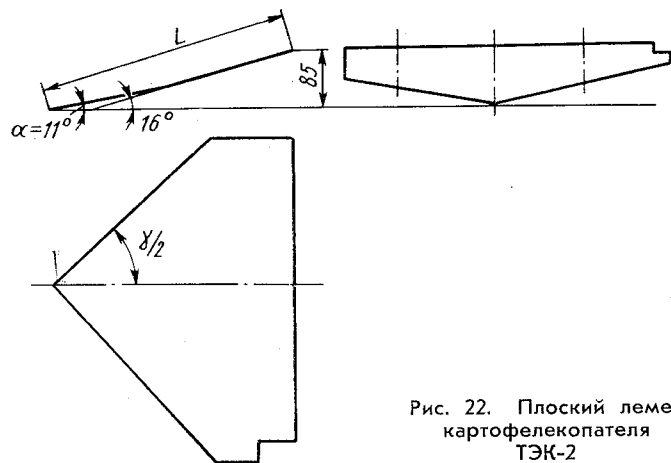


Рис. 22. Плоский лемех картофелекопателя ТЭК-2

γ и L влияют профиль грядки, для которой должен быть предназначен лемех, высота расположения осей передних роликов элеватора, зависящая от их диаметра. Диаметр и высоту оси указанного ролика выбирают из условия прохода звеньев, при огибании ролика полотном элеватора без задевания дна борозды.

Положение заднего обреза лемеха определяется размещением сепарирующего органа.

Перемещение пласта почвы разных типов по пассивному лемеху обеспечивается при угле α не более 24° и длине лемеха L не более 475 мм. Иногда для лучшего перемещения пласта по лемеху его поверхность выполняют вогнутой с переменным углом наклона. Такую форму имел, например, лемех первого отечественного тракторного элеваторного картофелекопателя ТЭК-2 (рис. 22). Угол наклона лемеха в передней части равен $10-11^\circ$, а в задней $16-24^\circ$.

Передвижению пласта по лемеху (особенно пассивному) сильно препятствует растительность, обволакивающая лезвие. На связных почвах растительность перерезается лезвием за счет

подпора пласта, на рыхлых — растительность лезвием не перерезается.

Для самоочистки лезвий лемеха угол, образуемый пересечением лезвий, должен удовлетворять следующему неравенству:

$$90 - \frac{\gamma}{2} > \varphi,$$

где φ — угол трения растительных стеблей или корневищ по лезвию.

Угол $\frac{\gamma}{2}$ принимается равным $40-50^\circ$.

Растительность, попавшая на лезвие и не разрезанная им, должна свободно сходить с лезвия, поэтому между краями лезвий близко расположенных деталей должен быть зазор не меньше 40 мм.

Для устранения заклинивания камней между полотном элеватора и огибающим передним роликом последний обычно закрепляют в кронштейне, имеющем стенку для отбрасывания камней от ролика.

Первые отечественные картофелеуборочные комбайны ККР-2 и КОК-2 имели трехсекционный лемех с усеченными у основания углами и округленной вершиной носков крайних секций. Крайние секции лемеха плоские, средняя — изогнутая. Крайние секции прикреплены к стальным кованым вогнутым кронштейнам при помощи болтов с потайной головкой. Кронштейны закреплены на боковинах рамы основного элеватора. Средняя секция клиновидной формы закреплена при помощи болтов на специальном кронштейне средней стенки рамы основного элеватора. Подъем и заглубление лемехов в копателе ТЭК-2 и комбайнах КОК-2 и ККР-2 производилось при помощи рычажного подъемного механизма, приводной рычаг которого выведен к сиденью комбайнера. В рабочем и транспортном положении лемеха рычаг фиксировался запорной рукояткой на зубчатом секторе. Для уменьшения усилия на рукоятке применялись компенсационные пружины.

Дальнейшее развитие плоский трехсекционный лемех комбайна ККР-2 получил в картофелекопателях КТН-2, КТН-2М и КТН-2Б.

В отличие от лемеха комбайна ККР-2 все три секции лемеха картофелекопателя КТН-2М плоские и снабжены откидными пальцами для предотвращения потерь клубней при переходе массы с лемеха на элеватор и заклинивания камней между прутками и задней кромкой лемеха. Подъем и заглубление лемеха производится при помощи гидросистемы трактора одновременно с подъемом и опусканием копателя. Регулировка глубины хода лемеха осуществляется верхней, центральной тягой навесной системы трактора. Для устранения потерь клубней по бокам крайних секций установлены боковины.

Однако, несмотря на установку боковин, при работе на несвязных, рыхлых почвах, часть почвы вместе с клубнями часто сыпается с лемеха и разваливается по бокам, что приводит к потерям клубней. Потери увеличиваются также вследствие того, что корневища не разрезаются лезвием лемеха, а скользят по его кромке, увлекая клубни.

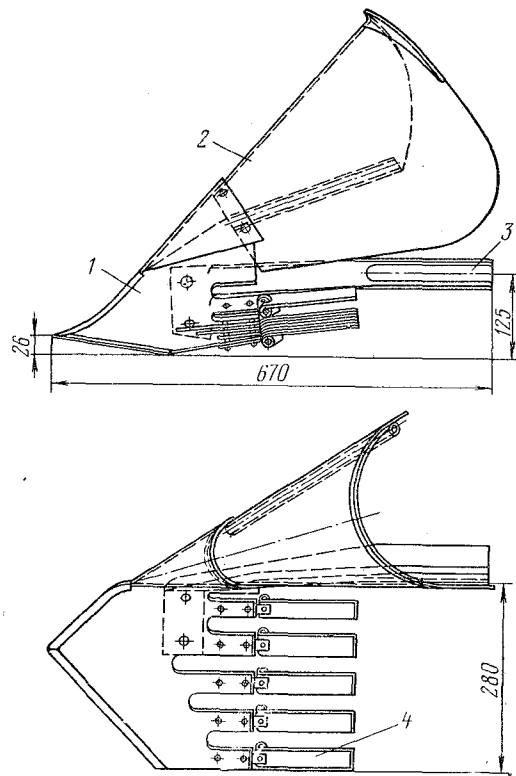


Рис. 23. Корытообразный лемех картофелекопателя ККШ-1:

1 — правый лемех; 2 — делитель; 3 — кронштейн лемеха; 4 — шарнирная планка

рядку. Еще в большей степени преимущества корытообразного лемеха сказываются при работе на безгребневых полях.

Сравнительное изучение плоских и корытообразных лемехов на черноземах Ростовской области, проведенное А. Е. Пермяковой (ИКХ), показало, что корытообразный лемех на безгребневых посадках снижает на 50—60% загрузку почвой последующих рабочих органов по сравнению с плоским лемехом картофелекопателя ТЭК-2 и комбайна ККР-2. Кроме того, раздельная установка корытообразных лемехов на двухрядном комбайне позволяет не подкапывать почву между лемехами и не подавать ее в машину. За один проход плоские лемехи двухряд-

ного комбайна подкапывают пласт шириной 1100—1250 мм, а общая ширина захвата двух корытообразных лемехов составляет 860—920 мм.

Однорядный комбайн «Ланц» (ФРГ) имеет двухсекционный корытообразный лемех, аналогичный показанному на рис. 23, с откидными пальцами и развитыми лифтерами. Секции лемеха имеют прорезы, задняя часть которых откидная. Перевод лемеха из рабочего положения в транспортное осуществляется при помощи храпового механизма и цепи, связывающей храповый механизм с рамой лемеха и основного элеватора. Глубина хода корректируется при помощи винтового механизма. Корытообразные лемехи и развитые лифтеры обеспечивают подкапывание рядки с минимальными потерями и без разваливания массы по бокам. Прорезы лемеха способствуют крошению пласта и производят частичную сепарацию почвы. Рациональная конструкция крепления лемехов в значительной степени снижает их забивание ботвой.

Для устранения разваливания клубней в однорядных комбайнах Англии, ФРГ и Швеции по бокам лемехов ставят плоские или вогнутые диски. Вогнутые диски, установленные под некоторым углом к лемеху, отпахивают часть почвы из междурядья, предотвращая поступление ее на лемех, а также разрезают ботву.

Ограничивающие диски оригинальной конструкции применены на английском комбайне «Шотболт». Лемех огражден с боков подпружиненными зубчатыми дисками, находящимися в зацеплении с прутками основного элеватора. Применение активных вращающихся дисков обеспечивает их самоочистку.

Боквины лемеха отечественного комбайна ККСШ-2 (рис. 24) в нижней части шарнирно прикреплены к раме основного элеватора, а в верхней — через систему рычагов к силовому гидроцилиндру, с помощью которого устанавливается необходимая глубина хода лемеха путем изменения расстояния между опорным катком и лемехом.

При работе лемеха комбайна ККСШ-2 разваливания рядки на стороны не наблюдалось, однако потери в виде неподкопанных клубней составляли 1,5—2,5%. Это можно объяснить самовыглублением лемеха при налипании почвы на опорный каток и боковины при работе на влажных суглинках.

Лемех комбайна «Экенгорд» (Швеция) состоит из трех секций с одинаковым углом наклона и продольными пазами шириной 35 и длиной 175 мм. Каждая секция приварена к отдельному кронштейну, с помощью которого внизу прикреплена к раме основного элеватора. С боков лемех огражден дисковыми ножами с реборами, предназначенными для предотвращения разваливания рядки, копирования микрорельефа рядки и регулирования глубины хода лемеха. Регулировка осуществляется путем установки оси диска в то или иное отверстие вертикальной

ного комбайна подкапывают пласт шириной 1100—1250 мм, а общая ширина захвата двух корытообразных лемехов составляет 860—920 мм.

Однорядный комбайн «Ланц» (ФРГ) имеет двухсекционный корытообразный лемех, аналогичный показанному на рис. 23, с откидными пальцами и развитыми лифтерами. Секции лемеха имеют прорезы, задняя часть которых откидная. Перевод лемеха из рабочего положения в транспортное осуществляется при помощи храпового механизма и цепи, связывающей храповый механизм с рамой лемеха и основного элеватора. Глубина хода корректируется при помощи винтового механизма. Корытообразные лемехи и развитые лифтеры обеспечивают подкапывание рядки с минимальными потерями и без разваливания массы по бокам. Прорезы лемеха способствуют крошению пласта и производят частичную сепарацию почвы. Рациональная конструкция крепления лемехов в значительной степени снижает их забивание ботвой.

Для устранения разваливания клубней в однорядных комбайнах Англии, ФРГ и Швеции по бокам лемехов ставят плоские или вогнутые диски. Вогнутые диски, установленные под некоторым углом к лемеху, отпахивают часть почвы из междурядья, предотвращая поступление ее на лемех, а также разрезают ботву.

Ограничивающие диски оригинальной конструкции применены на английском комбайне «Шотболт». Лемех огражден с боков подпружиненными зубчатыми дисками, находящимися в зацеплении с прутками основного элеватора. Применение активных вращающихся дисков обеспечивает их самоочистку.

Боквины лемеха отечественного комбайна ККСШ-2 (рис. 24) в нижней части шарнирно прикреплены к раме основного элеватора, а в верхней — через систему рычагов к силовому гидроцилиндру, с помощью которого устанавливается необходимая глубина хода лемеха путем изменения расстояния между опорным катком и лемехом.

пластины. Заточка дисков двусторонняя, секций лемеха — верхняя. Лемех комбайна «Экенгорд» имеет устойчивый ход по глубине, не разваливает грядку и частично крошит пласт при работе на легких и средних почвах с оптимальной влажностью.

Лемехи комбайнов «Амазоне» (ФРГ) и «Хассия» (ФРГ) близки по конструкции к лемеху комбайна «Экенгорд», но глубина хода их регулируется не при помощи дисков, а при помощи опорного катка, установленного впереди лемеха и жестко с ним связанного.

Лемех комбайна «Амазоне» — трехсекционный с откидными пальцами, огражден с боков плоскими дисками, предотвращающими разваливание массы по бокам. Подъем и опускание опорного катка осуществляются при помощи винтового механизма. Кроме трехсекционного лемеха, к комбайну прикладывают два сменных корытообразных двухсекционных лемеха, отличающихся друг от друга длиной и шириной. Подъем и опускание

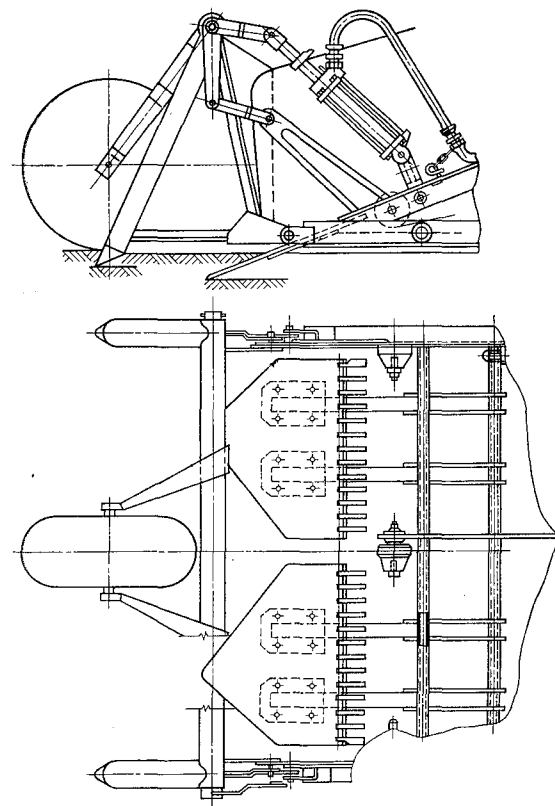


Рис. 24. Лемехи картофелеуборочного комбайна ККСШ-2

лемеха одновременно с элеватором, опорным катком и дисками осуществляется рычажным механизмом вручную.

Барабанный картофелеуборочный комбайн «Самро» (Швейцария) имеет корытообразный лемех, состоящий из двух одинаковых по форме секций. Стойки лемеха имеют регулировку по высоте и закрепляются в кронштейнах при помощи болтов. Кронштейны, составляющие одно целое с передней стенкой барабана, прикреплены к коробке передач комбайна.

Большинство комбайнов США имеют плоские, пассивные лемехи. Двухрядные комбайны некоторых конструкций имеют отдельные односекционные лемехи на каждую грядку. Это в пер-

вую очередь можно объяснить наличием широких междурядий 80—106 см, при которых нецелесообразно подкапывать две грядки сплошным лемехом.

Лемех комбайна «Дальман» (США) — треугольной формы, плоский. По бокам лемеха у задней кромки приварено по одному сектору, с помощью которого лемех болтами прикреплен к боковинам основного элеватора. По бокам каждого лемеха установлены качающиеся вилки-очистители, которые снимают с боковин зависшую ботву. Наличие активных очистителей обеспечивает надежную работу лемехов при уборке картофеля с отмершей и полуотмершей ботвой. Потери клубней при работе лемеха в этом случае не превышают 3%. Однако при уборке картофеля с зеленой и развитой ботвой лемех часто забивается и происходит сгуживание массы. Сгуживание и разваливание грядки наблюдается также при уборке на легких супесчаных почвах, когда не создается необходимого подпора пласта.

На рис. 25 показано типичное для американских комбайнов конструктивное оформление подкапывающей части на примере комбайна «Джон Бин».

Комбайн имеет подкапывающие лемехи четырех вариантов. Подкапывающее устройство первого варианта, состоящее из треугольного среднего лемеха 1, правого 2 и левого 3 прямых лемехов, а также боковых щитков 4 и 5, предназначено для работы на полях с хорошо окученными, высокими грядками.

Второй вариант отличается от первого тем, что правый 6 и левый 8 лемехи имеют треугольную форму, а средний 7 прямоугольную. Подкапывающее устройство этого варианта предназначено для использования при гладких посадках.

Подкапывающее устройство третьего варианта, включающее в себя прямой, общий на два рядка лемех 9 и лифтеры 10 и 11, рекомендуется использовать на полях с невысокими грядками, а также для подбора валка при раздельной уборке.

Четвертый вариант отличается от третьего тем, что вместо лифтеров устанавливаются суживающие щитки 12 и 13. Подкапывающее устройство этого варианта предназначено для подбора валков при раздельной уборке.

Впереди лемехов установлены вогнутые катки, подъем, опускание и регулировка силы давления на почву которых производится при помощи гидроцилиндра.

Комбинированные подкапывающие рабочие органы. Эта группа рабочих органов, как правило, представляет собой сочетание пассивных лемехов с колеблющимися или вращающимися элементами, предотвращающими разваливание и сгуживание пласта.

Комбайн «Рекорд» (ФРГ) имеет трехсекционный лемех с откидными пальцами в сочетании с активными качающимися боковинами. Подъем и опускание лемеха осуществляется одновременно с подъемом и опусканием основного элеватора гидро-

цилиндром, шток которого с помощью двуплечего рычага связан с рамой элеватора. Глубина хода регулируется при помощи вогнутого катка, который, кроме того, раздавливает комки. Подъем и опускание катка и опорного колеса производятся с помощью винтового механизма. Каток закреплен на специальной раме, жестко связанной с рамой элеватора и лемеха. На одной раме

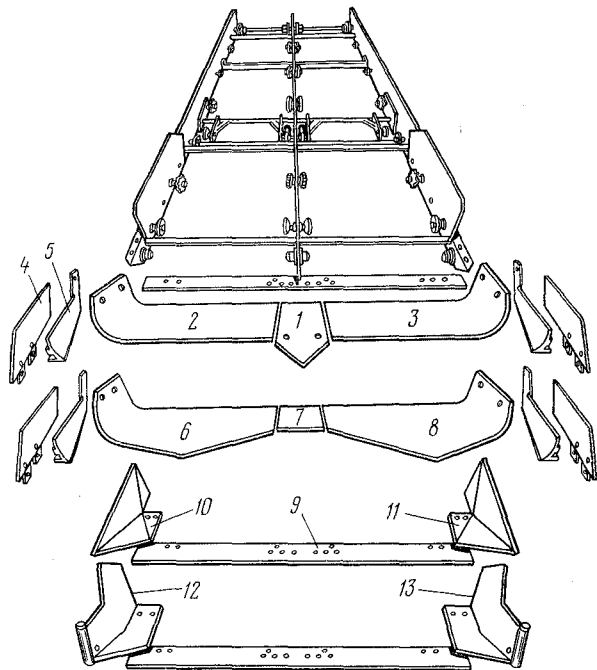


Рис. 25. Лемехи и рама основного элеватора комбайна «Джон Бин»

с катком укреплены сферические диски и пневматическое опорное колесо. Диски разрезают ботву, расположенную в междурядьях, и отваливают ее в стороны совместно с частью грядки, не содержащей клубней.

Благодаря активным боковинам лемех комбайна «Рекорд» подкапывает грядку без потерь, не разваливает массу по бокам и не забивается даже при работе на несвязанных почвах и уборке картофеля с развитой зеленой ботвой. Потери клубней при таком лемехе не превышают 0,1—0,2%.

Комбинированный подкапывающий рабочий орган комбайнов К-3 и ККУ-2 также имеет качающиеся боковины, которые предотвращают разваливание пласта и нависание ботвы (рис. 26).

Лемех 1 плоский двухсекционный с откидными пальцами 2

закреплен на общем кронштейне при помощи болтов. Боковины 5 с шатунами 4 при помощи подвесок соединены с рамой основного элеватора и приводятся в движение от эксцентрикового вала 3. Амплитуда колебаний лемеха равна 12 мм, число оборотов вала 427 в минуту. Лемех такой конструкции обеспечивает полное подкапывание двух рядков картофеля без разваливания грядки на стороны, не сгруживает массу и не забивается даже при уборке картофеля с зеленой и развитой ботвой. Недостат-

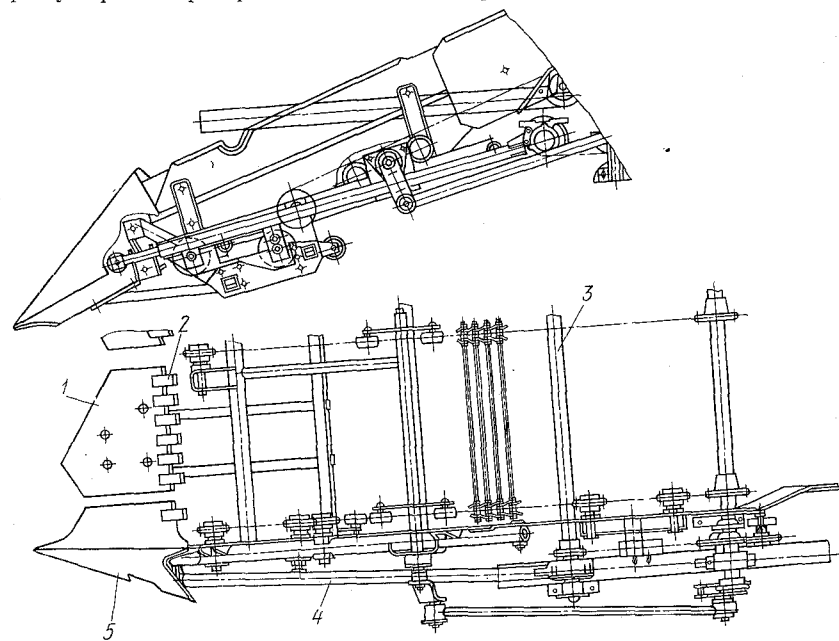


Рис. 26. Плоский лемех с качающимися боковинами

ком этого лемеха является то, что он, как и все плоские лемехи, захватывает часть почвы в междурядье.

Дисковый грядкоподъемник (рис. 27) имеет треугольный лемех и каток диаметром 400 мм и шириной 450 мм. С боков каток ограничен дисками диаметром 600 мм и толщиной 5 мм. Грядкоподъемники расположены над лемехами на валу, по которому имеют некоторое осевое перемещение для установки на ширину междурядий 60 и 70 см.

Для предотвращения залипания над грядкоподъемниками установлены чистики. Кроме того, над грядкоподъемниками для лучшего рыхления массы и передачи ее на элеватор установлены битеры, представляющие собой два диска, соединенных металлическими планками с прорезиненными накладками. Число оборотов битеров равно 132 в минуту.

На двухрядных машинах устанавливают по два лемеха, прикрепленных болтами с потайными головками к кронштейнам. Лемехи изогнутые, с усеченными у основания углами и закругленными носками.

Испытания показали, что дисковые грядкоподъемники обеспечивают меньший захват пласта из междурядий, устраняют сгуживание массы на лемехе и обеспечивают более равномерную подачу массы на основной элеватор. Недостатком является то, что грядкоподъемники повреждают клубни при незначительных отклонениях лемеха от прямолинейного хода, а также залипают при работе на влажных почвах.

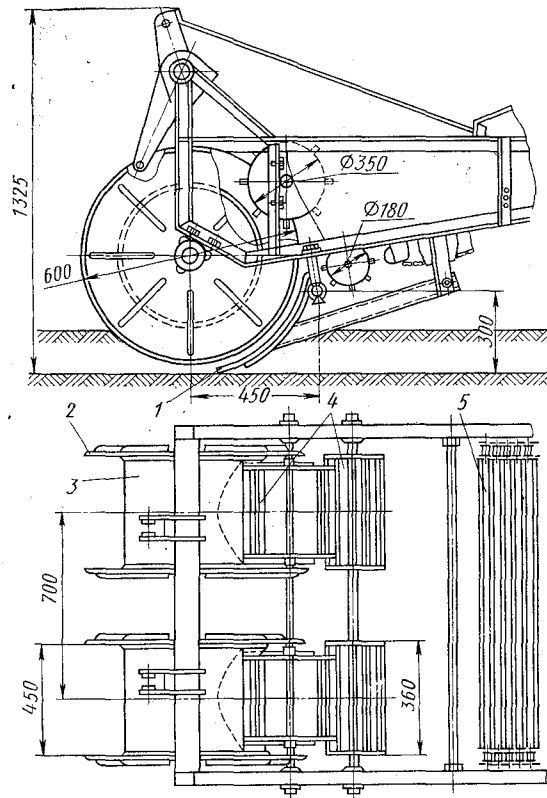


Рис. 27. Дисковый грядкоподъемник:
1 — лемех; 2 — диск; 3 — барабан; 4 — битеры;
5 — прутковый элеватор

Для очистки налипшей почвы диск снабжен чистиком 5 отвального типа.

Конструктивной особенностью рабочего органа является то, что прутковое колесо, установленное под углом по отношению к дну подкапываемой грядки, является одновременно активным сепаратором и транспортером. Прутки колеса обременены. Глубина подкапывания грядки лемехом регулируется путем перестановки коленчатых осей ходовых колес комбайна при помощи гидроцилиндров.

Примером комбинированного подкапывающего рабочего органа со швырляльным ротором является устройство, примененное на однорядном комбайне КМШ-1. Лемех комбайна КМШ-1 — треугольный, вогнутый по радиусу 500 мм, прикреплен к раме комбайна при помощи стойки, к которой привернут с помощью пяти болтов. Рабочая поверхность лемеха установлена под углом 15° к горизонтали. Регулировка глубины хода и копирование рельефа осуществляются при помощи опорных колес. Для предотвращения разваливания грядки по бокам лемеха установлены сферические диски.

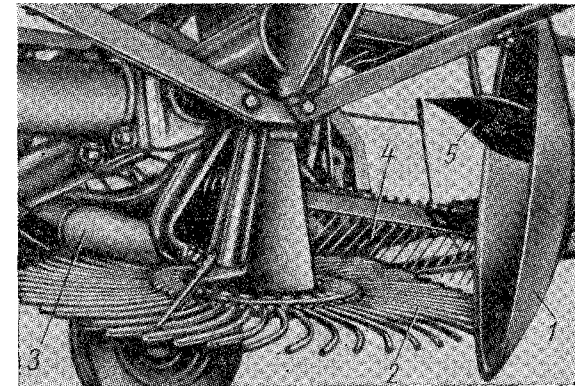


Рис. 28. Лемех комбайна фирмы Массей-Фергюсон

Ротор, предназначенный для крошения пласта и подачи массы в барабанный сепаратор, состоит из корпуса, восьми вогнутых гребенок, имеющих по четыре пальца, и плоского пруткового диска.

Испытания показали, что комбайн с таким рабочим органом может работать только на полях с удаленной ботвой. Во время работы часто забивается приемная часть. Потери при работе лемеха составляют 2—3%, повреждения клубней 3—8%.

Активные подкапывающие рабочие органы. Значительным вкладом в совершенствование конструкций картофелеуборочных машин явилось изобретение инж. Гансом Сакком колеблющегося (вибрационного) лемеха [70]. Предложенные им варианты колеблющегося лемеха показаны на рис. 29. На рис. 29, а показан лемех с кривошипно-шатунным приводом, а на рис. 29, б с дебалансным, инерционным вибратором. Первый вариант привода колеблющегося лемеха обеспечивает постоянство амплитуды колебаний независимо от нагрузки, поэтому получил более широкое распространение. Колеблющиеся лемехи могут быть выполнены корытообразными, как показано на рис. 29, в и г.

Лемехи отечественных грохотных машин, как уже отмечалось, имеют лезвие в форме изогнутой стальной полосы толщиной 5 мм, с верхней заточкой режущей кромки. Лемех жестко крепится к передней поперечной связи первого решета грохота и колеблется вместе с ним.

На комбайнах КГП-2М и ККУ-2 (грохотный вариант) применен плоский, общий на два рядка, колеблющийся лемех (рис. 30) с амплитудой колебаний 25 мм и частотой 500—700 кол/мин.

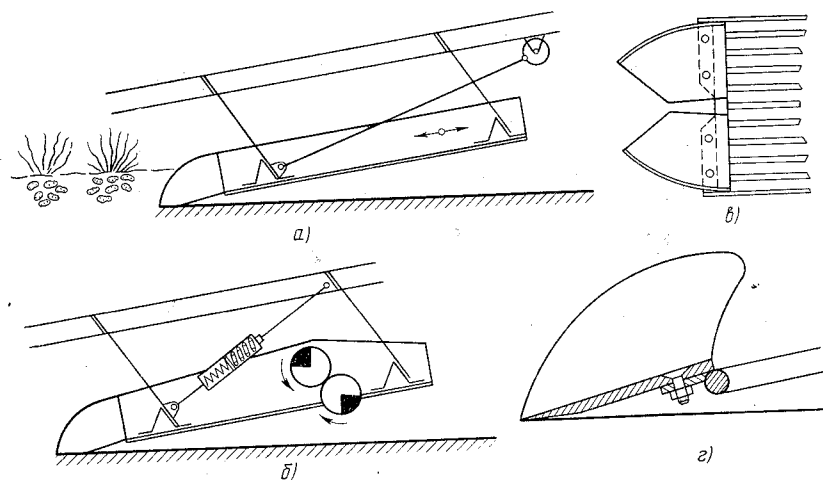


Рис. 29. Варианты колеблющихся лемехов картофелеуборочных машин (по патенту Ганса Сакка)

Такой подкапывающий рабочий орган позволяет осуществлять не только прямое комбайнирование, но и подбор валков, а также уборку корнеплодов и лука, благодаря чему получил название универсального.

На универсальном грохоте устанавливают один основной лемех 1, который используется для всех видов работ. Кроме основного лемеха, имеются: два сменных лемеха 2 для уборки картофеля прямым комбайнированием — левый и правый, их крепят к основному лемеху; сменные лемехи 3 для уборки столовой свеклы, лука, моркови. Эти лемехи также крепят к основному лемеху. Для уборки корнеплодов при междурядье 450 мм устанавливают три лемеха — один средний и два крайних, а при междурядье 600 мм — два средних; для уборки сахарной свеклы и других глубоко сидящих в почве корнеплодов — три вильчатых копача 4. Каждый копач крепят тремя болтами к основному лемеху.

В комплект универсального грохота входят также четыре сменных решета 5 с просветами между тростями 24, 27, 32 и 45 мм.

Картофелеуборочным комбайнам с универсальным грохотом можно убирать прямым комбайнированием не только картофель, но и корнеплоды: свеклу, морковь, лук и др., а также использовать его в качестве подборщика при раздельной уборке картофеля и лука. Для этого в зависимости от убираемой культуры производится замена некоторых рабочих органов.

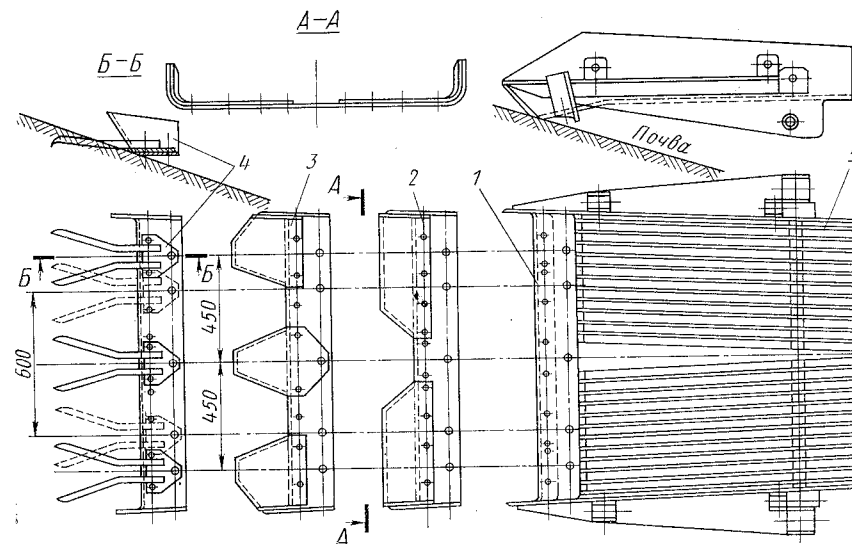


Рис. 30. Колеблющийся лемех комбайна КГП-2М

Испытания комбайнов КГП-2М и ККУ-2 в грохотной модификации показали, что лемех подобной конструкции подкапывает грядки и подбирает валки без сгуживания почвы, разваливания массы на сторону и потери корнеклубнеплодов. При наличии в почве камней он более надежен в работе, чем плоский пассивный лемех. Однако при уборке картофеля с полуотмершей ботвой часто происходит забивание нижней кромки боковин лемеха.

Разработана конструкция колеблющегося лемеха к элеваторной модификации комбайна ККУ-2. Этот лемех по форме аналогичен лемеху грохотной модификации, но имеет откидные пальцы. С боков он ограничен боковинами, выполненными за одно с лезвием лемеха. Лемех с шатунами, шарнирно прикрепленный на подвесках к раме основного элеватора, приводится в колебательное движение от эксцентрикового вала с числом оборотов 425 в минуту и амплитудой колебания 12 мм.

Другим типом активных подкапывающих рабочих органов являются дисковые лемехи, примененные на комбайнах ГДР Е665 и Е660. На каждый рядок устанавливают по одному диску.

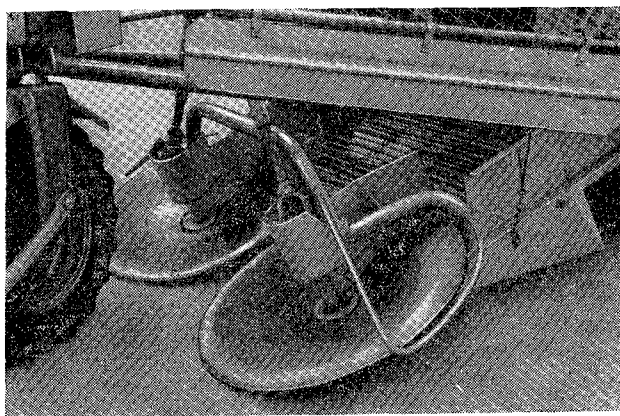


Рис. 31. Дисковый подкапывающий рабочий орган комбайна

Число оборотов диска 50—60 в минуту, диаметр — 700 мм. Общий вид дискового подкапывающего рабочего органа показан на рис. 31. Дисковый лемех, так же как и колеблющийся, позволяет на 20—30% снизить тяговое сопротивление при подкапывании пласта.

Глава IV

Ботвоудаляющие рабочие органы

Имеются два основных направления в осуществлении операции удаления ботвы при машинной уборке картофеля.

1. Предварительное удаление ботвы с поля перед уборкой клубней.

2. Отделение ботвы от клубней в картофелеуборочных комбайнах.

В некоторых странах (США, Англия) находят применение способ предварительного удаления (дефолиации) ботвы при помощи опрыскивания химикатами. Однако, учитывая, что опрыскивание необходимо производить за две-три недели до уборки, в большинстве районов нашей страны из-за сжатости сроков уборки этот способ неприемлем.

Рабочие органы для предварительного удаления ботвы

Устройства для предварительного удаления ботвы могут быть сконструированы в виде отдельных самостоятельных машин или смонтированы как отдельные узлы на раме комбайнов перед подкапывающими рабочими органами.

Специальные машины для удаления ботвы известны двух типов: ботводробители, разбрасывающие ботву по полю, и ботвоуборочные машины, собирающие ботву в бункер.

Машины первого типа распространены в ряде стран (США, ГДР, ФРГ, Швеция и др.), где ботва не используется как сырье для приготовления силоса, а запахивается. В Советском Союзе, как правило, предварительное удаление ботвы производится ботвоуборочными машинами.

В устройствах, предназначенных для предварительного удаления ботвы, применяют рабочие органы трех типов: теребивные, режущие, дробильные.

Теребивные рабочие органы интересны тем, что удаляют захваченные стебли ботвы полностью, не оставляя черешков и столонов на клубнях.

В ВИСХОМе исследовали ряд ботвотеребивных аппаратов различных типов, в том числе шнеко-роликовый ботвоудалятель с вращающимися навстречу друг другу роликами и ленточный клиноремный аппарат, применяемый в льноуборочных машинах. В этом аппарате поднятая лифтерами ботва, захватывается клиновидными ремнями и подается на отводящий транспортер.

Теребивные аппараты обоих типов оказались практически неработоспособными из-за сгуживания ботвы лифтерами, наматывания ее на шнеки и пробуксовывания клиновидных ремней. Кроме того, они обеспечивали малый процент теребления

ботвы и захватывали ботву на большой высоте по отношению к поверхности грядки.

Дисковый ботвотеребилный аппарат, предложенный И. М. Полуночевым (рис. 32, а), состоит из теребилного диска 2 с пальцами и сбрасывающего диска 1. Угол между двумя смежными пальцами составляет 15° . Основным рабочим органом

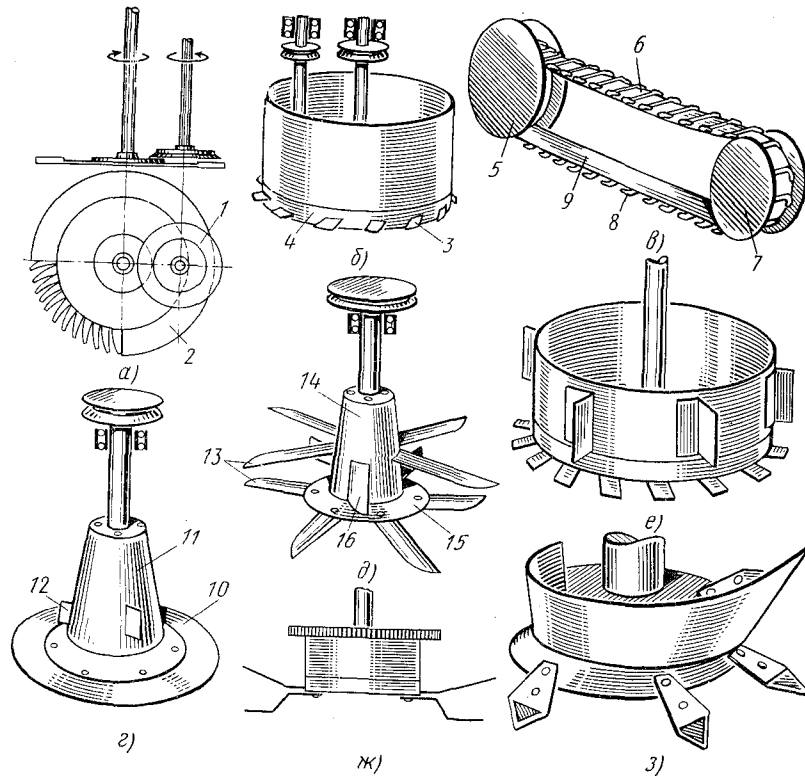


Рис. 32. Схемы ботвоудалителей

ботвоотделителя такого же типа с подвижными пальцами (рис. 32, б) является диск 4 с пальцами 3.

Дисковые ботвоотделители имеют ряд серьезных недостатков. Ботва в них наматывается на вращающиеся вертикальные валы, забиваются просветы между пальцами, повреждаются клубни, а из-за того, что теребилный диск наиболее эффективно работает при условии погружения в почву, часть ботвы сбрасывается в междурядья. Все указанные выше недостатки присущи ботвоотделителям как с неподвижными, так и с подвижными пальцами. Преимуществом ботвоотделителя последнего типа является возможность самоочистки пальцев от почвы и расти-

тельности вследствие подвижности пальцев и отсутствие наматывания ботвы на барабан.

На рис. 32, в показан аппарат ленточного типа с защемляющими шипами. Этот рабочий орган состоит из ведущего 5 и ведомого 7 шкивов, плоского ремня 6, на котором закреплены шипы 8. Теребление осуществляется нижней ветвью 9 ремня. Исследования, проведенные в ВИСХОМе Т. Т. Кусовым, показали, что аппарат такого типа имеет по сравнению с теребилными аппаратами других типов лучшие показатели. Максимальную полноту теребления ботвы ленточный аппарат обеспечивает при скорости ленты $1,2-1,3$ м/сек; при скорости свыше 3 м/сек полнота теребления уменьшается, а количество разорванных стеблей возрастает вследствие того, что при повышенных скоростях процесс теребления переходит в процесс дробления.

На рис. 32, г показан дисковый ботворез, состоящий из сферического диска 10, конического барабана 11 и лопастей 12 для отбрасывания срезанной ботвы. Максимальное удаление ботвы сферическим диском составляет не более 45% при глубине хода диска в почве 3 см, окружной скорости 15 м/сек и угле установки рабочей кромки относительно поверхности грядки 5° . Недостатком его является то, что диск может работать только при погружении в почву, так как упругость стеблей ботвы не превышает усилия, необходимого для среза стебля, и происходит отталкивание стеблей дисками. При уборке картофеля с длинной ботвой последняя наматывается на вращающийся конический барабан.

Радиально-саблеобразный ботворез (рис. 32, д) имеет двенадцать саблеобразных ножей 13, расположенных в два яруса в шахматном порядке и закрепленных на коническом кожухе 14 и диске 15. При движении аппарата вдоль грядки ножи срезают ботву, а лопасти 16 отбрасывают ее в сторону убранных полей.

Близки по конструктивному оформлению и принципу действия к данному аппарату цилиндрический ботворез (рис. 32, е), установленный на однорядном комбайне фирмы Пакман (Англия), конический (рис. 32, ж), с шарнирно закрепленными ножами — на картофелеуборочном комбайне фирмы Амазоне (ФРГ) и плоский (рис. 32, з) — на комбайне фирмы Самро (Швейцария).

Результаты испытаний этих ботворезов на ЦМИС показали, что и цилиндрический, и конический, и плоский ботворезы срезают не более 50% ботвы. Наиболее полное удаление ботвы происходит при заглублении ножей ботвореза на $2-3$ см в почву. Однако в этом случае ножи повреждают клубни, расположенные близко к поверхности. Ботву, полегшую и расположенную в междурядьях, ботворезы не захватывают. При работе комбайнов на полях с полеглыми растениями ботворезы удаляют ботву не более чем на 30% .

Испытания рабочих органов дробильного типа показали, что по сравнению с теребилными и режущими аппаратами

Техническая характеристика ботворезов комбайнов

	Конический фирмы Амазоне	Цилиндри- ческий фирмы Пакман	Плоский фирмы Самро
Диаметр диска в мм	240	—	330
Диаметр по концам ножей в мм	520	540	590
Диаметр барабана в мм	140	460	—
Высота барабана (толщина диска) в мм	100	180	6
Угол наклона цилиндра в град	—	13	0
Размер ножей в мм:			
длина	170	45	180
ширина	35	55	70
толщина	9	6,5	8
Количество ножей	4	18	6
Угол наклона ножей в град	22	10	0
Способ крепления ножей	Шарнир- ный	Жесткий	
Размеры отбойных лопастей в мм:			
длина	200	120	—
ширина	35	60	—
толщина	9	10	—
Количество лопастей	2	4	—
Угол наклона в град	9	0	—
Способ крепления лопастей	Шарнир- ный	Жесткий	—
Число оборотов в минуту	950	540	570

дробильные более надежны и имеют лучшие качественные показатели. Цепной дробитель (рис. 33, а) имеет вертикальный вал с горизонтальным диском, с внешней стороны которого закреплены три калиброванные цепи длиной 450—500 мм. При вращении диска ($n = 950 \div 1100 \text{ об/мин}$) цепи располагаются горизонтально и дробят ботву, отбрасывая ее на убранный поле. Достоинством цепного дробителя является простота конструкции, недостатком — сравнительно низкий процент удаления ботвы (50—60%), особенно при дроблении полеглой ботвы, и забивание при дроблении сильно развитой зеленой ботвы.

Вертикально-бильный ботворез (рис. 33, б), применяемый в ГДР, представляет собой барабан 1 с шарнирно-закрепленными билами 2. Расположение бил по длине соответствует поперечному профилю грядок, что предусматривает возможность захвата полеглой ботвы в междурядьях.

На рис. 34 показана принципиальная схема ботвореза, имеющего два ротора 1 и 2, вращающихся навстречу друг другу. Между ними сверху расположен шнек 3, служащий для отвода срезанной ботвы в сторону. Второй ротор снабжен резиновыми билами, что позволяет устанавливать его ближе к поверхности грядки.

Ботворезы в США и других странах бункером не оборудуют, так как ботву картофеля не собирают на силос, а запахивают.

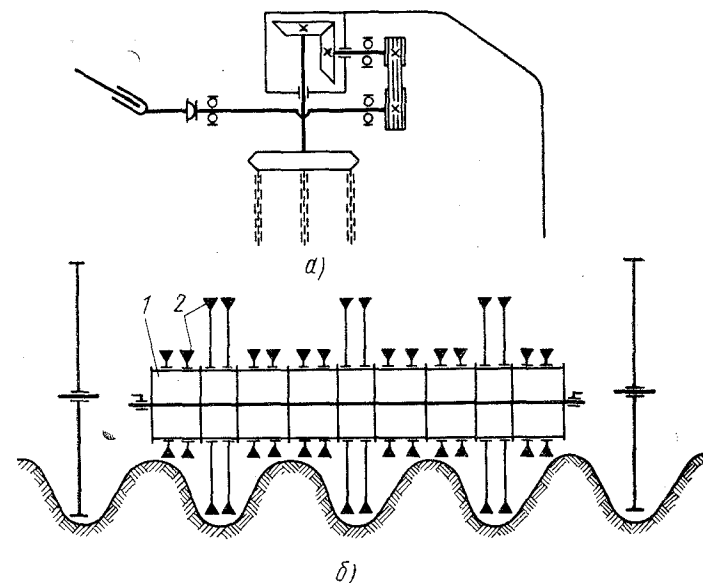


Рис. 33. Схемы ботворезов:

а — цепной с вертикальным валом; б — молотковый с горизонтальным валом

В применяемых для удаления и сбора ботвы в СССР машинах КИР-1,5Б и УБД-3 в качестве ботвоудаляющего рабочего органа используется ротор с горизонтальным валом.

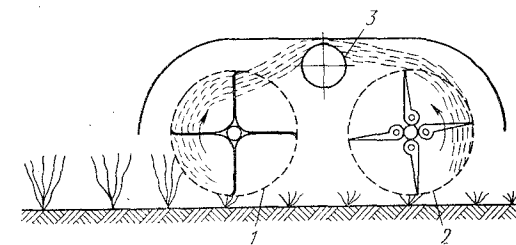


Рис. 34. Схема ботвореза с двумя роторами (США)

В прямоточной ботвоуборочной машине КИР-1, 5Б (рис. 35, а) измельченная масса в бункер подается молотками дробителя, для чего к державкам, кроме ножа, крепят нагнетательную пластину. В ботвоуборочной машине УБД-3 (рис. 35, б) измельченная масса молотками дробителя 1 подается в шнек 6 и далее в швырляку 5, которая направляет ее через дефлектор 2 в бункер 4. Выгружается масса из бункера машины УБД-3 при помощи скребкового транспортера 3, а из бункера КИР-1,5Б путем его опрокидывания.

Достоинством прямоточной машины КИР-1,5Б является простота конструкции, недостатками — невысокое качество измельчения массы и увеличение нагрузки на дробильный аппарат, в результате чего часто ломаются молотки и нарушается динамическая уравновешенность дробителя. При наличии шнека и швырялки часть нагрузки с дробильного рабочего органа снимается, но зато усложняется конструкция машины, увеличивается

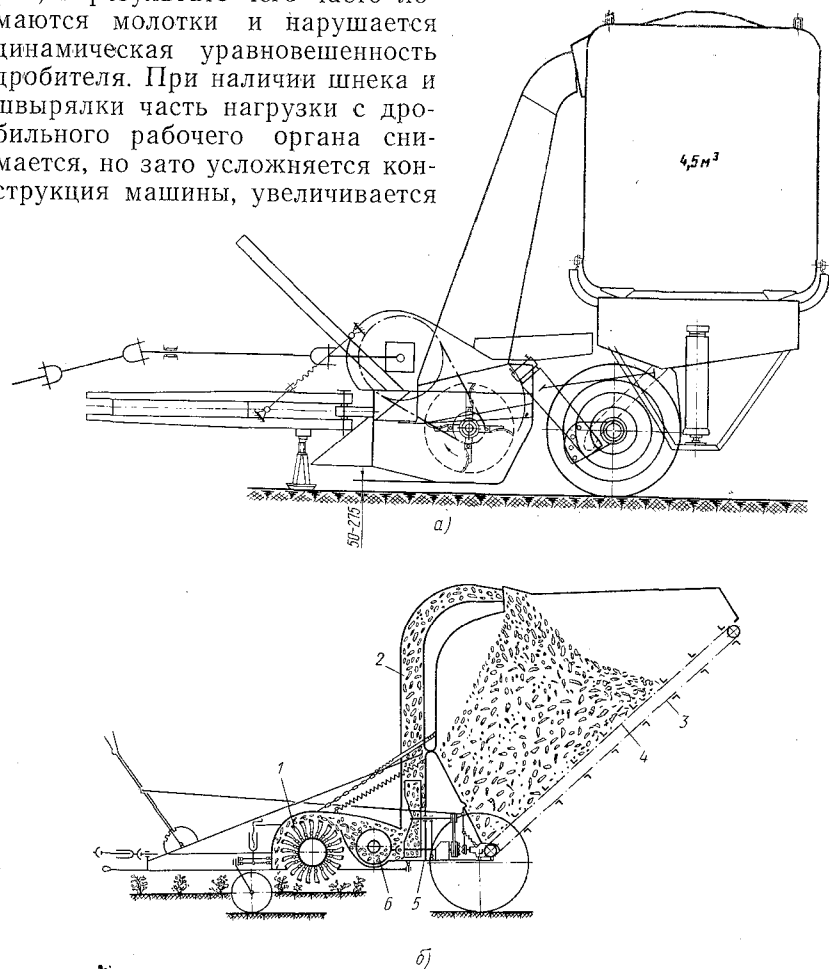


Рис. 35. Схемы ботвоуборочных машин:

а — косилки-измельчителя с бункером КИР-1,5Б; б — универсальной ботвоуборочной машины УБД-3

вес и снижается производительность из-за необходимости очистки шнека и швырялки, особенно при уборке полуотмершей или подмороженной ботвы.

На рис. 36 показан ротор косилки измельчителя КИР-1,5Б. Ротор представляет собой трубчатый вал диаметром 100 мм, на поверхности которого по винтовой линии шарнирно в четыре

ряда (через 90°) закреплены 28 ножей лопаточного типа. Кронштейны ножей на втулках крепят при помощи болта.

Число оборотов ротора 1500 в минуту; диаметр по концам ножей 510 мм; окружная скорость ножей 50,0 м/сек; высота среза 60—250 мм.

Роторные ботвоуборочные машины УБД-3 и КИР-1,5Б удаляют около 60—70% ботвы. Ботву, расположенную в междурядьях, ножи ротора не захватывают.

Исследования работы машин с рабочим органом режущего типа (СК-2,6; КИП-1,4 и др.) при скашивании ботвы показали, что они удаляют не более 40% ботвы из-за ее полеглости, а также вследствие того, что стебли, попадающие на режущий аппарат, в большинстве случаев отгибаются вперед и срезаются только их верхушки. Кроме того, ботва часто наматывается на пальцы режущего аппарата.

Рабочие органы для отделения ботвы в комбайне

Практика использования различных рабочих органов для предварительного удаления

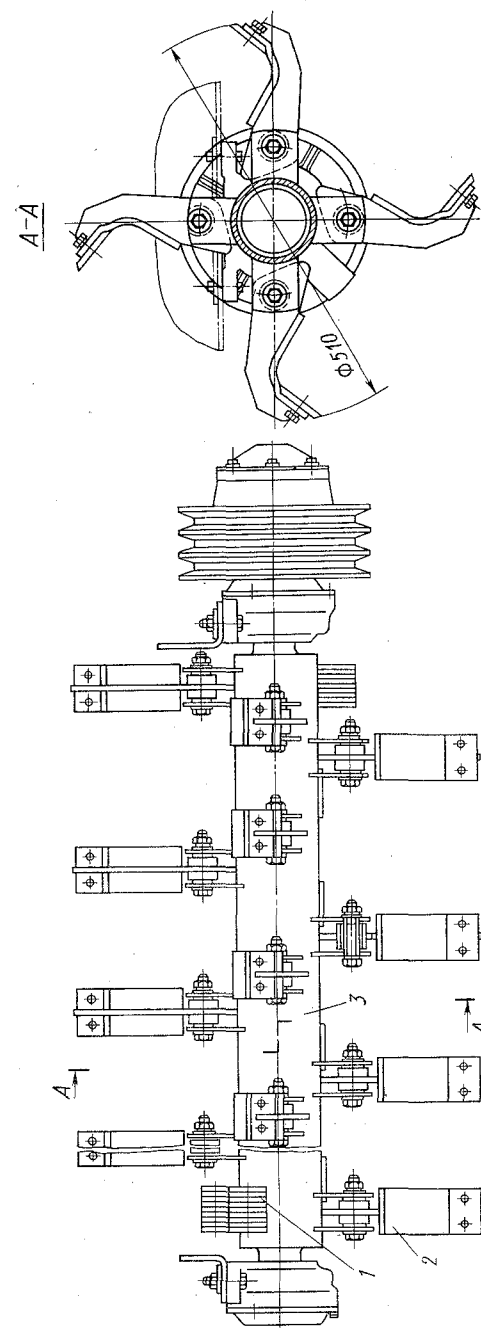


Рис. 36. Ротор машины КИР-1,5Б:

1 — балансир; 2 — кронштейн с ножом; 3 — вал ротора

Классификация ботвоудаляющих рабочих органов картофелеуборочных комбайнов

ботвы показала, что они хотя и облегчают работу комбайнов, но не могут удалить ботву с поля полностью: в поле остается 30—35% ботвы. Поэтому даже в случае предварительного удаления ботвы в картофелеуборочном комбайне необходимы рабочие органы для окончательного отделения ботвы.

В картофелеуборочных комбайнах применяются разнообразные ботвоудаляющие устройства, которые можно классифицировать по способам отделения, основанным на различии физико-механических свойств ботвы и клубней картофеля (табл. 14).

Рабочими органами, работающими по способу разделения компонентов в зависимости от различия их коэффициентов трения, являются горки различных конструкций (продольные и поперечные). Применяются такие рабочие органы на комбайнах ККР-2, КОК-2, ККУ-2, «Пакман», «Джонсон», «Уидсед» и др.

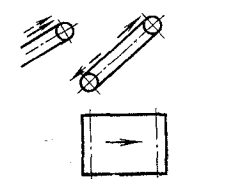
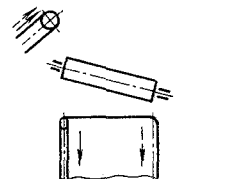
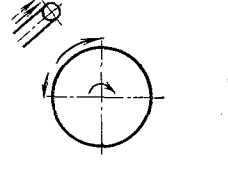
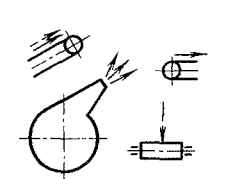
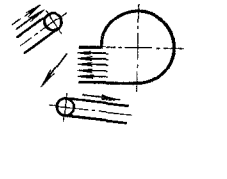
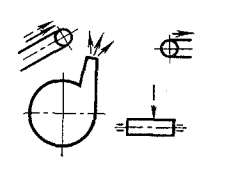
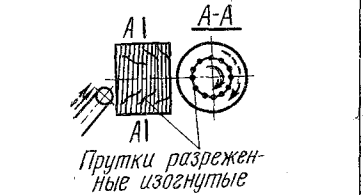
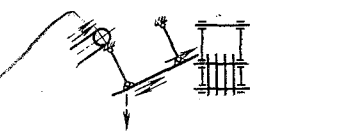
Анализ работы горок показал, что ботва на них отделяется наиболее полно только в том случае, если стебли ботвы и клубни не имеют между собой связи и подача массы на горку равномерная и небольшая. В других случаях технологический процесс нарушается и потери клубней составляют до 15%. Поэтому горки могут быть использованы лишь когда осуществляется ручная корректировка процесса. Примером такого применения является переборочный стол — поперечная горка, где рабочие переборщики корректируют процесс.

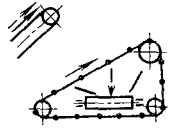
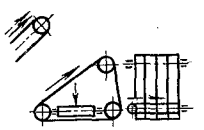
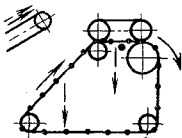
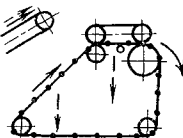
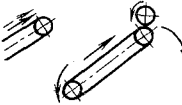
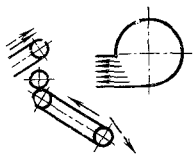
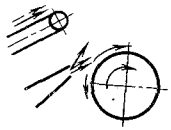
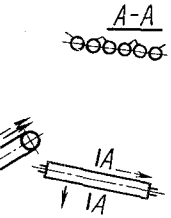
Способность растительных примесей отделяться в воздушном потоке от тяжелых компонентов (комков и клубней) привела к созданию ботвоудаляющих рабочих органов пневматического типа.

Процесс, выполняемый такими рабочими органами, заключается в использовании различия коэффициентов парусности компонентов, помещенных в воздушный поток. Известно, что коэффициенты парусности находятся в сложной зависимости не только от размеров и состояния самих тел, но и от состояния и рода среды, в которой тела находятся, а также от скорости движения тел относительно среды.

Анализ состояния массы стеблей ботвы и клубней показал, что значения коэффициентов парусности сильно варьируют, поэтому нельзя ожидать четкого разделения клубней от стеблей ботвы. Полностью отделяться могут только некоторые растительные примеси. При таком разнообразии массы нельзя подобрать оптимальный режим разделения в воздушном потоке. Практика работы комбайнов «Шотболт», К-4 и других показывает, что при этом способе нет четкости разделения, 20% и более клубней выбрасываются на поле вместе с ботвой.

Ботвоотделение на решетчатой поверхности основано на разделении компонентов по размерам, в частности для ботвы, комков почвы и клубней по длине. Если массу комков почвы, клубней и ботвы поместить на движущуюся поверхность с просветами несколько большими, чем размеры клубней и комков,

Способ отделения ботвы	Рабочие органы		
По коэффициентам трения	Продольная горка 	Поперечная горка 	Фрикционный баллон 
По парусности	С наклонным воздушным потоком 	С горизонтальным воздушным потоком 	С вертикальным воздушным потоком 
По размерам	Барабан с большими просветами между прутками 		Грохот с большими просветами между тростями 

Способ отделения ботвы	Рабочие органы		
По размерам	✓ Транспортёр с большими просветами между прутками 	Транспортёр с продольными щелями 	
Комбинированный	✓ Разреженный транспортёр с очесывающим прутком 	Разреженный транспортёр с очесывающим валиком 	✓ Горка с валиком 
Комбинированный	Горка с валиком в сочетании с воздушным потоком 	Фрикционный баллон в сочетании с воздушным потоком 	Батарея валиков A-A 

то клубни и комки почвы провалятся, а стебли ботвы задержатся (зависнут) на поверхности.

Многолетняя практика работы по созданию картофелеуборочных комбайнов выявила ряд рабочих органов для удаления ботвы данным способом. К ним относятся прутковый транспортер с большими просветами, грохоты с большими просветами между тростями, барабан с большими просветами между расположенными внутри прутками и др. Большинство таких рабочих органов применяется и сейчас в картофелеуборочных комбайнах, главным образом зарубежных («Джонсон», «Уидсед», Е665, Е675, «Экенгорд» и др.).

Испытания этих комбайнов показали, что в условиях СССР такие рабочие органы могут качественно выполнять процесс только при хорошо рассредоточенной массе без наличия клубней, прочно удерживаемых на столонах. В любых других случаях, без наличия дополнительных рабочих органов для отрыва клубней будут наблюдаться потери (в среднем 6—30%).

Принципы отрыва клубней основаны на различии разрывных усилий стеблей ботвы и столонов и осуществляются главным образом протаскиванием массы стеблей ботвы с клубнями через щель, размеры которой меньше размеров клубней.

Ботвоудаляющие органы, работающие по этому принципу, различаются в зависимости от того, как создается усилие протаскивания. Больше распространение имеют такие рабочие органы, как пара вращающихся навстречу друг другу валиков, горка в сочетании с валиком, батарея валиков и другие, где усилие протаскивания возникает в момент взаимодействия вращающихся валиков как равнодействующая сил трения валика о протаскиваемую массу.

Подобные ботвоудаляющие рабочие органы, как показали наблюдения за работой комбайнов ККР-2, К-1, «Брюнер» и других, могут качественно работать лишь при небольшой подаче, когда масса ботвы подается рассредоточенно и равномерно. Этого практически достичь очень трудно.

В 1957—1959 гг. ВИСХОМом и Рязанским ГСКБ был разработан ботвоудаляющий орган, в котором предусмотрено разобщение операций ботвоотделения. Вначале происходит предварительное расслоение массы, стебли ботвы зависают, а клубни проваливаются. Затем стебли прижимаются сверху прорезиненным полотном и протаскиваются через щель между транспортером и очесывающим прутком.

При испытаниях хорошие результаты показало ботвоудаляющее устройство этого типа, впервые примененное на картофелеуборочных комбайнах КПП-2 и К-3. Ботвоудаляющее устройство комбайна КПП-2 (рис. 37) состоит из ботвоотводящего разреженного транспортера 1, пруткового элеватора 2, прижимного транспортера 3, клубнеочесывающего валика 4 и компенсационных пружин 5.

Устройство работает следующим образом: ботва, клубни и почва подаются на транспортер 1, на котором происходит расслаивание массы — клубни и почва просыпаются вниз на прутковый элеватор 2, а ботва с удерживающимися на столонах клубнями зависает на прутках. Затем ботва прижимается сверху к разреженному транспортеру прижимным прорезиненным

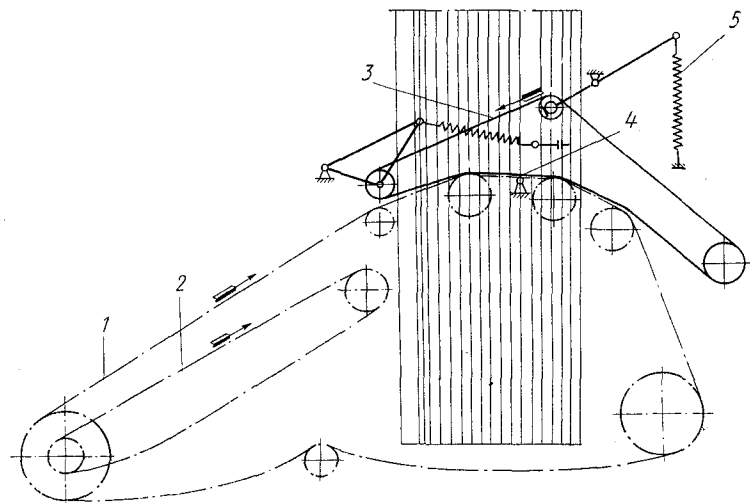


Рис. 37. Ботвоудаляющее устройство транспортерного типа

транспортером 3 и в таком состоянии продвигается к неподвижному очесывающему валлику 4. Здесь клубни очесываются, а ботва выносится из машины. В ботвоудаляющем устройстве комбайна К-3 сепарирующий элеватор отсутствует.

Расчет ботвоудаляющего рабочего органа транспортерного типа

В лаборатории картофелеуборочных машин ВИСХОМА В. Н. Дорошевым [14] было проведено исследование и обоснование параметров этого перспективного рабочего органа.

Во время работы ботва, клубни и почва поступают на разреженный транспортер. Зазор a между прутками обуславливается размерами клубней и ботвы и выбирается таким, чтобы через него проваливались все клубни картофеля и минимальное количество ботвы.

Статистические данные замеров клубней картофеля показывают, что размер большинства крупных клубней не превышает 100 мм. Длина корешков ботвы после предварительной уборки составляет 100—150 мм, а длина стеблей 400—1000 мм.

Зазор рекомендуется брать 150—160 мм. При этом следует оговорить, что в этот зазор будут просыпаться не только клубни, но и небольшое количество корешков и стеблей ботвы размером 100—150 мм, которые в момент попадания на транспортер с редкими просветами окажутся расположенными параллельно пруткам. Но это не является помехой в работе комбайна. Эксперименты показали, что выбранный зазор является самым рациональным.

В результате исследований было установлено, что увеличение скорости ботвоудаляющего транспортера сравнительно с предыдущим рабочим органом ведет к растаскиванию и лучшему расслаиванию материала. Скорость должна обеспечить растаскивание массы и наименьшее повреждение клубней о валик прижимного транспортера и очесывающий пруток, т. е.

$$v_{\text{пит}} \leq v_m < v_{\text{повр}}$$

где $v_{\text{пит}}$ — скорость предыдущего рабочего органа (питателя ботвоудаляющего рабочего органа) в м/сек;

v_m — скорость транспортера ботвоудаляющего рабочего органа в м/сек;

$v_{\text{повр}}$ — скорость, при которой возможны повреждения при ударе, в м/сек.

Скорость предыдущего рабочего органа обычно варьирует в пределах 1,2—1,3 м/сек, в зависимости от того, где располагаются эти рабочие органы, — в начале или в конце технологического процесса.

Скорость из условия неповреждаемости клубней при ударе определяют следующим образом. Многочисленными опытами установлено, что наименьшее повреждение получается при сбрасывании клубней с высоты 0,2 м. Тогда по известной формуле $v = \sqrt{2gh}$ имеем

$$v_{\text{повр}} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,2} = \sqrt{3,93} \approx 2 \text{ м/сек.}$$

Таким образом,

$$1,2 \div 1,3 \leq v_m < 2 \text{ м/сек.} \quad (15)$$

Процесс очесывания можно разделить на две фазы: первая — отрыв клубней от столонов и отжимание вниз в зазор между прутками транспортера, а также просто выжимание вниз свободных клубней, находящихся в слое ботвы; вторая — очесывание клубней, висящих на столонах ботвы.

Рассмотрим каждую фазу отдельно. Процесс в первой фазе можно представить на примере взаимодействия двух валиков, вращающихся навстречу друг другу (рис. 38). Не останавливаясь на условии захвата стеблей ботвы валиками (так как диаметр

стеблей меньше приведенного диаметра клубня), рассмотрим взаимодействие валиков с клубнем:

$$\Sigma X = N_1 \sin \alpha_1 - F \cos \alpha - F_1 \cos \alpha_1 + N \sin \alpha = 0;$$

$$\Sigma Y = N_1 \cos \alpha_1 + F_1 \sin \alpha_1 - N \cos \alpha - F \sin \alpha = 0,$$

но

$$F = N \operatorname{tg} \varphi \text{ и } F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1,$$

где $\operatorname{tg} \varphi$ и $\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициенты трения.

Подставляя значения F и F_1 и решая систему относительно N_1 , получим

$$\frac{N(1 + \operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \varphi_1} \cos \alpha (\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \alpha) - N \cos \alpha (1 - \operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \alpha) = 0.$$

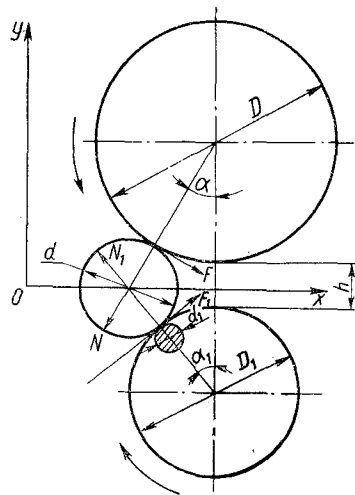


Рис. 38. Схема взаимодействия валиков и клубня в момент контакта

Для того, чтобы клубни не захватывались валиками, необходимо левую часть уравнения иметь большей нуля. Решая неравенство, имеем

$$\alpha + \alpha_1 \geq \varphi + \varphi_1. \quad (16)$$

Это — общее условие незахвата клубней при отрыве их от ботвы двумя валиками, которое сохраняется и для рабочего органа, где нижний валик представлен двумя боковыми поддерживающими роликами, и для цепи транспортера с разреженными прутками, когда клубень в момент отрыва имеет контакт с верхним валиком и прутком транспортера. При этом оторванный клубень отжимается верхним валиком вниз в зазор, так как из-под него уходит подпор в

виде прутка. Так же отжимается и свободный клубень, находящийся в толще ботвы.

При таком расположении валиков полностью исключено влияние противотока, как это наблюдалось при работе двух валиков в комбайнах ККР-2 и КОК-2. Наоборот, поступающая масса своим напором способствует быстрейшему удалению клубня из зоны воздействия валиков.

Определим необходимые диаметры валиков и поддерживающих роликов, исходя из выведенных выше условий незахвата клубней (рис. 38):

$$\frac{D+D_1}{2} + h = \frac{D+d}{2} \cos \alpha + \frac{D_1+d}{2} \cos \alpha_1,$$

где D — диаметр ведомого валика с учетом толщины прижимного полотна;

D_1 — диаметр роликов, поддерживающих цепь транспортера с широкими просветами между прутками;

d — диаметр клубня.

После простых преобразований получаем

$$D(1 - \cos \alpha) + D_1(1 - \cos \alpha_1) - d(\cos \alpha + \cos \alpha_1) + 2h = 0. \quad (17)$$

Как уже отмечалось, при взаимодействии валика и поддерживающего ролика транспортера с клубнем происходит процесс, аналогичный взаимодействию двух валиков, при $D_1 = D$; $\alpha_1 = \alpha \geq \frac{\varphi + \varphi_1}{2}$.

Из формулы (17) определяем диаметр валика

$$D \leq \frac{d \cos \left(\frac{\varphi + \varphi_1}{2} \right) - h}{1 - \cos \left(\frac{\varphi + \varphi_1}{2} \right) h}. \quad (18)$$

Величину зазора h при установившейся работе находим из условия максимальной секундной производительности:

$$Q_{\max} = \gamma b v h \text{ кг/сек},$$

где $\gamma = 135 \text{ кг/м}^3$ — объемный вес ботвы;

$b = 1 \text{ м}$ — ширина валика;

$v = 1,5 \text{ м/сек}$ — скорость валика.

Максимальную секундную производительность определяем из условия максимальной производительности комбайна $Q_1 = 0,4 \text{ га/ч}$ и максимальной урожайности ботвы $q = 20 \text{ т/га}$:

$$Q_{\max} = Q_1 q 0,276 = 2,208 \text{ кг/сек}.$$

При заданных значениях величин

$$h = \frac{1000 Q_{\max}}{\gamma b v} = \frac{1000 \cdot 2,208}{135 \cdot 1 \cdot 1,5} \approx 11 \text{ мм},$$

тогда при угле трения ботвы по резине $\varphi = 43^\circ$, угле трения ботвы по стали $\varphi_1 = 25^\circ$ и диаметре клубня $d = 30 \text{ мм}$, получаем

$$D \leq \frac{30 \cos 34^\circ - 11}{1 - \cos 34^\circ} \leq 82 \text{ мм}.$$

Для лучшего захвата ботвы вполне можно принять диаметр валика D равным 100 мм . Экспериментальное исследование валиков различных диаметров показало, что с увеличением диаметра до 100 мм почти не увеличивается повреждение клубней, но значительно улучшается захват валиками ботвы.

Для качественного отрыва и выжимания клубней необходимо обеспечивать такое усилие прижатия верхнего валика, которое

способствует лучшему протаскиванию ботвы без проскальзывания. Из экспериментальных данных о физико-механических свойствах ботвы максимальное усилие на ее разрыв можно принять равным 60 кг, тогда усилие прижатия

$$P \geq \frac{60}{\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi} \geq 43 \text{ кг.}$$

Таким образом, распределенное по всей длине валика усилие прижатия не должно быть меньше 43 кг. Это обеспечивается регулируемыми пружинами, которые необходимы также, как и предохранительное устройство на случай перегрузки рабочих органов.

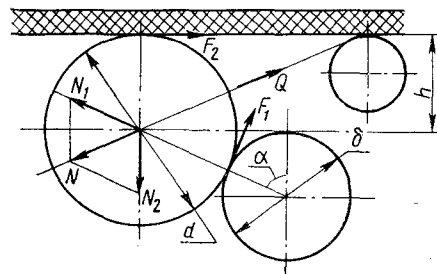


Рис. 39. Схема взаимодействия прижимного полотна, очесывающего прутка и клубня при очесывании

Рассмотрим вторую фазу — очесывание неподвижным прутком клубней, висящих на ботве.

Схема этого процесса представлена на рис. 39.

Из формулы (17) при $D = \infty$ и $\alpha = 0$ условие отрыва без повреждения клубня и диаметр очесывающего прутка

δ выразятся следующими формулами:

$$\alpha \geq \varphi + \varphi_1;$$

$$\delta \leq \frac{d[1 + \cos(\varphi + \varphi_1)] - 2h}{1 - \cos(\varphi + \varphi_1)}.$$

При $h = 0$ и остальных известных данных $\delta \leq 64,5$ мм, а при $h = 20$ мм, $\delta \leq 32$ мм.

Для качественной работы очесывающего прутка из условия неповреждаемости клубней и наименьшей деформации изгиба достаточно иметь диаметр прутка в пределах 25—30 мм. Кроме того, для предохранения очесывающего прутка от деформаций при перегрузках последний должен быть подпружинен.

Следует остановиться еще на одном факторе, влияющем на качественную работу ботвоудалителя. Этим фактором является поддержание висящих клубней после предварительного расслоения массы на транспортере с редкими просветами. Клубни должны поддерживаться вплоть до зажима ботвы между прижимным полотном и прутком разреженного транспортера. Из приведенных в гл. I данных, характеризующих прочность стеблей ботвы в зависимости от высоты сечения, видно, что с увеличением высоты сечения уменьшается временное сопротивление ботвы разрыву. Следовательно, необходимо стремиться к тому, чтобы рас-

стояние между клубнем, висящем на ботве, и прутком, на котором ботва зависла, было наименьшим.

Но, с другой стороны, необходимо, чтобы было четкое расслоение клубней и растительности, иначе это может привести к повреждениям клубней. Как было указано, максимальный размер клубня достигает 100 мм.

Следовательно, для четкого расслоения целесообразно иметь поддерживающую плоскость на расстоянии 120—160 мм от поверхности разреженного транспортера, т. е. на расстоянии, соответствующем зазору между прутками, который, как было указано выше, колеблется в пределах 150—160 мм. Это особенно необходимо для уменьшения потерь клубней от проталкивания их в щель между очесывающим прутком и прижимным полотном, а также прутком ботвоудаляющего транспортера в момент очесывания.

В качестве опорной плоскости на комбайнах может использоваться поверхность сепарирующего элеватора либо поверхность грохота.

Оптимальные параметры ботвоудаляющего устройства следующие: зазор между прутками разреженного полотна 150—160 мм; диаметр ведомого валика прижимного транспортера 80—110 мм; зазор между ведомым валиком и разреженным полотном 10—20 мм; диаметр очесывающего валика 20—30 мм; длина зоны расслаивания разреженного полотна 300—800 мм; скорость ботовыносающего транспортера и ботвоприжимного полотна 1,3—2,0 м/сек. Пружины должны обеспечить натяжение полотна с силой порядка 300 кг.

Для предотвращения поломок при попадании крупных камней входной (ведомый) валик ботвоприжимного транспортера должен быть подпружинен, а выходной (ведущий) валик — вынесен за пределы редкопруткового транспортера.

Комкоразрушающие рабочие органы

На суглинистых почвах при пониженной влажности подкапанный почвенный пласт распадается на комки, часть из которых имеет размеры, одинаковые с размерами клубней. Такие комки не могут быть отделены от клубней просеиванием на грохотах и элеваторах.

Перекрытие весовых и размерных характеристик разделяемых компонентов (клубни-комки), большая прочность комков и склонность клубней к механическим повреждениям создают значительные трудности при решении проблемы их разделения.

Работы ведутся в двух направлениях: разрушение комков до размеров, позволяющих отсеивать их на решетках, и изыскание способов автоматического разделения комков и клубней по физико-механическим свойствам.

В данной главе рассматриваются рабочие органы, основанные на принципе разрушения комков почвы.

Способы разрушения комков почвы

В картофелеуборочных машинах применяют рабочие органы, использующие три основных принципа разрушения комков: предварительное разрушение комков в грядках; разрушение комков статическим сжатием внутри комбайна; динамическое разрушение комков ударным воздействием.

Рабочие органы первого и второго типа могут быть объединены в одну группу, так как и те, и другие используют статический способ разрушения комков. Первые воздействуют на весь пласт, а вторые на тонкий почвенный слой или каждый комок в отдельности.

Для предварительного разрушения комков в грядках применяют катки. Прокатываясь по грядкам, катки разрушают поверхностную корку, образующуюся на суглинистых и глинистых почвах при пониженной влажности. Однако катки эффективны не во всех случаях. На тяжелых суглинистых почвах при повышенной влажности они оказывают на пласт обратное воздействие, способствуя уплотнению почвы.

В результате исследований прочности клубней картофеля и почвенных комков в статических условиях (сжатием) установлено, что усилие, необходимое для раздавливания комков среднего и тяжелого суглинков, достигает 35 кг.

Допустимой сжимающей нагрузкой на клубень можно считать 20—25 кг. Следовательно, в тех случаях, когда прочность комков не превышает 20 кг, их можно разрушить методом сжатия.

Для разрушения непрочных комков в картофелеуборочных комбайнах применяют спаренные пневматические баллоны (вальцы), а также устройства, в которых пневматические баллоны располагаются над ленточным прорезиненным транспортером. В этом случае комки подвергаются двукратному воздействию и разрушаются более интенсивно. Просвет между баллонами и лентой транспортера регулируется при помощи винтового механизма.

Клубни картофеля очень чувствительны к ударному воздействию, поэтому динамический способ разрушения комков должен применяться с большой осторожностью.

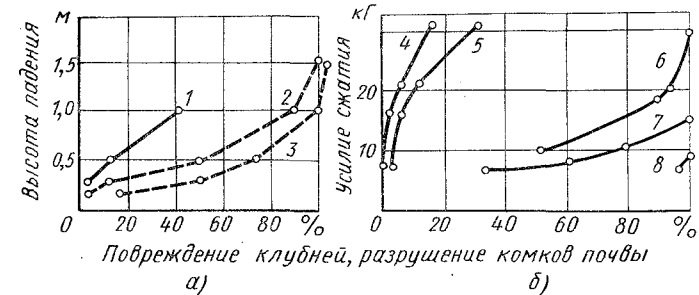


Рис. 40. Разрушение комков тяжелой почвы и повреждение клубней:

а — при падении с разной высоты; б — при сжатии; 1 — повреждение клубней; 2 — разрушение комков почвы при влажности 8,6%; 3 — разрушение комков почвы при влажности 20%; 4 — среднее повреждение клубней; 5 — максимальное повреждение клубней; 6 — разрушение комков почвы при влажности 11,5%; 7 — разрушение комков почвы при влажности 17,8%; 8 — разрушение комков почвы при влажности 22,7%.

Допустимой высотой падения клубней на металлическую решетчатую поверхность является 0,25 м. При сбрасывании с такой высоты, по данным В. С. Митрофанова [28], разрушению подвергается лишь 8,2% комков.

Зависимость степени разрушения комков тяжелой суглинистой почвы при различной влажности и повреждения клубней от высоты их падения на металлическую поверхность показана на рис. 40, а, а зависимость этих же показателей от силы сжатия на рис. 40, б.

Анализ экспериментальных данных показывает, что динамический способ разрушения может применяться только в зоне подкапывания пласта, когда клубни защищены слоем почвы. Для динамического воздействия на пласт применяют скоростные элеваторы, швыряльные роторы, располагаемые над лемехом, и рыхлящие барабаны, устанавливаемые между лемехом и основным элеватором.

Принципы и теоретические предпосылки разрушения комков статическим сжатием

Для разрушения комков в грядках применяют катки различных типов (рис. 41, а — г), которые, как правило, одновременно выполняют роль копирующего устройства, обеспечивая заданную глубину подкапывания пласта.

Результаты работы гладкого цилиндрического катка в основном определяются глубиной образуемой колеи. В непосредственной связи с глубиной колеи находится коэффициент скольжения катка, плотность почвы в прикатанном слое, глубина распространения разрушающего действия катка. Глубина колеи может быть определена по формуле

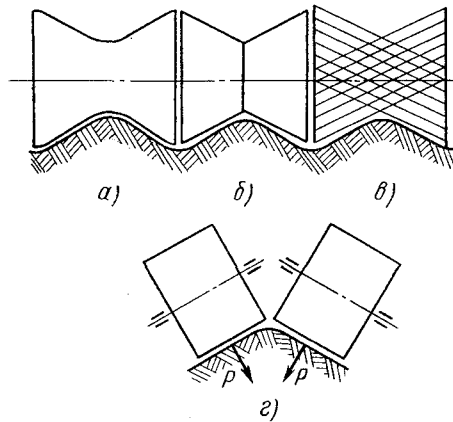


Рис. 41. Типы катков для разрушения комков в грядках: а — вогнутый; б — из двух усеченных конусов; в — пружинный; г — опрессовывающие

Степень разрушения почвы при сжатии между двумя плоскостями зависит от величины сжимающего усилия. Необходимая сила сжатия в конкретных почвенных условиях пропорциональна величине деформации пласта. Эту величину можно характеризовать коэффициентом сжатия ϵ , т. е. отношением толщины почвенного слоя на выходе из рабочего органа к толщине слоя на входе. Данные исследований И. Р. Размысловича [44] показывают, что оптимальное значение коэффициента сжатия для оптимальных значений влажности почвы находится в пределах 0,84—0,92.

Предположим, что масса картофельной грядки после подкапывания проходит между двумя жесткими цилиндрическими вальцами, расположенными горизонтально (рис. 42). Обжимаемый вальцами почвенный пласт должен разрушаться при некотором значении коэффициента ϵ :

$$\epsilon = \frac{b}{B},$$

где b — зазор между вальцами;
 B — глубина подкапывания пласта.

Поступающая масса будет проходить между вальцами без сгуживания при условии, если предельное значение составляю-

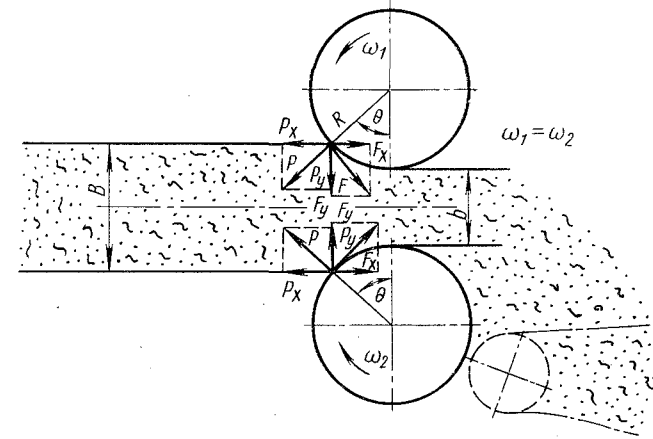


Рис. 42. Схема работы цилиндрических вальцов

щей силы трения по оси x будет больше составляющей выталкивающей силы:

$$F_x \geq P_x,$$

при этом

$$F_x = F \cos \theta = fP \cos \theta;$$

$$P_x = P \sin \theta,$$

где f — коэффициент трения вальцов о почву.

$$f \geq \tan \theta; \quad \tan \varphi \geq \tan \theta,$$

$$\varphi \geq \theta.$$

(20)

Из формулы (20) следует, что $\cos \theta \geq \cos \varphi$.

$$\cos \theta = \frac{R - \left(\frac{B-b}{2}\right)}{R} \quad \text{и} \quad \cos \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \varphi}}.$$

Значит

$$\frac{R - \left(\frac{B-b}{2}\right)}{R} \geq \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \varphi}},$$

откуда

$$R \geq \frac{B-b}{2 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \varphi}}\right)}, \quad D \geq \frac{B-b}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \varphi}}},$$

но $b = \varepsilon B$, значит

$$D \geq \frac{B(1-\varepsilon)}{1 - \frac{1}{\sqrt{1+f^2}}} \quad (21)$$

Если принять минимальное значение $\varepsilon = 0,75$ и среднее значение $f = 0,5$, то из выражения (21) будем иметь

$$D \geq 2,5B. \quad (22)$$

В случае установки вальцов сразу за лемехом, когда глубина подкапывания грядки равна 20 см, диаметр их должен быть не менее 500 мм. Такой вариант конструкции рабочего органа является невыполнимым, так как невозможно вписать нижний

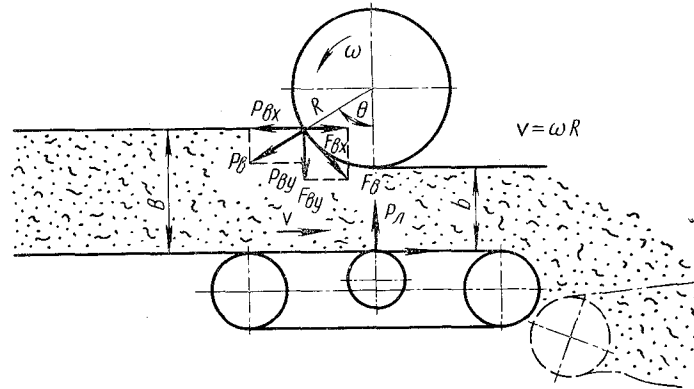


Рис. 43. Схема работы вальца и ленты

валец диаметром 500 мм сразу после подкапывающих органов. Вальцы целесообразно устанавливать за основным сепарирующим рабочим органом и передавать к ним остаток неотсепарированной почвы. В этом случае диаметр вальцов может быть уменьшен до 300 мм.

Рассмотрим условие затаскивания массы в зазор между лентой и вальцом, используя рис. 43. Силы трения на вальце и ленте выразятся следующими уравнениями:

$$F_{ox} + F_n \geq P_{ox}, \quad (23)$$

где

$$\begin{aligned} F_{ox} &= f_{\theta} P_{\theta} \cos \theta; \\ F_n &= f_n P_n = f_n P_{\theta} \cos \theta; \\ P_{ox} &= P_{\theta} \sin \theta, \end{aligned}$$

поэтому выражение (23) будет

$$f_{\theta} P_{\theta} \cos \theta + f_n P_{\theta} \cos \theta \geq P_{\theta} \sin \theta.$$

Принимаем $f_{\theta} = f_n = f$ и $P_{\theta} = P$,

тогда

$$\begin{aligned} fP \cos \theta + fP \cos \theta &\geq P \sin \theta; \\ 2f \cos \theta &\geq \sin \theta; \\ 2f &\geq \frac{\sin \theta}{\cos \theta}; \quad 2\text{tg} \varphi \geq \text{tg} \theta; \\ \text{tg} 2\varphi(1 - \text{tg}^2 \varphi) &\geq \text{tg} \theta, \end{aligned}$$

или

$$\text{tg} 2\varphi(1 - f^2) \geq \text{tg} \theta.$$

Пренебрегая величиной f^2 , получаем $\text{tg} 2\varphi \geq \text{tg} \theta$, т. е.

$$\varphi \geq \frac{\theta}{2}. \quad (24)$$

Из выражения (24) имеем

$$\cos \theta \geq \cos 2\varphi; \quad \cos \theta = \frac{R - (B - b)}{R} \geq \cos 2\varphi,$$

откуда

$$R \geq \frac{B - b}{1 - \cos 2\varphi} = \frac{B - b}{2 \sin^2 \varphi}, \quad D \geq \frac{(B - b)(1 + \text{tg}^2 \varphi)}{\text{tg}^2 \varphi},$$

т. е.

$$D \geq (B - b) \left(1 + \frac{1}{f^2} \right),$$

или

$$D \geq B \left(1 + \frac{1 - \varepsilon}{f^2} - \varepsilon \right). \quad (25)$$

Принимая предыдущие условия работы, на основании выражения (25) получаем

$$D \geq 1,25B. \quad (26)$$

Это значит, что при толщине слоя почвы 200 мм диаметр вальца должен быть большим 250 мм.

Конструктивное оформление рабочих органов для разрушения комков статическим сжатием

Катки для разрушения пласта перед подкапыванием могут иметь ребристую или гладкую поверхность, а также изготовляться из прутков. Нагрузку G каждого катка на почву устанавливают в пределах 300—600 кг. При меньших нагрузках снижается интенсивность разрушения комков, а при больших про-

исходят повреждения клубней, расположенных в верхнем слое грядки. Катки, как правило, одновременно выполняют функции копира и регулятора глубины хода лемеха. Регулировка глубины хода осуществляется путем перемещения катков при помощи винтового механизма в вертикальном направлении.

Каток обычно представляет собой два полых усеченных конуса, сваренных по малому диаметру. Поверхность катков у картофелекопателя КВН-2 и комбайна КГП-2 сплошная гладкая, у картофелекопателя КГ-2 — прутковая. Катки комбайна КГП-2 (рис. 44, а) закреплены на общей оси и могут устанавливаться на между-

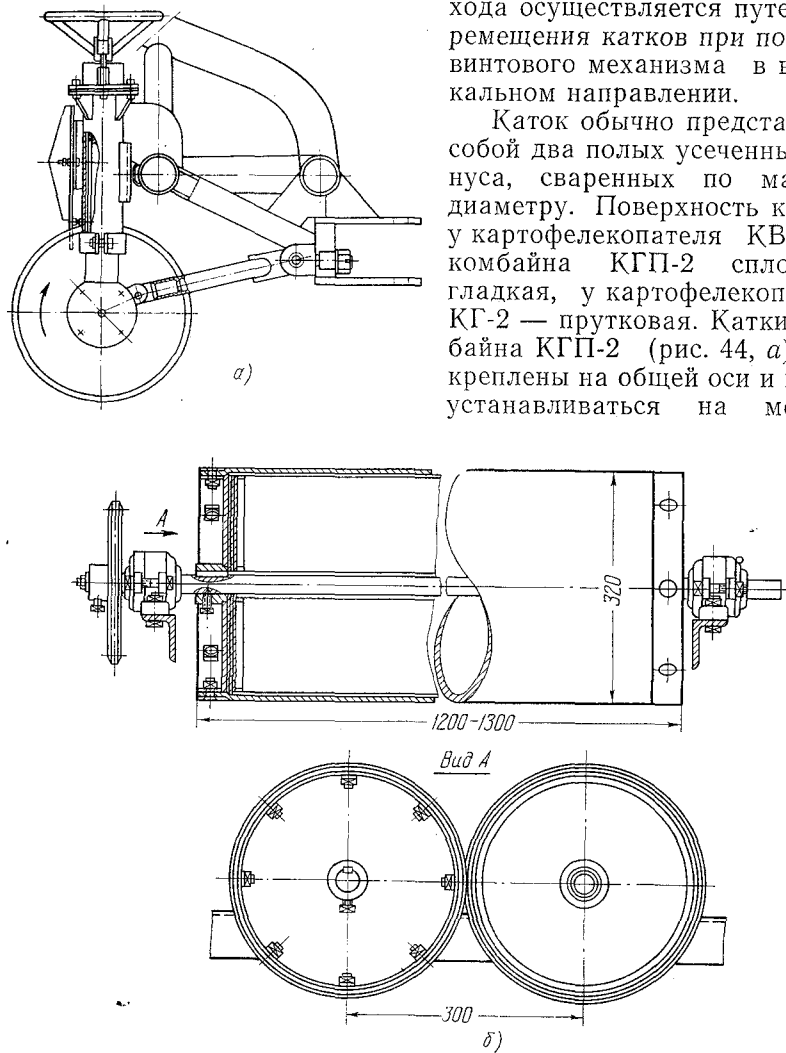


Рис. 44. Устройства для разрушения комков:
а — катки; б — пневматические баллоны

рядья 60 и 70 см. Ось катков закреплена в шарикоподшипниках, установленных в вертикальных телескопических стойках, соединенных между собой с помощью коромысла и поперечины. С правой комбайна коромысло катков соединено шарнирно, чем

обеспечивается копирование грядок в поперечном направлении.

Для разрушения почвенных комков в отечественных картофелеуборочных комбайнах применяют пневматические баллоны, располагаемые над транспортером, и спаренные пневматические баллоны (вальцы), между которыми пропускается масса комков и клубней (рис. 45).

Эксперименты, проведенные в ВИСХОМе, показали, что на средних и тяжелых суглинистых почвах оптимальной влажности пневматические баллоны достаточно эффективно воздействуют на почвенные комки, увеличивая количество мелкой фракции,

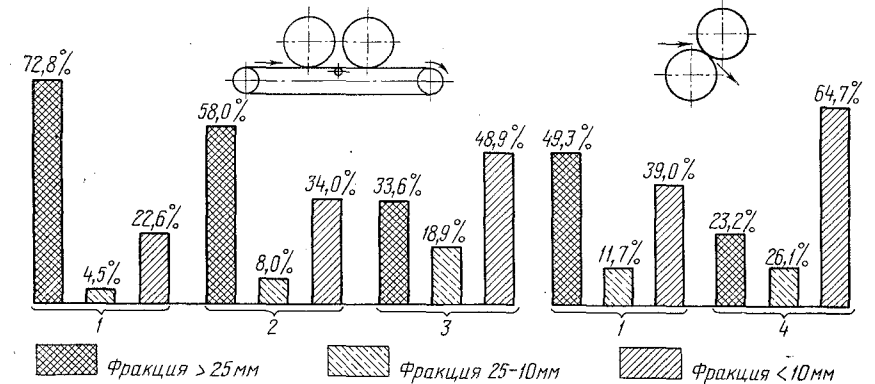


Рис. 45. Эффективность работы комкоразрушающих устройств картофелеуборочных комбайнов:

1 — до воздействия комкоразрушающего устройства (контроль); 2 — после воздействия одного баллона, установленного над транспортером; 3 — после воздействия двух баллонов, установленных над транспортером; 4 — после воздействия спаренных пневматических баллонов

способной просеиваться через решета сепарирующих рабочих органов, в 1,5—2,5 раза.

Так, при двукратном воздействии на почву содержание мелкой легко просеиваемой фракции увеличилось на 39,2%. После прохода массы через спаренные пневматические баллоны прирост фракции составил 26,1%.

Из анализа почвенно-климатических условий, приведенного в гл. II, вытекает, что случаи использования картофелеуборочных комбайнов на суглинистых и глинистых почвах с непрочными комками являются наиболее характерными. Поэтому, несмотря на то, что в крайних почвенных условиях (сулесчаные и легкие суглинистые некомковатые почвы, тяжелые глинистые почвы с очень прочными комками и тяжелые почвы повышенной влажности) баллоны не дают эффекта целесообразно включать этот рабочий орган в схему комбайна.

По эффективности воздействия на пласт на первом месте находится комкодавящее приспособление с двукратным воздей-

ствием, примененное на комбайне КГП-2. Комкодробящее приспособление в виде спаренных баллонов, несколько уступаю ему по эффективности разрушения комков, имеет конструктивные преимущества (меньший вес и габариты), что делает предпочтительным применением этого рабочего органа.

На основании опытов установлено, что спаренные пневматические баллоны могут эффективно разрушать комки при подаче

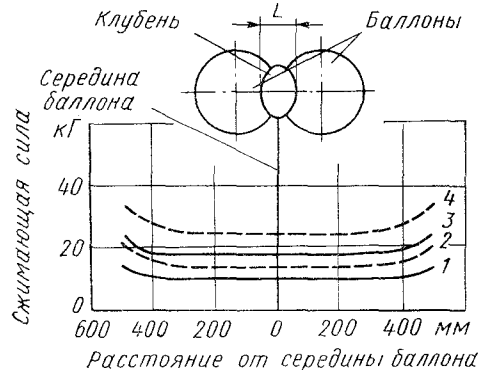


Рис. 46. Зависимость сжимающей силы от размеров клубней и комков:

1 и 2 — диаметр клубня соответственно 50 и 70 мм, давление воздуха 0,1 ат; 3 и 4 — диаметр клубня соответственно 50 и 70 мм, давление воздуха 0,2 ат

мерах и места расположения по длине баллона показана на рис. 46.

В устройствах, где пневматические баллоны располагаются над ленточным прорезиненным транспортером, просвет между баллонами и лентой транспортера регулируется винтовым механизмом.

Принципы разрушения комков динамическим способом

Для динамического рыхления пласта применяют швыряльные роторы, располагаемые над лемехом, лопастные барабаны и битеры, устанавливаемые между лемехом и основным элеватором или между двумя элеваторами, а также различные типы ворошилок.

Используя работу И. Р. Размысловича и С. Н. Ладутько [43], рассмотрим рабочий процесс наиболее распространенного устройства — битера, расположенного за элеватором.

Обозначим скорость элеватора, наклоненного под углом α к горизонту, через v_s , радиус ведущей звездочки элеватора — через r (рис. 47).

При соблюдении условия

$$r \leq \frac{v_s^2}{g} \cos \alpha,$$

где g — ускорение свободного падения; отрыв пласта будет происходить в сечении OY , проходящем через центр звездочки и точку касания набегающей ветви элеватора. Указанное условие всегда соблюдается, так как обычно $v_s > 1,5$ м/сек, $\alpha < 30^\circ$, а $r < 0,1$ м.

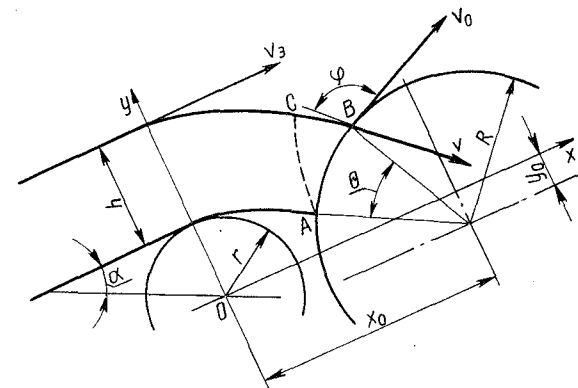


Рис. 47. Встреча пласта с битером

Оторвавшись от элеватора, частицы пласта начнут двигаться по параболе, уравнение которой будет

$$\left. \begin{aligned} x &= v_s t - \frac{1}{2} g t^2 \sin \alpha; \\ y &= (r + h) - \frac{1}{2} g t^2 \cos \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Момент встречи пласта с окружностью вращающегося битера может быть определен в координатах XOY с началом в центре звездочки элеватора уравнением четвертой степени относительно времени встречи t :

$$at^4 - bt^3 + ct^2 - dt + e = 0, \quad (28)$$

при этом

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{4} g^2; \\ b &= v_s g \sin \alpha; \\ c &= v_s^2 + g x_0 \sin \alpha - g(r + h - y_0) \cos \alpha; \\ d &= 2v_s x_0; \\ e &= x_0^2 + (z + h)(z + h - 2y_0) + y_0^2 - R^2, \end{aligned}$$

где r — радиус ведущей звездочки элеватора;
 R — радиус бitera;
 h — толщина пласта почвы в сечении OY ;
 t — время;

x_0 и y_0 — координаты центра бitera.

Наименьшее значение корня уравнения (28) назовем временем встречи. Скорость в любой точке сходящего с элеватора пласта будет

$$u = \sqrt{v_0^2 - v_0 g t \sin \alpha + g^2 t^2}.$$

Между касательными к окружности бitera и параболе сходящего с элеватора пласта образуется угол

$$\varphi = \arctg \frac{k_2 - k_1}{1 - k_1 k_2},$$

где $k_1 = \frac{V R^2 - (y - y_0)^2}{R}$ — угловой коэффициент окружности;

$$k_2 = \frac{y - y_0}{v_0 - g t \sin \alpha} - g t^2 \cos \alpha$$
 — угловой коэффициент параболы.

Координату y находим из уравнения (27) при подстановке в него времени встречи по уравнению (28).

Площадь стружки, снимаемой прутком бitera со сходящего с элеватора пласта, может быть легко вычислена, если криволинейную фигуру, ограничивающую ее, заменить четырехугольником. Погрешность при этом будет небольшой. Площадь четырехугольника с вершинами $A(x_1, y_1)$, $C(x_2, y_2)$, $E^*(x_3, y_3)$, $D^*(x_4, y_4)$ может быть вычислена по формуле

$$S = \frac{1}{2} [(y_2 - y_4)(x_1 - x_3) + (y_3 - y_1)(x_2 - x_4)].$$

Координаты вершин находят при подстановке в уравнения (27) времени прохождения частиц через соответствующие точки. Для точки A это будет время встречи по уравнению (28). Время прохождения частицы через точку D определится, если ко времени встречи прибавить время поворота бitera на один шаг:

$$\Delta t_0 = \frac{2\pi R}{v_0},$$

где z — число ячеек бitera;

v_0 — окружная скорость бitera.

За время Δt движения прутка из точки A в точку B частица тоже придет из точки C в точку B . Следовательно, чтобы определить время для точки C , необходимо из времени встречи вычесть

$$\Delta t = \frac{R\theta}{v_0},$$

* Точки E и D на рис. 47 не показаны.

где $\theta = \arcsin \frac{y_B - y_0}{R} - \arcsin \frac{y_A - y_0}{R}$.

Момент воздействия на пласт в точке E определится так же, как и для точки D .

При определении площади стружки можно сделать допущение, что пруток бitera отрезает часть пласта, которая движется без изменений. Действительная форма и размеры стружки будут значительно отличаться от теоретических, однако введение понятия «площадь стружки» позволили И. Р. Размысловичу и С. Н. Ладутько сделать некоторые выводы в обосновании параметров бitera.

Сечение стружки вычисляли для битеров с радиусами 100—300 мм через 50 мм при окружной скорости 2,0; 2,3 и 2,6 м/сек; скорость элеватора принимали 1,3—1,9 м/сек, а угол наклона 27°. При этом координаты бitera равнялись:

$$y_0 = 0, \quad x_0 = R + r + \delta,$$

где δ — просвет между элеватором и битером (принимали равным просвету между прутками элеватора, т. е. 31 мм); r — радиус ведущей звездочки, равный 0,098 м.

Для получения сопоставимых результатов шаг принимали для всех битеров одинаковым (по битеру с радиусом 200 мм и числом ячеек 10). Толщину подаваемого к битеру пласта принимали от нуля до 200 мм через 50 мм.

На основе анализа установлено, что при малых подачах ($h = 50 \div 100$ мм) радиус бitera почти не оказывает влияния на площадь стружки S . При больших подачах ($h = 200$ мм) площадь стружки, отделяемой битерами с радиусом 100 мм, значительно меньше, площади стружки, отделяемой битерами, имеющими больший радиус. При увеличении радиуса бitera свыше 200 мм площадь стружки увеличивается незначительно.

Исходя из рассмотренного, наилучшим следует признать прутковый барабанный битер с радиусом около 200 мм, так как при прочих равных условиях он отделяет большую площадь стружки и, следовательно, обеспечивает большую производительность, чем битеры с меньшими радиусами.

Расчеты показывают, что при повышении скорости элеватора площадь стружки увеличивается, а при повышении окружной скорости бitera — уменьшается.

Устройство для рыхления и дробления пласта на решетке качающегося грохота

На ряде картофелеуборочных машин используются устройства для рыхления подкапываемого пласта почвы с применением ворошилок, установленных над первым грохотом или основ-

ным элеватором. Они обеспечивают некоторое рыхление и равномерное распределение подкопанной массы по ширине грохота. Примером является предложенное Б. Г. Турбиным и М. Э. Каролинем (авт. св. № 195746, кл. 45с 15/04, 1967) устройство с ворошилками, имеющими форму закрепленных на держателе пальцев, совершающих поперечные по направлению движения машины колебательные движения. На рис. 48, а изображен вариант такого устройства; на рис. 48, б — механизм, приводящий в движение ворошилку.

Устройство включает передний 2 и задний 1 грохоты и ворошилку 4. На передней части грохота

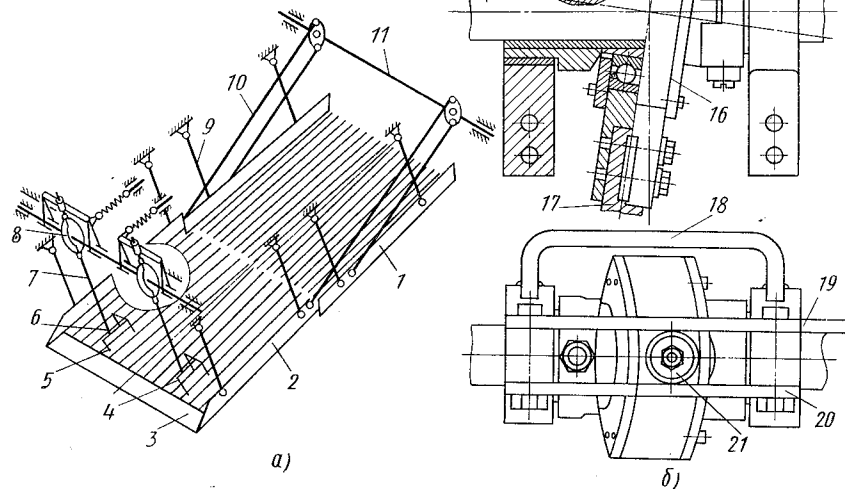


Рис. 48. Устройство для рыхления и дробления пласта на решетке качающегося грохота

по всей его ширине расположен лемех 3. Каждый грохот при помощи четырех шарнирных подвесок 9 подвешен к раме машины. Грохоты приводятся в колебательное движение через шатуны 10 от эксцентрикового вала 11. Ворошилки 4 состоят из водил 7, держателей 6 пальцев и пальцев 5. Последние при помощи механизма 8 получают поперечные колебательные движения к направлению движения машины.

Механизм 8 включает косую втулку 13; стопорные втулки 15; качающуюся шайбу 16, смонтированную с помощью шарнирного двухрядного подшипника 14, установленного на косой втулке 13; водило 17 и рамку 18 управления водилом 17. Эта рамка снабжена направляющими планками 19 и 20, которые через ролик 21 управляют водилом. Механизм приводится в движение приводным валом 12.

Механизм 8 работает следующим образом. При вращении вала 12 вместе с ним вращается косая втулка 13. Качающаяся шайба 16 не может вращаться с ней, так как ролик 21 и планки 19 и 20 допускают движение шайбы 16 только вдоль вала 12. Вследствие этого при каждом обороте вала 12 шайба 16 качается в поперечном направлении к движению машины, а вместе с ней качается и водило с ворошилками. При этом каждый палец движется вместе с водилом из одного крайнего положения в другое и одновременно поворачивается вместе с водилом относительно его оси. Вследствие этого повышается эффект рыхления и дробления подкопанного пласта и обеспечивается равномерное распределение подкопанной массы по ширине переднего грохота картофелеуборочной машины.

Классификация сепарирующих рабочих органов

Принципы сепарации клубней от почвы и типы рабочих органов

Почва, поступающая на сепарирующие рабочие органы, может быть в виде мелких частиц, комков, близких по размерам к клубням, крупных глыб или тестообразной, пластичной массы. Для разделения столь разнообразных по размеру элементов на протяжении почти столетней истории развития картофелеуборочной техники опробовано и испытано несколько десятков типов сепарирующих рабочих органов, основанных на различных принципах действия.

Многочисленные попытки создать универсальный рабочий орган, способный сепарировать клубни от почвы при любом состоянии последней, привели к задержке решения проблемы в целом, поскольку эта заманчивая идея на современном уровне техники оказалась неразрешимой. Более правильным является создание сепарирующих рабочих органов для конкретного состояния почвы.

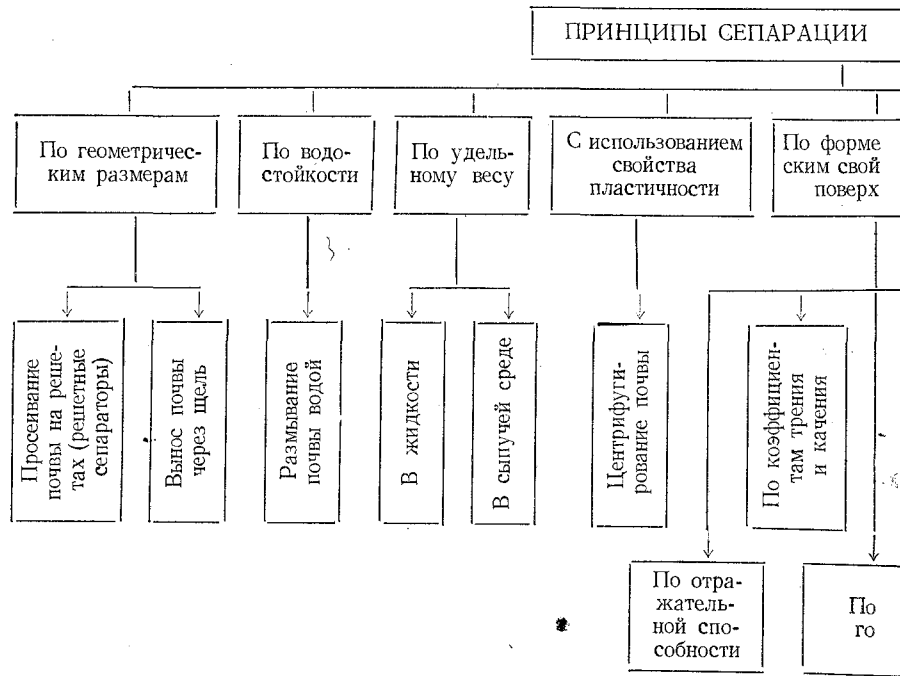


Рис. 49. Классификация рабочих органов

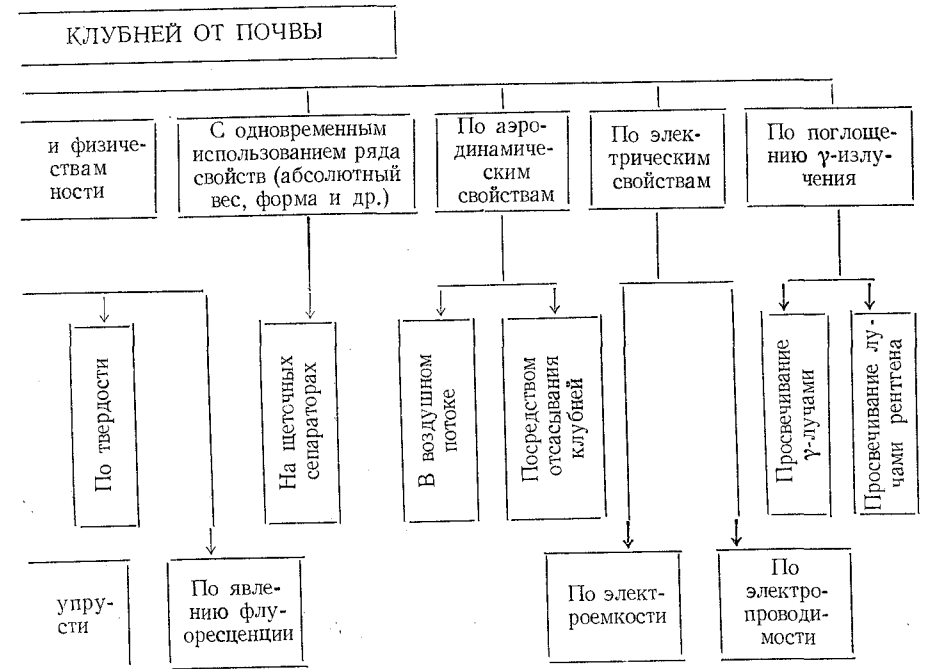
Исходя из изложенного выше, все сепарирующие рабочие органы можно подразделить на три группы:

- 1) устройства для отделения клубней от сухой, мелкой, сыпучей почвы, работающие, как правило, по принципу просеивания почвы через решета, сита или другие элементы;
- 2) устройства для отделения клубней от прочных почвенных комков, близких им по размерам. Принципы действия этих рабочих органов весьма различны и многообразны;
- 3) устройства для отделения влажной (пластичной) почвы.

Количество разновидностей рабочих органов первой группы весьма велико (несколько десятков). Отличительные особенности разновидностей заключаются как в конструктивном оформлении решет, так и в кинематике их движений.

Рабочие органы второй группы в последние годы также настолько развились, что могут быть подразделены на несколько самостоятельных групп, различающихся принципом, положенным в основу разделения компонентов.

Делались попытки классифицировать сепарирующие рабочие органы картофелеуборочных машин, взяв за основу кинематику движения рабочего органа. Но при классификации по этому признаку в одну группу попадают рабочие органы, выполняющие различные функции. Например, в группу ротационных рабочих



для сепарации клубней от почвы

органов попадают и барабанные грохоты, и сепараторы с вращающимися роликами, и центробежные рабочие органы.

Более правильным является классифицировать рабочие органы на группы, приняв за основу свойство компонентов, по которому производится разделение. По этому признаку сепарирующие рабочие органы могут быть разбиты на восемь основных групп: разделяющие компоненты по геометрическим размерам, весу, форме и физическим свойствам поверхностей, электрическим свойствам, поглотительным способностям, свойству пластичности, стойкости к размоканию, аэродинамическим и другим свойствам.

Классификация сепарирующих рабочих органов по физико-механическим свойствам, взятым за основу разделения, приведена на рис. 49.

На первом месте по количеству разновидностей и вариантов находятся рабочие органы просеивающего типа, разделяющие компоненты по геометрическим размерам.

Анализ рабочих органов просеивающего типа

К рабочим органам этого типа предъявляются следующие основные требования: высокая производительность [для основных сепарирующих рабочих органов до $150 \text{ кг}/(\text{сек} \cdot \text{м})$], высокая полнота отделения почвы (70—80%), минимальные потери и повреждение клубней (2—3%), отсутствие залипаемости и забиваемости при работе на влажных и засоренных растительностью почвах.

Кроме того, просеивающие рабочие органы должны обладать достаточно высокой эксплуатационной надежностью и быть простыми по конструкции. Для сокращения габаритов машины желательно также, чтобы одновременно с сепарацией они осуществляли транспортирование и подъем массы вверх.

В картофелекопателях и комбайнах применяют просеивающие рабочие органы различного типа с разнообразными кинематическими схемами (рис. 50), но основными типами сепарирующих рабочих органов картофелеуборочных машин являются грохоты с колебательным движением решет (рис. 50, а), прутковые элеваторы (рис. 50, б), барабанные (рис. 50, в) и валковые (кулачковые) (рис. 50, г) грохоты.

Большинство сепарирующих рабочих органов, разделяющих компоненты по другим признакам, не могут удовлетворительно работать при наличии в разделяемой массе большого количества мелкой почвы. Таким образом, от качества их работы зависит работоспособность последующих, более сложных, сепарирующих устройств, предназначенных для отделения твердых примесей или влажной почвы. При работе в оптимальных почвенных условиях для сепарации клубней от почвы, кроме просеивающих, не требуется никаких других рабочих органов.

Хотя и прошло более века с момента изобретения пруткового элеватора, на большинстве отечественных и зарубежных картофелеуборочных комбайнов для отделения (сепарирования) почвы от клубней он остается основным рабочим органом. Большое распространение прутковый элеватор получил благодаря простоте конструкции и возможности одновременно с сепарированием осуществлять транспортирование пласта вверх при угле наклона 20—25°.

Уборочная машина в отличие от стационарных, перемещаясь по полю, с изменением рельефа меняет свое положение относительно горизонтали; наклон машины на сторону, вперед или

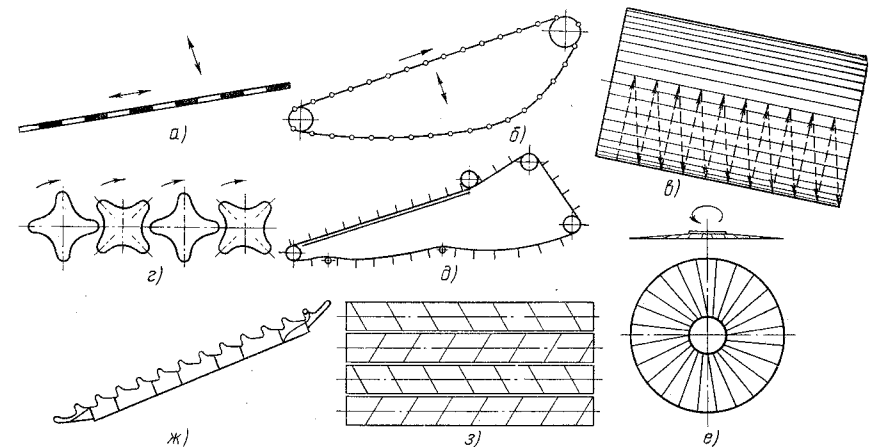


Рис. 50. Рабочие органы просеивающего типа

назад неизбежно вызывает изменения в движении массы, если она обрабатывается встряхивающими поверхностями (качающим грохотом и т. п.). Масса сбрасывается к одной стороне, если машина кренится набок, задерживается, накапливаясь на грохоте, если машина наклоняется вперед, наконец, быстрее, чем это следует, проходит к выходу, если машина наклоняется назад. Элеваторный тип сепарирующего рабочего органа менее других отзывается на такие изменения положения машины.

Наряду с этими положительными качествами прутковый элеватор как сепарирующий орган картофелеуборочного комбайна имеет и существенные недостатки: наличие большого количества поверхностей трения, следствием чего является быстрый износ трущихся в абразивной среде деталей и излишние затраты энергии на привод элеватора; значительная металлоемкость, вызванная тем, что рабочая (используемая для сепарирования) ветвь пруткового полотна составляет менее 40% общей длины полотна; сравнительно низкое живое сечение (менее 70%); залипание про-

светов пруткового полотна при работе на влажной почве и ряд других.

Большое влияние на развитие принципов сепарации и конструкций сепарирующих рабочих органов оказала техника, применяемая в горнообогатительной промышленности. Оттуда, в частности, пришли в корнеклубнеуборочные машины качающиеся и вибрационные грохоты, а также барабанные грохоты, которые наряду с прутковыми элеваторами, в настоящее время широко применяются в машинах для уборки корнеклубнеплодов.

Грохочением, или просеиванием, в горнообогатительной промышленности называется операция разделения по крупности кусковых или сыпучих материалов с помощью жестких поверхностей с калиброванными отверстиями.

Грохоты классифицируются по характеру движения решета: неподвижные; с подвижными колосниками (прутковый элеватор, валковый грохот); барабанные вращающиеся; с местными вибрациями сита; плоские с поперечными колебаниями; плоские с продольными колебаниями и несимметричной скоростной диаграммой; плоские с продольными колебаниями и симметричной скоростной диаграммой.

Наиболее широкое распространение получили грохоты последней группы. По кинематике движения грохоты этой группы делятся на три класса: качающиеся, вибрационные и полувибрационные.

У вибрационных грохотов колебания решета вызываются неуравновешенными грузами (дебалансным вибратором). Амплитуда и траектория колебаний зависит от соотношения масс дебаланса и корпуса решета и жесткости упругих связей. При увеличении веса грохота в период его перегрузки сепарируемой массой амплитуда может уменьшаться до нуля. По этой причине такие грохоты мало приемлемы для применения в корнеклубнеуборочных машинах.

Полувибрационные грохоты обладают частичной кинематической определенностью. Например, гирационные грохоты имеют заданные (жесткие) перемещения по круговой траектории в центральной части корпуса, но допускают упругие колебания (вибрации) концов. Грохоты этого класса могут работать только с уклоном по ходу движения материала и поэтому также мало приемлемы как основной сепарирующий рабочий орган корнеклубнеуборочной машины.

Качающиеся грохоты характеризуются жестким кинематически определенным механизмом, в котором перемещения, скорости и ускорения всех звеньев (в том числе и решета) являются строго определенными по величине и направлению и не зависят от величины участвующих в колебаниях масс.

Плоские грохоты с продольными колебаниями и симметричной диаграммой в настоящее время составляют подавляющее большинство грохотов, применяемых в горнообогатительной,

угольной, строительной и других отраслях промышленности, где осуществляется процесс грохочения материалов.

Качающиеся грохоты различают по характеру траектории (прямолинейная, круговая, сложная), наклону решета (горизонтальное, с положительным углом наклона, с отрицательным углом наклона), расположению эксцентриксового вала, расположению подвесок (с нижними подвесками, верхними подвесками, смешанные), количеству решет (одинарные, спаренные).

Для возможности сепарации корнеклубнеплодов различных видов, имеющих разные размеры, необходимо менять величину просветов рабочего органа. Преимуществом качающегося грохота является то, что он позволяет без особых затруднений, путем смены решет, изменять просветы между прутками практически в любых требуемых пределах (от 10 до 200 мм). Изменять величину просветов пруткового элеватора весьма сложно. Для этого требуется иметь сменные полотна с цепями разного шага и комплекты звездочек и полностью разбирать элеватор.

Существенным преимуществом грохота является также то, что он в комбинации с закрепленным на передней кромке решета лемехом может выполнять роль активного подкапывающего рабочего органа. Недостатком качающихся грохотов является трудность уравнивания инерционных сил, возникающих при возвратно-поступательном движении решет. Неуравновешенные инерционные силы вызывают вибрации рамы и дополнительные напряжения.

Грохоты с колебательным движением по круговой траектории лишены этого недостатка. Однако существенным недостатком грохотов этого типа является невозможность подъема массы вверх, в связи с чем они находят ограниченное применение в корнеклубнеуборочных машинах.

Довольно широкое применение в картофелеуборочных машинах находят барабанные грохоты, (рис. 50, в), отличающиеся надежностью в работе и износостойкостью. Их преимуществами являются также отсутствие неуравновешенных инерционных сил и возможность подъема массы на большую высоту. Однако барабан забивается остатками растительности и влажной почвой, в связи с чем резко снижается его сепарирующая способность. При работе на каменистых почвах клубни сильно повреждаются в барабане камнями, поэтому, например, в странах Западной Европы барабанные сепараторы применяют при уборке только кормового картофеля.

На некоторых комбайнах (например, «Пакман») в качестве основного сепаратора использовался ротационный, чашевый сепаратор. Преимуществом чашевых сепараторов, так же как и барабанных, является отсутствие неуравновешенных инерционных сил.

По характеру движения сепарирующей поверхности к чашевым сепараторам близко плоское цилиндрическое решето

(рис. 50, *е*), применяемое на ряде зарубежных картофелеуборочных машин: комбайне «Массей-Фергюсон 711» (Англия), картофелекопателях «Шмотцер» (ФРГ), «Колдрон» (Англия) и др.

Большую группу сепараторов составляют валковые грохоты. Они представляют собой набор параллельно расположенных вращающихся в одном направлении валков, на которые насажены диски или кулачки разнообразной формы (рис. 50, *г*). Преимуществом этих сепараторов является отсутствие инерционных сил и мест интенсивного износа. Одной из разновидностей рабочих органов этого типа является перевалочный транспортер-сепаратор. Лопастные битеры сепаратора составлены из планок (элементов), причем планки смежных битеров расположены под углом 90° , сохраняющимся в процессе работы транспортера.

Как указывалось раньше, сепарирующий рабочий орган должен не только просеять почву, но и переместить массу и поднять ее как можно выше. Валковые грохоты поднимают массу при угле наклона до 15° .

Подъем массы успешно осуществляется скребковым транспортером в сочетании с колосниковой решеткой. Такой сепарирующий рабочий орган (рис. 50, *д*) установлен, например, на картофелеуборочном комбайне «Хассия» (ФРГ). Основная сепарация почвы в комбайне «Хассия» происходит в приемной части — на скребковом транспортере, состоящем из собственного скребкового транспортера и неподвижной прутковой решетки. Скрепки транспортера (уголок 30×30 мм), прикрепленные к звеньям несущей цепи, транспортируют массу по неподвижной решетке, через которую происходит сепарация почвы. При движении массы происходит частичное фрезерование и разрушение почвенных комков о выступающие друг над другом прутки решетки. Прутки решетки консольно закреплены в передней поперечине и боковинах транспортера. В приемной части прутки расположены параллельно, а далее под углом 45° к осевой линии. Длина прутков неодинаковая. Концы прутков перекрывают друг друга.

Из других известных типов сепараторов просеивающего типа следует остановиться на клавишном и винтовом сепараторах. Один из вариантов клавишного сепаратора разработан в ВИСХОМе М. А. Пустыгиным и И. Ф. Масловым.

Прутково-клавишный сепаратор (рис. 50, *ж*) состоит из двух секций прутковых клавиш, наклоненных под углом 22° , с зазором между прутками 30 мм. Одна секция имеет одиннадцать прутков, вторая — двенадцать. Прутки одной секции располагаются между прутками второй секции и образуют двенадцать каскадов (перепадов) в каждой секции. При вращении коленчатых валов картофель передвигается по перепадам кверху, на переборочный стол.

Поступательное движение картофеля вверх по сепаратору совершается благодаря тому, что клубни, оказавшиеся в пониженной части перепада одной из секций, при ее опускании пере-

даются на соответствующий перепад другой секции, совершающей в это время движение вверх. Скорость перемещения картофеля к переборочному столу при $80\text{--}100$ об/мин коленчатых валов равна $0,48$ м/сек.

Винтовые (шнековые) сепараторы применяются, главным образом, на свеклоуборочных машинах (рис. 50, *з*). Они состоят из одной или нескольких пар винтов, вращающихся в противоположных направлениях. Мелкие примеси просыпаются сквозь зазор между ними, а крупные перемещаются витками вдоль винтов. Особенностью работы сепараторов этого типа является участие в рабочем процессе наряду с гравитационными силами сил трения. Поэтому они с успехом отделяют не только мелкую почву, но и растительные примеси, протаскивая их через щель. Хотя винтовые сепараторы и применяются на некоторых картофелеуборочных машинах (например, на американском универсальном корнеклубнеуборочном комбайне «Брюннер»), они не могут быть признаны перспективными из-за сильных повреждений клубней.

Первые известные из литературы сравнительные испытания сепарирующих рабочих органов провел д-р Нейгауз в 1927 г. [63]. Он испытал в одинаковых условиях сепарирующие устройства трех видов: плоское качающееся решето, цилиндрический барабанный грохот со спиралью и плоское дисковое решето.

Решето качающегося грохота имело длину 2455 мм, ширину 690 мм, площадь $1,695$ м², амплитуду колебаний $70\text{--}140$ мм. Длина барабанного грохота 1500 мм, диаметр 740 мм, площадь поверхности $3,525$ м², число оборотов $0,28\text{--}0,786$ в секунду. Отсеивающий диск имел диаметр 1310 мм, площадь $1,153$ м². Подача смеси почвы и клубней осуществлялась транспортером длиной 7 м. Почвы брались песчаные и глинистые.

На основании данных экспериментов д-р Нейгауз пришел к выводу, что по эффективности просеивания почвы на первом месте стоит дисковое сито, однако оно наносит большие повреждения клубням. К нему очень близко подходит плоское сито с поперечными колебаниями. Затем идет плоское решето с продольными колебаниями и на последнем месте барабанный грохот со спиралью.

А. Ю. Кречко (ЦНИИМЭСХ) в 1952 г. исследовал на легкой почве рыхлящую и сепарирующую способность швыряльного колеса, пруткового элеватора, качающегося грохота и цилиндрического сита и сделал вывод, что по рыхлящей способности на первом месте стоит швыряльное колесо, а по сепарирующей способности — элеватор.

В 1951—1953 гг. в ВИСХОМе проведено сравнительное исследование сепарации тяжелой, суглинистой почвы на рабочих органах трех типов: прутковым элеваторе, качающемся и вибрационном грохотах. На первом месте по сепарирующей способности оказался вибрационный грохот, на втором качающийся грохот и на третьем элеватор.

А. Е. Пермякова (ИКХ) изучила работу пруткового элеватора и качающегося грохота в условиях Ростовской области на тяжелых черноземах и сделала вывод о большей эффективности в этих условиях качающегося грохота.

Я. И. Верменко (УНИИМЭСХ) исследовал сравнительную сепарирующую способность пруткового элеватора и кулачкового сепаратора на легких и средних почвах севера СССР и пришел к выводу, что более эффективно осуществляет сепарацию дисковый (кулачковый) сепаратор.

Перечень проведенных в разные годы исследований может быть продолжен, но и приведенных данных достаточно для того, чтобы убедиться, что в этом вопросе нет полной ясности, и сделать вывод о том, что ни один из описанных выше рабочих органов по сепарирующей способности не имеет решающего преимущества. Поэтому при включении в схему комбайна того или иного сепарирующего рабочего органа необходимо учитывать и другие его показатели. В первую очередь это эксплуатационные показатели износостойкости, надежности и долговечности деталей и конструктивные показатели (габариты, вес, возможность подъема материала вверх, универсальность и т. п.).

Прутковые элеваторы

Типы прутковых элеваторов

Прутковый элеватор состоит из прутков, соединенных между собой крючками, цепями или резиновыми ремнями и образующих бесконечное решетчатое полотно.

Основные разновидности прутковых элеваторов картофелеуборочных машин показаны на рис. 51.

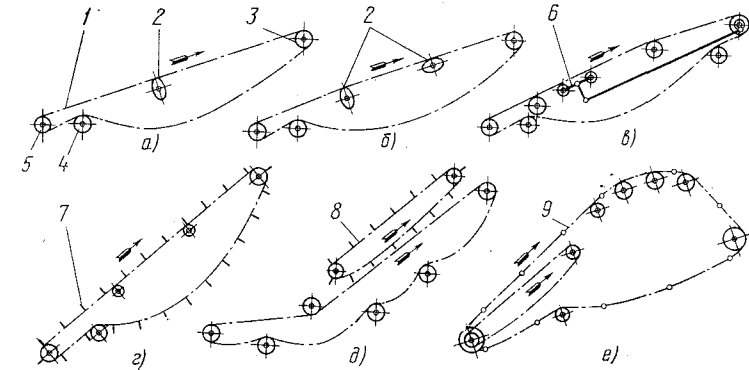


Рис. 51. Разновидности прутковых элеваторов картофелеуборочных машин:

a — с одной парой эллиптических встряхивателей; *б* — с двумя парами эллиптических встряхивателей; *в* — с ударным встряхивателем; *г* — с лопастями; *д* — с двойным углом наклона; *е* — комбинированный; 1 — полотно элеватора; 2 — эллиптический встряхиватель; 3 — ведущий вал; 4 — поддерживающий ролик; 5 — передний ролик; 6 — ударный встряхиватель; 7 — лопасть; 8 — поддерживающий транспортер; 9 — разреженный транспортер

Для интенсификации просеивания почвы рабочая ветвь пруткового элеватора встряхивается. Встряхивание обычно осуществляется встряхивателями — эллиптическими звездочками, находящимися в зацеплении с цепью элеватора; при этом число колебаний и ускорения рабочей ветви определяются ее скоростью и параметрами звездочки. Имеются конструкции механизмов встряхивателей, обеспечивающие число колебаний ветви элеватора, не зависящее от ее скорости. Такие встряхиватели имеют самостоятельный привод (рис. 51, *в*).

Наиболее прост по конструкции элеватор с одной парой эллиптических встряхивателей, показанный на рис. 51, *а*, но имеются элеваторы с двумя парами встряхивателей (рис. 51, *б*).

Элеватор состоит из полотна 1, встряхивателей 2, ведущего вала 3 с ведущими звездочками, поддерживающих роликов 4, переднего ролика 5, боковин и рамы. В двухрядных машинах уста-

навливают как один общий элеватор на два ряда, так и отдельно на каждый ряд. Используются прутки трех типов — прямые, выгнутые вниз и выгнутые вверх. При сборке прутки чередуют: за прутками, выгнутыми вверх, располагают прутки, выгнутые вниз (один, два или три), благодаря чему образуется ячеистая (ступенчатая) поверхность, которая позволяет устанавливать элеватор в машине с большим наклоном.

Для подъема массы при углах наклона полотна 40—50° в элеваторах некоторых конструкций применяют специальные поддерживающие лопасти 7, монтируемые с шагом 150—300 мм (рис. 62, г), или поддерживающий транспортер 8 (рис. 62, д).

Следует, однако, отметить, что при увеличении угла наклона полотна элеватора сепарирующая способность его снижается. Применение поддерживающего транспортера (например, на отечественном комбайне К5-Б и английском «Шотболт») позволило выполнить элеватор с переменным углом наклона и сохранить высокую сепарирующую способность.

Элеваторы с эллиптическими встряхивателями

Характер встряхиваний полотна определяется размерами и формой встряхивающих звездочек. Встряхивающие звездочки прутковых элеваторов могут иметь разнообразную форму: двух-

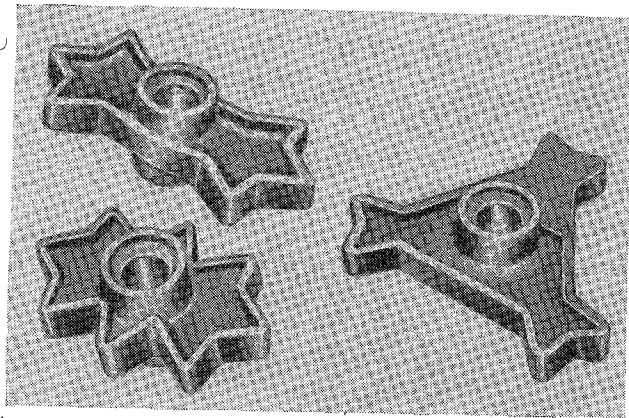


Рис. 52. Встряхивающие звездочки

рожковые, трехрожковые и эллиптические (рис. 52). Звездочки первого и второго типа по характеру воздействия можно отнести к ударным. Они периодически выходят из зацепления с полотном и затем вновь входят в зацепление. Нормальные составляющие скорости и ускорения полотна при этом резко возрастают. Более плавно осуществляет колебания полотна эллиптический встряхи-

ватель. Поэтому встряхивающие звездочки этого типа применяются на всех комбайнах в СССР и нашли наиболее широкое применение за рубежом.

Элементы теории работы элеваторов с эллиптическими встряхивателями разрабатывались рядом авторов: Н. В. Фирсовым, Н. М. Летошневым, А. А. Сорокиным и др. Однако в этих работах очень упрощалась схема процесса встряхиваний полотна. Очевидно, что встряхиватель любой формы имеет переменный радиус точки, находящейся в зацеплении с полотном элеватора, и поэтому он вращается с переменной угловой скоростью. Как видно из схемы, показанной на рис. 53, число оборотов встряхивателя зависит от линейной скорости полотна $v_э$ и периметра L начальной кривой встряхивающей звездочки.

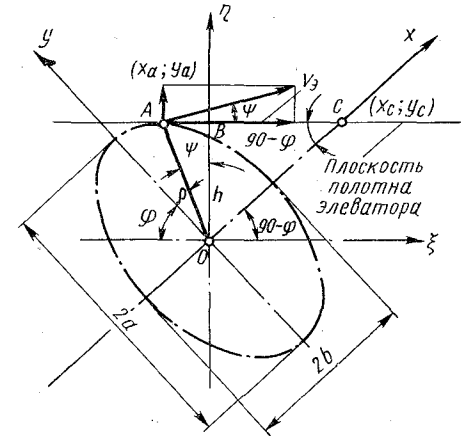


Рис. 53. Схема к определению закономерностей встряхиваний полотна эллиптическим встряхивателем

Для того, чтобы осуществлялось интенсивное подбрасывание материала, нормальная составляющая ускорения полотна элеватора при его подъеме должна превышать нормальную составляющую ускорения свободного падения:

$$i_n > g \cos \alpha.$$

Частота встряхиваний полотна

$$\nu = \frac{60}{T} = \frac{60 \cdot 2v_э}{L} = 120 \frac{v_э}{L}.$$

Если встряхивающая звездочка выполнена в виде эллипса с большой осью $2a$ и малой $2b$, то его периметр L может быть определен по приближенной формуле

$$L = \pi [1,5(a+b) - \sqrt{ab}].$$

Для упрощения выкладок рассмотрим элеватор в горизонтальном положении ($\alpha = 0$). Очевидно, что формулы, полученные для этого положения, можно будет легко применить и при наклонном положении элеватора. Принимаем две системы координат: неподвижную с осями ξ и η , направленными по горизонтали и вертикали, и подвижную с осями x и y , направленными по главным осям эллипса.

Обозначим точку касания полотна элеватора с эллипсом через A , а ее координаты в подвижной системе x_a и y_a ; точку пересечения полотна с осью η — через B , ее ординату в системе координат $\eta\xi$ обозначим через h . Для определения скорости и ускорения точки B необходимо найти уравнение, выражающее зависимость изменения величины h от времени t . Обозначим угол поворота встряхивающей звездочки через φ , а угол между осью η и радиусом-вектором ρ , проведенным из начала координат в точку касания A , через ψ . Из треугольника OAB

$$h = \rho \cos \psi. \quad (29)$$

Скорость точки A (абсолютная), выраженная через радиус-вектор, будет

$$v_A = \rho \frac{d\varphi}{dt}. \quad (30)$$

Проекция этой скорости на плоскость полотна элеватора равна линейной скорости элеватора:

$$v_A \cos \psi = \rho \frac{d\varphi}{dt} \cos \psi = v_s.$$

Принимая во внимание уравнение (29), получаем

$$v_s = h \frac{d\varphi}{dt},$$

откуда

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{v_s}{h}. \quad (31)$$

Скорость точки B равна производной от h по t , т. е. $\frac{dh}{dt}$. Умножим обе части отношения на $d\varphi$:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}$$

и подставив это значение в выражение (31), получим

$$\frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\varphi} \cdot \frac{v_s}{h}. \quad (32)$$

Обозначим точку пересечения плоскости полотна с осью x через C , а ее координату через x_c .

Найдем уравнение плоскости полотна элеватора: это будет уравнение прямой, касательной к эллипсу в точке A и перпендикулярной к оси η .

Напишем уравнение прямой, проходящей через точку с координатами x_a, y_a перпендикулярно к оси η :

$$y - y_a = -\operatorname{ctg} \varphi (x - x_a). \quad (33)$$

Уравнение касательной к эллипсу в точке с координатами x_a, y_a :

$$\frac{xx_a}{a^2} + \frac{yy_a}{b^2} = 1,$$

откуда

$$y = \frac{dy}{dx} x + c = -\frac{a^2 x_a}{b^2 y_a} x + \frac{a^2}{y_a}. \quad (34)$$

Решая совместно уравнения (33) и (34), получаем

$$\begin{aligned} \frac{a^2}{b^2} \cdot \frac{x_a}{y_a} &= \operatorname{ctg} \varphi; \\ y_a + \operatorname{ctg} \varphi x_a &= \frac{a^2}{y_a}. \end{aligned}$$

Выражаем x_a и y_a через полуоси эллипса:

$$x_a = b \frac{\frac{b}{a} \operatorname{ctg} \varphi}{\sqrt{1 + \frac{b^2}{a^2} \operatorname{ctg}^2 \varphi}}; \quad (35)$$

$$y_a = a \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{b^2}{a^2} \operatorname{ctg}^2 \varphi}}. \quad (36)$$

Из уравнения (33) следует, что при $y_c = 0$

$$x_c = \frac{y_a}{\operatorname{ctg} \varphi} + x_a. \quad (37)$$

Подставляя из уравнений (35) и (36) значения x_a и y_a в выражение $h = x_c \sin \varphi$, находим

$$h = a \sqrt{\frac{b^2}{a^2} + \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \sin^2 \varphi}. \quad (38)$$

Дифференцируем dh по dt с использованием уравнения (32) и получаем значение нормальной составляющей скорости полотна:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\varphi} \cdot \frac{v_s}{h} = v_s \frac{(1 - k^2) \sin \varphi \cos \varphi}{k^2 + (1 - k^2) \sin^2 \varphi}, \quad (39)$$

где

$$k = \frac{b}{a}.$$

Дифференцируя второй раз, получаем значение ускорения

$$\frac{d^2 h}{dt^2} = \frac{v_s^2}{a} (1 - k^2) \frac{k^2 - (1 + k^2) \sin^2 \varphi}{[k^2 + (1 - k^2) \sin^2 \varphi]^{3/2}}. \quad (40)$$

Для того чтобы найти угол поворота встряхивающей звездочки, при котором нормальная составляющая скорости полотна будет иметь экстремальное значение, приравняем вторую производную, т. е. ускорение, нулю. Обозначим этот угол φ_1 .

После преобразований получим

$$\sin \varphi_{1\max} = k \sqrt{\frac{1}{1+k^2}}. \quad (41)$$

Из этого выражения следует, что угол поворота звездочки, соответствующий экстремуму скорости полотна, зависит только от соотношения полуосей звездочек и не зависит от их абсолютных размеров. Подставив в уравнение (39) значение $\sin \varphi_{1\max}$, можно получить максимальное значение нормальной составляющей скорости полотна.

Для того чтобы определить экстремальные значения функции ускорения, необходимо найти третью производную. Для упрощения вычислений и анализа обозначим числитель второй производной через Ω , а знаменатель через Θ :

$$\frac{d^2h}{dt^2} = \frac{v_0^2}{a} (1-k^2) \frac{\Omega(\varphi)}{\Theta(\varphi)},$$

тогда

$$\frac{d^3h}{dt^3} \approx \frac{\Theta(\varphi) \frac{d\Omega(\varphi)}{d\varphi} - \Omega(\varphi) \frac{d\Theta(\varphi)}{d\varphi}}{\Theta^2(\varphi)}. \quad (42)$$

Проанализируем уравнение (42). Поскольку $\frac{d\Omega(\varphi)}{d\varphi} \approx \cos\varphi \sin\varphi$ и $\frac{d\Theta(\varphi)}{d\varphi} \approx \cos\varphi \sin\varphi$, то экстремальные значения функции будут через $\varphi \approx \frac{\pi}{2}$, когда оба члена в числителе обращаются в нуль. Кроме того, экстремальные значения могут быть, когда разность в числителе равна нулю, но сами члены $\Theta(\varphi) \frac{d\Omega(\varphi)}{d\varphi}$ и $\Omega(\varphi) \frac{d\Theta(\varphi)}{d\varphi}$ не равны нулю.

Для того чтобы определить, при каких углах φ_2 ускорение будет максимальным, возьмем третью производную и проанализируем разность в числителе:

$$[k^2 + (1-k^2)\sin^2\varphi]^{\frac{5}{2}} \{-2(1+k^2)\sin\varphi \cos\varphi\} - [k^2 - (1+k^2)\sin^2\varphi]^{\frac{5}{2}} [k^2 + (1-k^4)\sin^2\varphi]^{\frac{3}{2}} \{2(1-k^2)\sin\varphi \cos\varphi\}.$$

Приравняв нулю и упрощая выражение разности, получаем

$$\left[k^2(1+k^2) + \frac{5}{2}k^2(1-k^2) \right] + \left[(1-k^4) - \frac{5}{2}(1-k^4) \right] \sin^2\varphi = 0.$$

Из этого выражения определим зависимость угла поворота встряхивающей звездочки $\varphi_{2\max}$, при котором ускорение полотна достигает экстремального значения, от ее параметров (величин полуосей a и b):

$$\sin^2 \varphi_{2\max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{k^2 \left[(1+k^2) + \frac{5}{2}(1-k^2) \right]}{(1-k^4)}.$$

После преобразований получим

$$\sin^2 \varphi_{2\max} = \frac{k^2}{3} \cdot \frac{7-3k^2}{1-k^4}. \quad (43)$$

Поскольку $\sin^2\varphi$ не может быть большим единицы, не при любых значениях k существует дополнительный экстремум (кроме $\varphi = 0$ и $\frac{\pi}{2}$). Для нахождения граничного значения отношения

полуосей эллипса $k = \frac{b}{a}$ приравняем уравнение (43) единице и получаем

$$k^2 = \frac{3}{7} \rightarrow k = \sqrt{\frac{3}{7}} = 0,65.$$

Если отношение полуосей k больше $\sqrt{\frac{3}{7}}$, то дополнительного экстремума не будет, если же это отношение меньше, то будет дополнительный экстремум и характер встряхиваний полотна элеватора резко изменится.

На рис. 54 показаны зависимости нормальных перемещений, скоростей и ускорений полотна элеватора от угла поворота φ при постоянном коэффициенте $k = 0,65$, но при разных размерах полуосей и различных скоростях полотна элеватора.

При $k \leq 0,65$ кривые перемещений, скоростей и ускорений носят плавный характер, который не изменяется при увеличении скорости или размеров встряхивающей звездочки. Размеры встряхивателя также не влияют на абсолютные значения нормальной составляющей скорости полотна, которая зависит в этом случае только от линейной скорости полотна элеватора. Ускорение пропорционально линейной скорости полотна, но уменьшается при увеличении размера встряхивателя.

Таким образом, более эффективно работают встряхиватели меньших размеров. Они обеспечивают более высокую частоту встряхиваний. Кривые ускорений пересекают ось абсцисс при

$\varphi = 32^\circ 50'$ и при $\varphi = 45^\circ$ приближаются к наибольшей величине. Поэтому при обычных скоростях элеватора порядка 1,5 м/сек отрыв материала должен происходить при $\varphi = 45 \pm 50^\circ$. Нормальная составляющая скорости полотна при таких углах сохраняет почти максимальное значение порядка 0,5—0,6 м/сек.

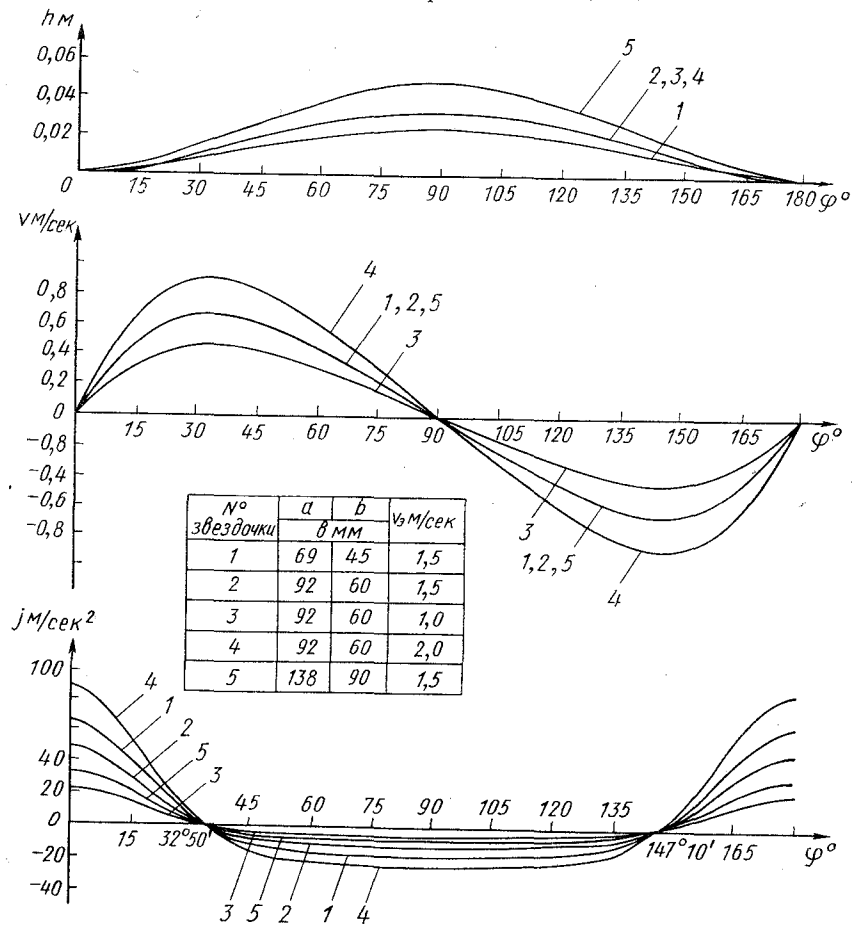


Рис. 54. Нормальные перемещения, скорости и ускорения полотна элеватора в функции угла поворота эллиптического встряхивателя при $k = 0,65$

На рис. 55 приведены кривые скоростей и ускорений при различных значениях k . С уменьшением k резко растет максимальное положительное ускорение, а при отрицательных ускорениях появляется дополнительный экстремум в зоне $30-40^\circ$. В то же время при очень большом k зона максимального ускорения приближается к $\varphi = 90^\circ$, когда нормальная скорость близка к нулю и,

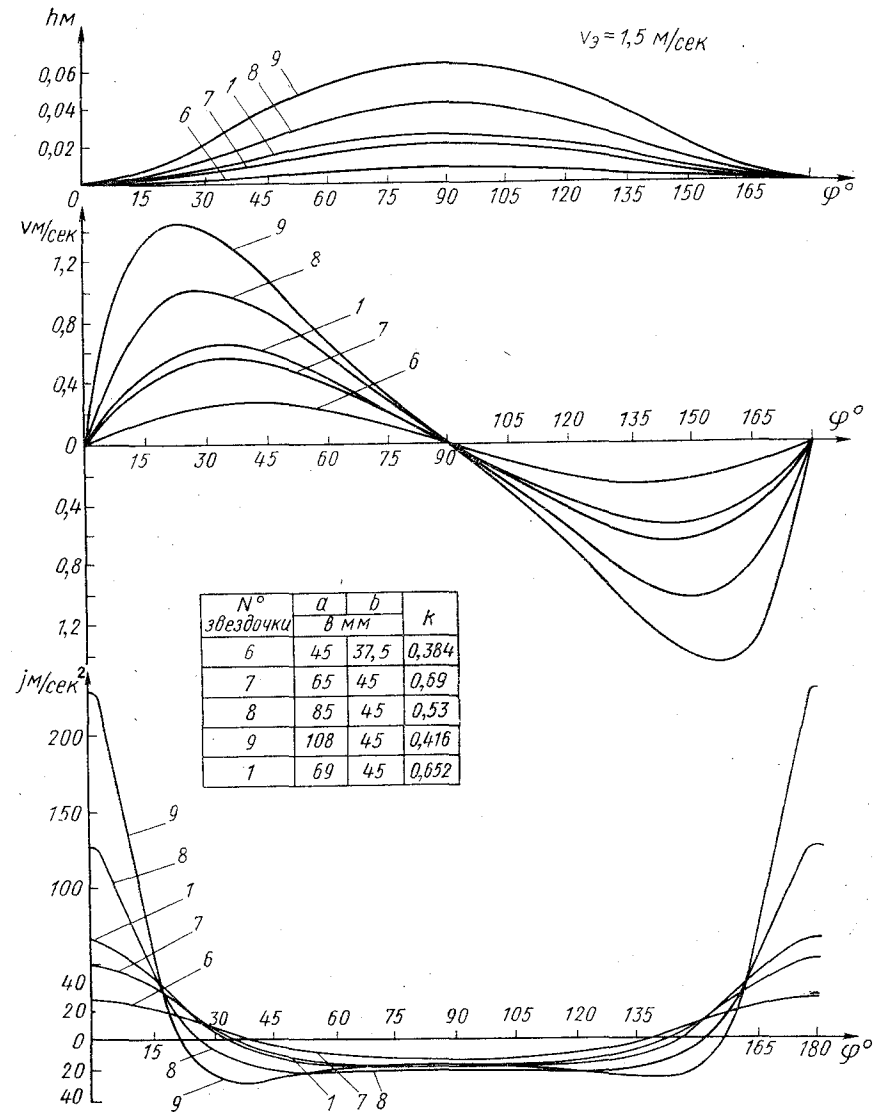


Рис. 55. Нормальные перемещения, скорости и ускорения полотна элеватора при различных значениях коэффициента k

следовательно, существенного подбрасывания материала практически не будет. Из указанного выше следует, что коэффициент k наиболее целесообразно принимать в пределах 0,6—0,7.

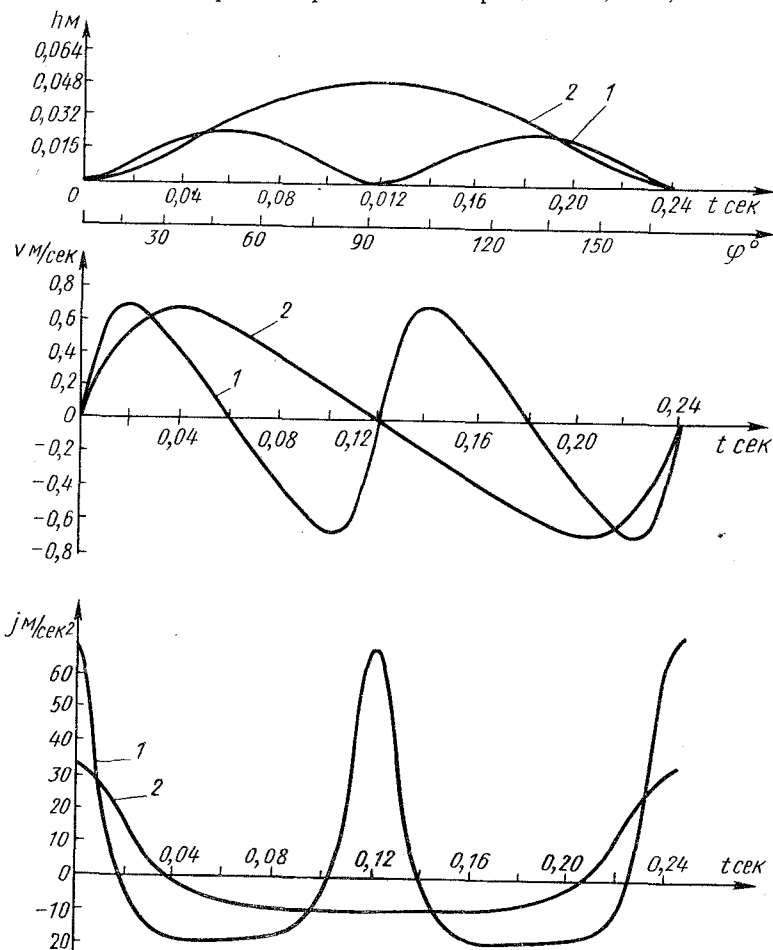


Рис. 56. Перемещения, скорости и ускорения полотна элеватора в функции времени при $k = 0,65$; $v_0 = 1,5$ м/сек:
1 — звездочка № 1 ($a = 69$ мм, $b = 45$ мм); 2 — звездочка № 5 ($a = 138$ мм, $b = 90$ мм)

Теоретически выведенные уравнения перемещений, скоростей и ускорений полотна являются функциями угла поворота φ звездочки. Получить эти уравнения непосредственно в функции времени t математическим путем очень сложно и практически не нужно, так как уравнения в функции φ позволяют провести необходимый анализ и при необходимости могут быть легко представлены в функции времени графическим путем.

Для сопоставления функций рассмотренных величин от φ и t в качестве примера для звездочек № 1 и 5, графическим путем приведенные выше зависимости преобразованы в функции от t (рис. 56).

Звездочки № 1 и 5 характерны тем, что при одинаковом отношении полуосей k они имеют различные абсолютные значения a и b , подобранные так, что периметр L_5 звездочки № 5 в 2 раза больше, чем звездочки № 1.

Анализ кривых показывает, что их характер мало изменился по сравнению с кривыми, построенными в функции угла φ . Однако эти диаграммы более наглядно показывают влияние размеров звездочки на характер колебаний полотна, так как увеличение размера вызывает увеличение времени колебания. Несмотря на то, что размах колебаний полотна большой звездочки увеличился, нормальные составляющие скорости движения полотна остались неизменными, а ускорение у меньшей звездочки даже возросло. Увеличение ускорения произошло в результате повышения частоты колебаний в 2 раза.

Рассмотрим условие подбрасывания частицы на полотне элеватора. Определим минимальную скорость полотна элеватора, при которой возможен отрыв материала от его поверхности при $k > \sqrt{\frac{3}{7}}$. Для этого найдем максимальное значение нормальной составляющей ускорения полотна. Из уравнения (40) видно, что максимальное значение нормальной составляющей будет иметь при $\varphi = \frac{\pi}{2}$. Подставив в уравнение (40) $\sin\varphi = 1$, получим

$$\left(\frac{d^2h}{dt^2}\right)_{\max} = -\frac{v^2}{a}(1-k^2).$$

Для отрыва материала ускорение его должно стать равным ускорению свободного падения:

$$\frac{v^2}{a}(1-k^2) = g, \quad (44)$$

откуда

$$v_{\min} = \sqrt{\frac{ga}{1-k^2}}.$$

Например, для встряхивателя комбайна ККР-2 ($a = 81$ мм, $b = 52,5$ мм) $k = \frac{52,5}{81} = 0,65$

$$v_{\min} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,081}{1-0,42}} = \sqrt{\frac{0,79}{0,58}} = 1,145 \text{ м/сек.}$$

Скорость полотна элеватора на этом комбайне была принята 1,6 м/сек.

Определим минимальную скорость полотна элеватора, при которой начинается подбрасывание материала, по выведенной выше формуле и другим известным формулам для встряхивателей выпускаемого в настоящее время картофелекопателя КТН-2Б. Эллиптическая встряхивающая звездочка этого картофелекопателя имеет следующие параметры: $b = 45$ мм, $a = 65$ мм, $k = \frac{b}{a} = 0,69$.

$$v_{\min} = \sqrt{\frac{ga}{1-k^2}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,065}{1-0,69^2}} = 1,1 \text{ м/сек.}$$

Сравним это значение со значениями скорости, получаемыми по формулам, выведенным Н. В. Фирсовым и М. Н. Летошневым. По формуле, предложенной Н. В. Фирсовым,

$$n = 30 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{a}} \text{ при } \alpha = 0 \text{ } \cos \alpha = 1$$

$$v_{\min} = 0,44 \text{ м/сек.}$$

по формуле, выведенной М. Н. Летошневым,

$$v_{\min} = \sqrt{k_2 \frac{2r_2}{(m+1)} g},$$

где

$$k_2 = \frac{1}{\sin(\beta_2 - \alpha)};$$

$$r_2 = a; \quad m = \frac{a}{b} = \frac{1}{k}.$$

При $\alpha = 0$; $k_2 = \frac{1}{\sin \beta^2}$;

$$\sin \beta_2 = \frac{b}{a} = 0,69;$$

$$\beta_2 = 43^\circ 40' \approx 45^\circ;$$

$$k_2 = \frac{1}{0,69} = 1,45;$$

$$v_{\min} = \sqrt{1,45 \frac{2 \cdot 0,065}{1,45+1} g} = 0,8775 \text{ м/сек} \approx 0,88 \text{ м/сек.}$$

Таким образом, в обоих случаях получаются меньшие скорости полотна элеватора по сравнению с значениями, вычисленными по формуле (44).

Проведенные опыты по изучению отрыва тел от поверхности элеватора с применением скоростной киносъемки полностью подтвердили выведенные зависимости. Эти опыты позволили также

установить некоторые закономерности колебаний полотна в зонах, удаленных от встряхивателя. Полотно элеватора является гибким звеном, имеющим нежесткую связь со встряхивающей звездочкой только в одной точке. Эта связь поддерживается за счет собственного веса полотна и его натяжения. При определенных значениях нормальной составляющей ускорения, когда сила инерции превзойдет вес и силу натяжения полотна, оно может на некоторый момент отстать (отделиться) от звездочки и кинематическая связь их разорвется. В зонах, удаленных от встряхивателя, математическое определение характера движения полотна затруднено из-за собственных и вынужденных колебаний.

При подбрасывании посредством эллиптического встряхивателя полотно элеватора может выполнять колебательное движение, которое перпендикулярно направлению движения цепи и при каждом подбрасывании полотна может быть различным в зависимости от нагрузки, оказываемой просеиваемым материалом. Вследствие этих нерегулярных колебаний полотна попытка дать математическую интерпретацию его движений в общем виде представляется почти безнадежной. Решать эти вопросы на данном этапе наиболее целесообразно при помощи эксперимента.

ВИСХОМом при изучении колебаний полотна, кроме визуального анализа при просмотре киноплёнок и составления кинограмм, был применен метод графического дифференцирования. Для этого строили графики нормальных перемещений точек полотна в функции угла поворота или времени. По этим кривым строили графики первой производной (скорости) полотна, а затем вторичным графическим дифференцированием определяли нормальные ускорения.

Характерные зависимости перемещений, скорости и ускорений полотна приведены на рис. 57.

Поскольку полотно элеватора натянуто между ведущими звездочками и огибающими роликами и имеет гибкость по всей длине в плоскости, перпендикулярной к его поверхности, вынужденные колебания, возникающие в центральной части в результате действия встряхивающих звездочек, распространяются по всей длине полотна неодинаково. Только в зоне над встряхивателем характер колебаний близок к теоретическому. Однако и в этой зоне в связи с набеганием цепи на зубья звездочки и отставанием ее от начальной окружности в результате действия сил инерции характер движения цепи может несколько отличаться от расчетного. При сильном натяжении колебания полотна носят более устойчивый характер.

По иному ведет себя свободно висащая цепь. Полотно в этом случае получает дополнительные собственные колебания, частота которых отличается от частоты вынужденных (обычно меньше ее). Амплитуда колебаний полотна по мере удаления от встряхивателя может увеличиваться. Колебания носят неустановившийся волнообразный характер. При таком типе колебаний амплитуда

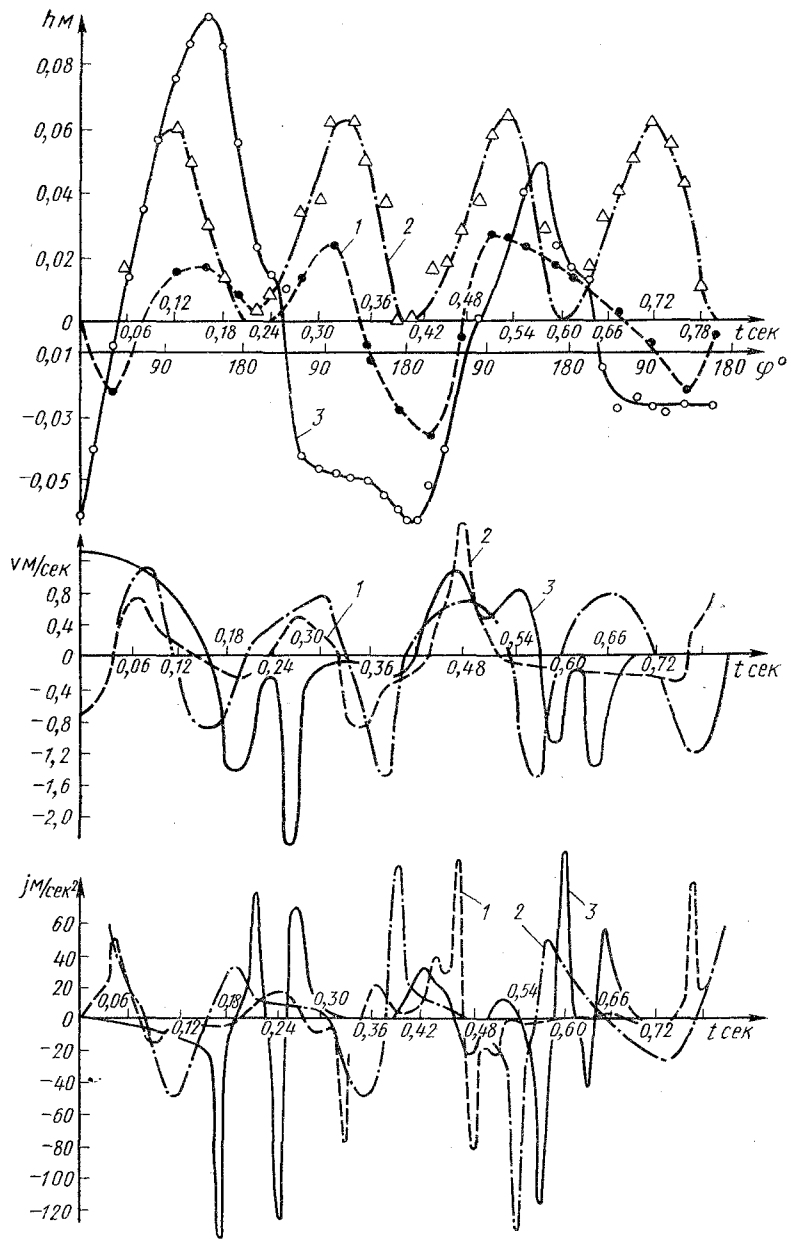


Рис. 57. Экспериментальные графики перемещений, скорости и ускорений полотна элеватора ($a = 108$ мм, $b = 45$ мм, $v_0 = 1,5$ м/сек; $k = 0,42$):

1 — для сеч. I—I (рис. 66); 2 — для сеч. II—II; 3 — для сеч. III—III

их не зависит линейно от расстояния (удаленности) точки от точки соприкосновения полотна с встряхивателем.

Частота волнистого колебательного движения полотна, амплитуда и фаза колебаний могут быть весьма различными в зависимости от жесткости цепи, распределения веса, длины, натяжения, линейной скорости и наклона элеватора, а также в зависимости от положения, размеров и соотношения величин полуосей встряхивающих звездочек.

Путем увеличения натяжения элеватора, очевидно, можно добиться более устойчивых колебаний полотна и получить местное ускорение, вертикальная составляющая которого почти по всей длине элеватора будет больше составляющей ускорения свободного падения, что создаст условия для отрыва частиц от элеватора по всей его плоскости. Однако, как показали проведенные опыты, при увеличении натяжения цепей полотна резко увеличивается мощность на привод элеватора, износ цепей и нагрузки на валы. Поэтому практическое применение в картофелеуборочных машинах и комбайнах имеют лишь элеваторы с ненапрянутым, свободно провисающим полотном.

Анализ данных киносъемки показывает, что хотя колебания цепи элеватора с ненапрянутым полотном в зонах, отдаленных от встряхивателя, и носят неритмичный характер, скорости и ускорения полотна, как правило, не превышают расчетных величин, определенных для зоны встряхивателя. Поэтому условия подбрасывания и соударения частиц с полотном, рассчитанные для зоны встряхивателя, не превышаются по мере удаления от нее.

На рис. 58 приведена траектория полета частицы и соответствующие положения цепи.

Анализ процесса подбрасывания и траекторий полета частиц при разных скоростях элеватора показывает, что при увеличении линейной скорости полотна в большей степени увеличивается дальность полета, чем высота подбрасывания. При скоростях, больших 2,5 м/сек, дальность полета возрастает настолько, что частицы вновь соприкасаются с поверхностью лишь в конце элеватора, а часто пролетают его вовсе. Поэтому полнота просеивания почвы при скоростях, больших 2,5 м/сек, резко снижается.

Применение встряхивающих звездочек с $k < \sqrt{\frac{3}{7}}$ вызывает

увеличение высоты скачков, так как подбрасывание происходит при меньших углах ϕ , при которых нормальная составляющая скорости полотна достигает максимального значения (см. рис. 55). Большая разность полуосей вызывает значительные колебания угла наклона полотна и скатывание частиц вниз даже при небольших углах наклона ($5-10^\circ$).

При соударении частиц с полотном элеватора нормальные составляющие скоростей частиц и полотна складываются. Для предотвращения повреждений клубней суммарная скорость соу-

дарения не должна быть более 2 м/сек. Исходя из этого условия при встряхивающей звездочке с $a = 65$ мм, $b = 45$ мм линейная скорость полотна не должна быть выше 1,5 м/сек. Это относится к случаю прохождения по элеватору отдельных клубней. Если же клубни проходят в слое почвы, то скорость элеватора может быть большей.

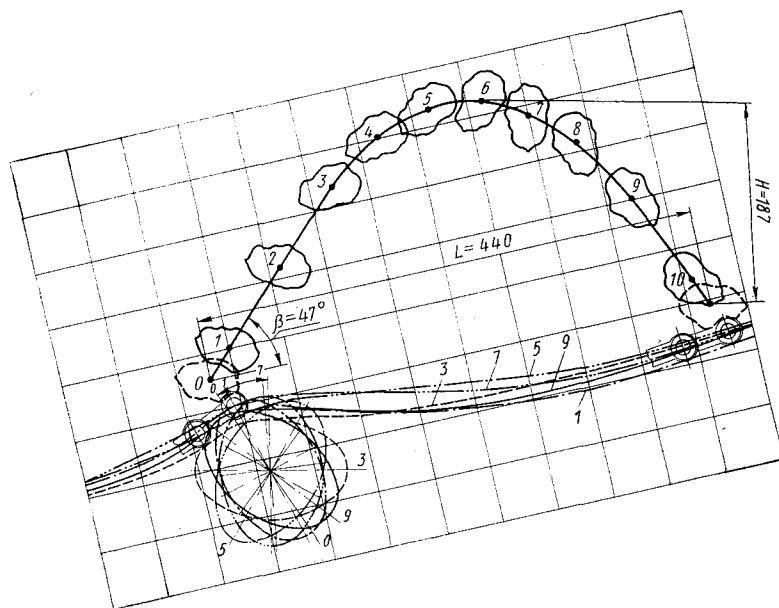


Рис. 58. Траектория полета частицы, подброшенной на элеваторе с эллиптическим встряхивателем ($v = 1,6$ м/сек, $a = 65$ мм; $b = 45$ мм; $\alpha = 10^\circ$):

1 — 9 — положения соответственно звездочки, полотна и частицы

Элеваторы с регулирующими встряхивателями

Существенным недостатком элеватора со встряхивающими звездочками является то, что нельзя изменить интенсивность встряхиваний не изменяя скорости полотна. Результаты многих исследований показывают, что нельзя рекомендовать какой-то один, заранее установленный, постоянный кинематический режим встряхивателей. Различной загрузке рабочей ветви сепаратора почвой должна соответствовать различная интенсивность встряхивания. С увеличением толщины слоя почвы на сепараторе интенсивность встряхивания нужно увеличить. Клубни при этом хорошо предохраняются от повреждений слоем почвы. При малой загрузке сепаратора почвой интенсивность встряхивания необходимо снизить, а при работе на хорошо просеиваемой почве, когда клубни проходят по сепаратору незащищенными, встряхиватели отключать совсем.

Попытки создать приспособления для регулирования интенсивности встряхивания полотна элеватора с эллиптическими встряхивателями делались как у нас в стране, так и за рубежом. Например, на комбайне ККР-2 было установлено рычажное устройство, позволяющее отводить из зацепления с полотном эллиптические встряхиватели и подводить вместо них цилиндрические ролики. На зарубежных комбайнах применяются более сложные устройства, позволяющие регулировать и амплитуду колебаний, и скорость полотна.

Например, на комбайне «Дальман» (США) имеются механизмы для изменения как скорости элеваторного полотна, так

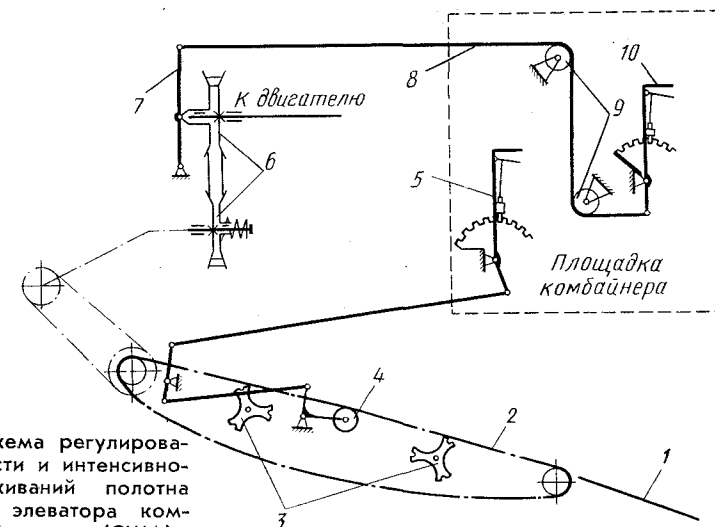


Рис. 59. Схема регулирования скорости и интенсивности встряхиваний полотна основного элеватора комбайна «Дальман» (США)

и амплитуды его встряхивания (рис. 59). Скорость полотна основного элеватора, установленного за лемехом 1, изменяется рычагом 10, связанным тросом 8 через ролики 9 и рычаг 7 с вариатором 6, установленным в приводе основного элеватора 2. Амплитуда колебаний элеваторного полотна изменяется рычагом 5, связанным через систему промежуточных рычагов и тяг с роликом 4, приподнимающим элеваторную цепь над пассивными встряхивателями 3, благодаря чему меняется степень воздействия их на элеваторное полотно. Рычаги 5 и 10 установлены на площадке комбайнера.

Однако этот способ регулирования является несовершенным, поскольку частота встряхиваний не может регулироваться без изменения скорости полотна.

Один из первых вариантов механизма встряхивателя полотна с независимым от линейной скорости приводом был разработан в лаборатории картофелеуборочных машин ВИСХОМа.

Механизм встряхивателя, показанный на рис. 60, включает эксцентриковый вал 1, шатун 2, передаточные планки 3, двулучие рычаги 4, спаренные ролики 5. Полотно элеватора 6 проходит между спаренными роликами и подвергается встряхиваниям, причем верхний ролик предотвращает возможное отставание це-

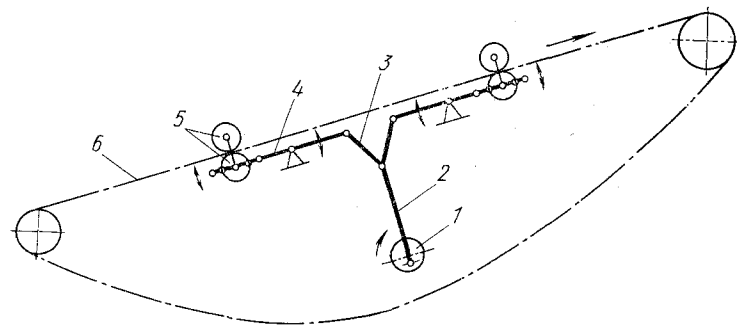


Рис. 60. Схема механизма встряхиваний полотна с независимым приводом и регулируемой амплитудой

пи от нижнего под действием сил инерции. Регулирование интенсивности встряхиваний может осуществляться посредством изменения числа оборотов эксцентрикового вала и амплитуды колебаний полотна.

В 1959 г. был разработан другой вариант механизма встряхивателя, который осуществляет колебания полотна 2 посредством пары роликов 3, закрепленных на концах двулучевого рычага и

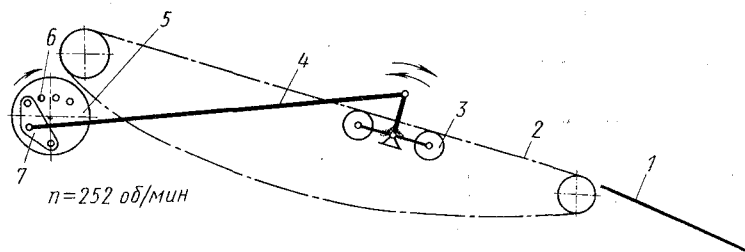


Рис. 61. Принципиальная схема механизма встряхиваний комбайна К-3

приводимых в действие шатуном 4. Для возможности регулирования амплитуды кривошип выполнен составным из диска 5 и планки 7. Этот механизм показан на рис. 61. Почти одновременно подобный механизм был разработан в ФРГ и применен на комбайне «Рекорд». Эти механизмы позволяют регулировать частоту и амплитуду колебаний путем изменения радиуса кривошипа, а не перестановки роликов на рычагах.

В последнее время появились механизмы встряхивателей, позволяющие регулировать амплитуду колебаний без остановки агрегата. Один из вариантов подобного механизма разработан в ВИМе. Принципиальная схема его приведена на рис. 62. Устройство состоит из кривошипа 1, шатуна 2, кулисы 3, шарнирно соединенного с кулисой в точке В подвижного звена 4, шатуна 5 с рычагом 6 вала встряхивателей, двух звеньев 7 и 8 и гидроцилиндра 9.

В зависимости от положения штока гидроцилиндра точка С звена 4 может занимать различное положение в заданном интервале. Расстояние O_2C соответственно изменяется при

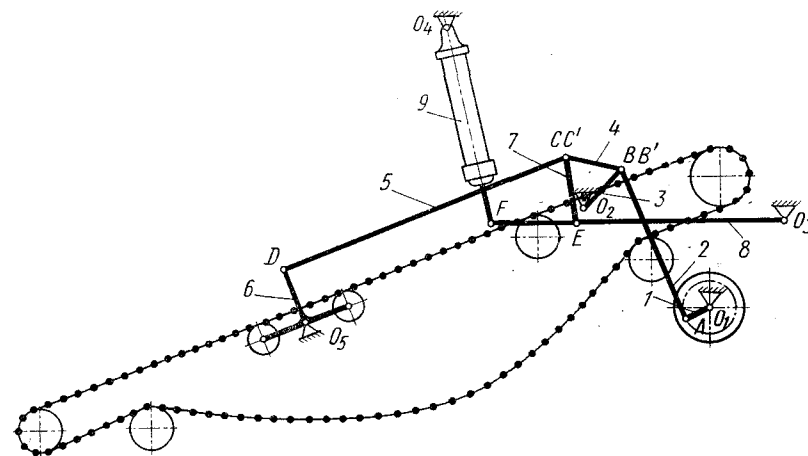


Рис. 62. Механизм встряхивателя с плавной регулировкой амплитуды колебаний при помощи гидроцилиндра (ВИМ)

при этом от нуля до максимального значения, что обеспечивает регулирование амплитуды колебаний роликов.

В настоящее время наиболее распространенным является механизм, показанный на рис. 61. Рассмотрим кинематику процесса встряхиваний полотна этим механизмом. Механизм привода встряхивателя (рис. 63, а) является четырехзвенником, состоящим из кривошипа OA , вращающегося с постоянной угловой скоростью ω вокруг точки O , шатуна AB и коромысла O_1B . К коромыслу жестко под прямым углом, присоединены рычаги O_1E и O_1D , на концах которых находятся встряхивающие ролики. Обозначим длину кривошипа OA через r . Поскольку за один оборот оба ролика последовательно взаимодействуют с полотном, частота встряхиваний полотна, так же как и при эллиптическом встряхивателе, в 2 раза больше числа оборотов вала встряхивателя. Нормальные перемещения полотна определяются амплитудой

колебаний роликов, которая, в свою очередь, зависит от величины радиуса кривошипа r и соотношения размеров плеч рычагов:

$$y_E = \pm \frac{O_1E}{O_1B} r \sin \omega t.$$

В связи с тем, что точки B , D и E движутся не по прямым, а по дугам, закон нормальных перемещений полотна теоретически отличается от закона гармонических колебаний. С целью уточнения величины отклонений были построены графо-аналитическим путем значения перемещений, скоростей и ускорений. При сравнении графиков, построенных при этих значениях с графиками, построенными по расчетным данным, вычисленным из условия гармонического колебания точек D и E , видно, что величины перемещений и скоростей различаются очень мало (расхождения не более 1—2%). Несколько больше различаются величины ускорений (до 5%).

Графики перемещения полотна, скоростей и ускорений в течение одного поворота кривошипного вала показаны на рис. 63, б. Действительные ускорения несколько выше полученных из условия гармонических колебаний. На графике они показаны штрихпунктирной линией. Поэтому с достаточной точностью можно принимать при расчетах, что полотно осуществляет гармонические колебания.

Поскольку нормальные перемещения полотна осуществляются от воздействия двух роликов, совершающих гармонические колебания, график перемещений полотна в зоне встряхивателя может быть изображен прерывистой кривой, образуемой верхними (положительными) частями синусоид, смещенных друг по отношению к другу по фазе на 2π .

Скорость полотна в направлении, перпендикулярном плоскости его движения, в промежутке $0—2\pi$ также изменяется по закону синуса. Если предположить, что ведущая ветвь имеет натяжение, то при угле поворота вала $\omega t = \pi$ происходит удар опускающегося полотна элеватора о поднимающийся второй ролик. Относительная скорость соударения

$$v_{уд} = 2 \frac{OE}{OB} \omega r.$$

При этом направление движения полотна меняется на противоположное. Соответственно выглядит и график изменения ускорений. В интервале $0—\pi$ ускорение изменяется по синусоиде. При угле 2π в связи с ударом о второй ролик ускорение резко возрастает и направлено вверх. Величина ускорения в этой точке в связи с ударным характером кинематически неопределима. Затем цикл повторяется.

При ударе по полотну элеватора снизу материал не отрывается от поверхности полотна, а наоборот прижимается к полотну. Условия для подбрасывания частицы, находящейся на полотне,

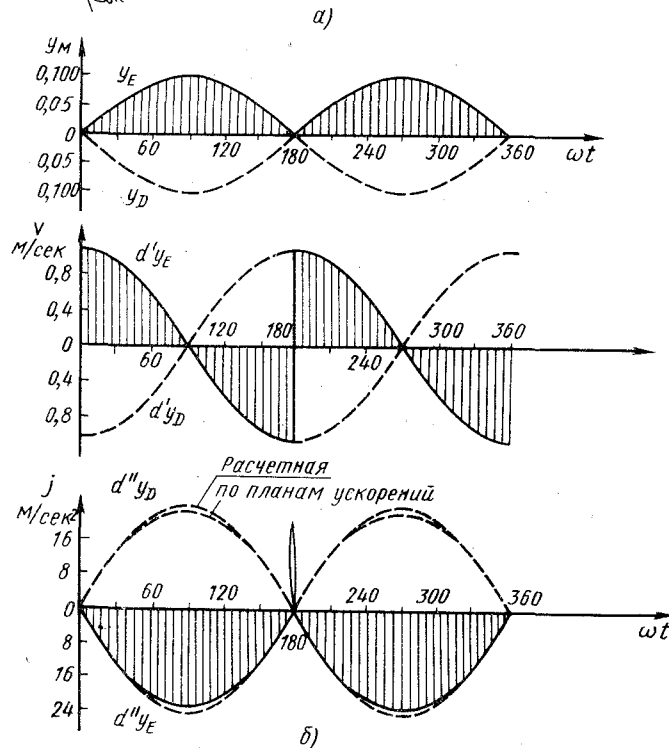
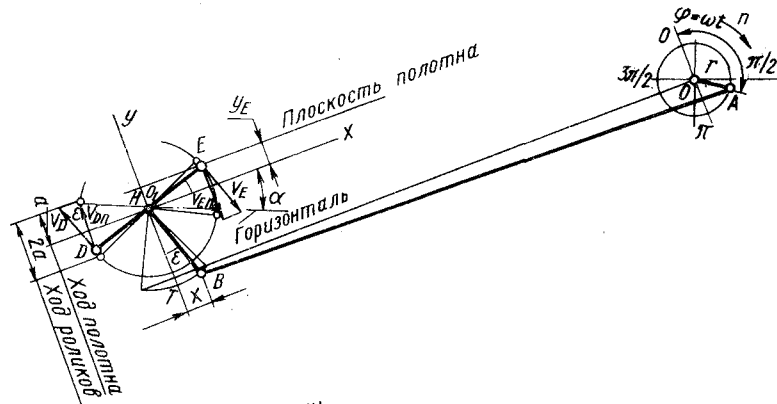


Рис. 63. Кинематическая схема механизма встряхивателя и графики нормальных перемещений, скоростей и ускорений полотна ($n = 210$ об/мин; $r = 0,06$ м; $O_1E = 0,115$ м; $O_1B = 0,140$ м; $AB = 1,29$ м)

создаются после того, как полотно, поднимаясь вверх, замедлит скорость и нормальная составляющая направленного вниз ускорения полотна достигнет величины, большей чем составляющая $g \cos \alpha$ ускорения свободного падения.

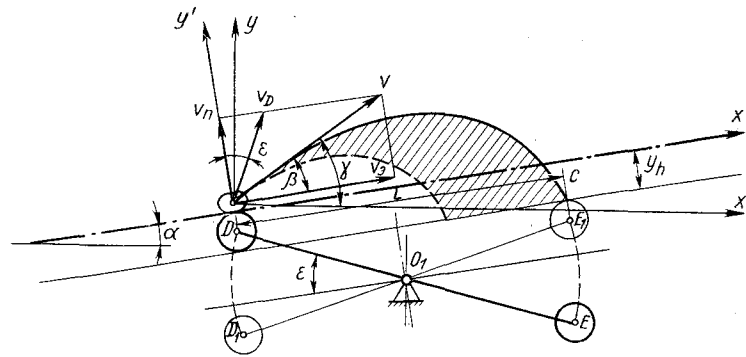


Рис. 64. Схема к определению оптимальных соотношений механизма встряхивания

Используя схемы рис. 63 и 64, напомним условие подбрасывания

$$j_n \geq g \cos \alpha \rightarrow \omega^2 r \frac{OE}{OB} \sin \omega t \cos \epsilon \geq g \cos \alpha.$$

Поскольку амплитуда колебаний, определяемая углом ϵ , невелика ($\epsilon_{\max} \leq 10^\circ$), косинус этого угла близок единице и его можно не учитывать. Если при этом допустить, что полотно, не отрываясь от поверхности ролика, все время следует за ним, то обозначив $\frac{OE}{OB} = \lambda$, имеем

$$\omega^2 r \geq \frac{g \cos \alpha}{\sin \omega t} \lambda. \quad (45)$$

Задаваясь величиной радиуса кривошипа r , число оборотов, необходимое для подбрасывания, определим по формуле

$$n \geq 30 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{r \sin \omega t} \lambda}.$$

При $\alpha = 20^\circ$; $\sin \omega t = 1$; $OE = OB$ и $r = 0,01$ м для обеспечения подбрасывания число оборотов вала встряхивателя должно быть не менее 300 в минуту. При увеличении радиуса кривошипа до 0,05 м минимальное число оборотов, обеспечивающее начало подбрасывания, уменьшается до 125 в минуту.

Если вал элеватора и привода встряхивателя конструктивно совмещен, возникает обратная задача — при постоянном числе оборотов вала элеватора установить величину радиуса кривошипа r , обеспечивающего работу элеватора без подбрасывания, с небольшим подбрасыванием или с интенсивным подбрасыванием материала.

Минимальное значение радиуса r_{\min} , которое определяет начало подбрасывания, вычисляют по формуле

$$r_{\min} \geq 900 \frac{\cos \alpha}{n^2 \sin \omega t} \lambda.$$

При отсутствии проскальзывания начальная скорость полета частицы u_0 является геометрической суммой касательной составляющей скорости, равной скорости полотна элеватора v_b , и нормальной составляющей скорости, определяемой по уравнению

$$v_n = \omega r \cos \omega t \lambda. \quad (46)$$

Чтобы полностью использовать преимущество механизма, показанного на рис. 61, необходимо обеспечить такой режим, при котором подброшенная первым роликом частица упала бы на полотно в зоне второго ролика в момент его подъема вверх и вторично оторвалась от него. Для этого необходимо выполнить следующие требования:

1. Дальность полета частицы должна быть равной или несколько меньшей длины двуплечего рычага EO_1D :

$$L \leq EO_1D.$$

2. Время полета должно быть равным или несколько меньшим времени полуоборота вала встряхивателя

$$t_n \leq \frac{\pi}{\omega}.$$

Параметрические уравнения движения частицы, брошенной под углом γ к горизонту, запишем так:

$$\left. \begin{aligned} x &= u_0 \cos \gamma t; \\ y &= u_0 \sin \gamma t - \frac{gt^2}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

Исключив время t из уравнений (47), находим уравнение траектории полета частицы в явном виде:

$$y = \operatorname{tg} \gamma x - \frac{gx^2}{2u_0^2 \cos^2 \alpha}. \quad (48)$$

Для упрощения принимаем, что полотно является прямой линией. Тогда уравнение полотна запишем в следующем виде:

$$y = x \operatorname{tg} \alpha. \quad (49)$$

В момент соударения ординаты траектории полета частицы и уравнения полотна равны, следовательно,

$$x \operatorname{tg} \alpha = x \operatorname{tg} \gamma - \frac{gx^2}{2u_0^2 \cos^2 \gamma},$$

откуда

$$x = (\operatorname{tg} \gamma - \operatorname{tg} \alpha) \frac{2u_0^2}{g} \cos^2 \gamma. \quad (50)$$

После преобразований выражения (50) получаем уравнение, связывающее дальность полета частицы с начальной скоростью u_0 полета и углами α и γ :

$$x = \frac{u_0^2}{g} (\sin 2\gamma - 2\cos^2 \gamma \operatorname{tg} \alpha).$$

Учитывая, что $x = L \cos \alpha$, имеем

$$L = \frac{u_0^2}{g \cos \alpha} (\sin 2\gamma - 2\cos^2 \gamma \operatorname{tg} \alpha). \quad (51)$$

Введя в уравнение (51) значение угла $\gamma = \alpha + \beta$, после тригонометрических преобразований и подстановки выражений $\sin \beta = \frac{v_n}{u_0}$ и $\cos \beta = \frac{v_s}{u_0}$ получим выражение дальности полета частицы в зависимости от нормальной составляющей начальной скорости полета v_n , скорости полотна элеватора v_s и угла наклона элеватора α :

$$L = \frac{2v_n(v_s - v_n \sin \alpha \cos \alpha - v_n \sin^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha)}{g \cos \alpha}. \quad (52)$$

При горизонтальном расположении элеватора

$$L = \frac{2v_n v_s}{g}. \quad (53)$$

Анализ уравнения (52) показывает, что при заданных (постоянных) основных параметрах элеватора v_s и α можно рассчитать и подобрать такую скорость встряхиваний v_n , при которой длина скачков частиц будет равна расстоянию между роликами.

Из теории баллистики известно, что одной и той же дальности полета частицы L соответствуют два угла бросания γ и γ_1 , связь между которыми (при $\alpha = 0$) определяется формулой $\gamma = 90^\circ - \gamma_1$. Только при угле бросания $\gamma = 45^\circ$, обеспечивающем максимальную дальность полета частицы, имеется одна траектория полета.

В формулах (52) и (53) угол бросания γ отсутствует, однако, при $\alpha = 0$ в одну и ту же точку частица может попасть при двух сочетаниях произведения $v_n v_s = \text{const}$.

Следовательно, меняя значения величин нормальной скорости подбрасывания и скорости элеватора, но сохраняя их произве-

дение постоянным, можно получить два режима. При малом значении нормальной скорости v_n траектория полета частицы в точку C (рис. 64) будет пологая или, как ее называют в баллистике, настильная, а при большом значении — навесная. Если $v_n = v_s$ траектория имеет только один вид и $L = L_{\max}$. Скорость полотна элеватора в последнем случае должна быть соответственно уменьшена.

Первый режим целесообразен, если есть опасность повреждения клубней (элеватор работает без слоя почвы), второй — при поступлении на элеватор связанного почвенного пласта.

Однако обеспечение требуемой дальности полета еще не дает гарантии вторичного подбрасывания частицы, так как она может попасть в точку C в тот момент, когда последняя опускается вниз. Поэтому соотношение скоростей v_n и v_s должно быть таким, чтобы обеспечивалось время полета, равное или кратное периоду колебаний полотна (полуобороту вала встряхивателя).

Для определения времени нахождения частицы в полете до встречи с точкой C приравняем параметрическое уравнение, характеризующее дальность полета во времени, дальности полета, полученной по формуле (52), и, произведя преобразования, получим формулу для определения времени полета частицы

$$t = \frac{2v_n(v_s - v_n \sin \alpha \cos \alpha - v_n \sin^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha)}{g(v_s \cos \alpha - v_n \sin \alpha)}. \quad (54)$$

Для обеспечения условий второго подбрасывания время полета должно быть равным полуобороту вала встряхивателя $\frac{\pi}{\omega}$ или меньшим его:

$$t = \frac{\pi}{\omega} = \frac{2v_n(v_s - v_n \sin \alpha \cos \alpha - v_n \sin^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha)}{g(v_s \cos \alpha - v_n \sin \alpha)}. \quad (55)$$

При $\alpha = 0$ уравнение (55) запишется так:

$$t = \frac{2v_n}{g} = \frac{\pi}{\omega}. \quad (56)$$

Откуда величина нормальной составляющей скорости полотна, обеспечивающая время полета, равное времени одного колебания полотна,

$$v_n = \frac{\pi g}{2\omega}. \quad (57)$$

Подставив в формулу (57) значение нормальной составляющей скорости полотна при отрыве частицы $v_n = \omega r \cos \omega t \lambda$, получим

$$\omega r \cos \omega t \lambda = \frac{\pi g}{2\omega}.$$

Найдем значение косинуса угла поворота вала встряхивателя, при котором оторвавшаяся от полотна частица будет находиться в полете $\frac{\pi}{\omega}$ сек:

$$\cos \omega t = \frac{\pi g}{2\omega^2 r \lambda}. \quad (58)$$

Выразим угол отрыва через ускорение полотна, используя уравнение (45) $\omega^2 r = \frac{g \cos \alpha}{\sin \omega t} \lambda$, откуда при $\alpha = 0$ $\sin \omega t = \frac{g \lambda}{\omega^2 r}$.

Поскольку $\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$

$$\left(\frac{\pi g}{2\omega^2 r \lambda} \right)^2 + \left(\frac{g \lambda}{\omega^2 r} \right)^2 = 1.$$

После преобразований этого выражения получаем формулу для определения центростремительного ускорения вала встряхивателя, обеспечивающего режим подбрасывания частицы со временем, равным времени полуоборота этого вала:

$$(\omega^2 r)_k = \frac{g}{2\lambda} \sqrt{\pi^2 + 2\lambda^4}. \quad (59)$$

Если требуется получить время полета частицы, кратное времени полуоборота, вместо π^2 в формулу (59) надо подставить $(v\pi)^2$, где v — задаваемое число полуоборотов вала встряхивателя.

При $\lambda = 1,0$

$$\omega^2 r = g\pi v. \quad (60)$$

Обеспечить дальность полета частицы L при горизонтальном положении элеватора ($\alpha = 0$), исходя из уравнения (53) представляется возможным за счет установления линейной скорости элеватора

$$v_s = \frac{gL}{2v_n}. \quad (61)$$

Характер колебаний полотна и траектория полета частиц видны из рис. 65. Из материалов киносъемки следует, что ненапрянутое, свободно провисающее полотно, в отличие от принятых допущений, практически опускается за роликом почти до крайнего нижнего положения. Точка, расположенная над центральным шарниром вала встряхивателя, практически не имеет вертикальных перемещений. Вертикальный ход полотна над роликами фактически равен полному ходу ролика, вследствие чего угол наклона полотна в средней части периодически изменяется в пределах $\pm \Delta \alpha$.

Таким образом, закономерности колебаний полотна, приводимого в колебательное движение встряхивателем с двуплечим ры-

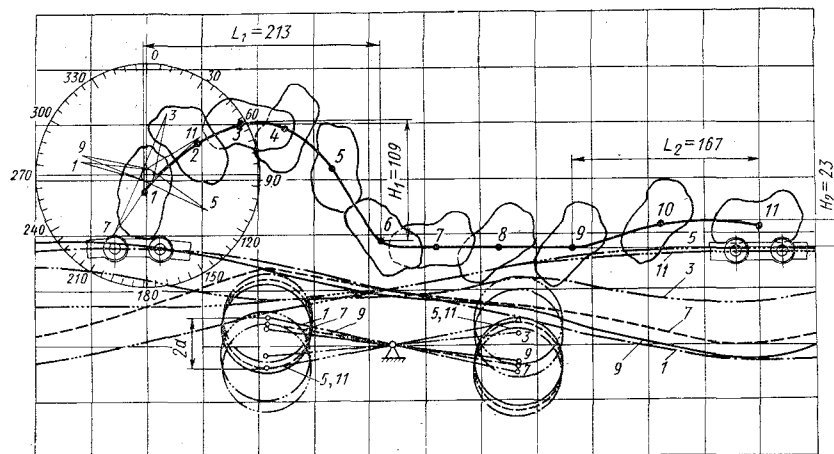


Рис. 65. Траектория полета частицы ($2a = 50$ мм; $n = 150$ об/мин; $v_s = 1,1$ м/сек; $\alpha = 0$):

1—11 — положения соответственно встряхивателя, полотна и частицы

чагом, значительно отличаются от выявленных при исследовании элеватора с эллиптическим встряхивателем.

При эллиптическом встряхивателе неустойчивые и неравномерные по длине колебания ведущей ветви полотна все же, как правило, направлены по всей его длине в одну сторону (вниз или вверх), что показано на рис. 66, а. Исследованный механизм встряхиваний с двуплечим рычагом создает другой вид колебаний полотна (рис. 66, б), при котором передняя и задняя части ленты находятся в противофазах — одна движется вверх, другая — вниз. Такой характер колебаний полотна объясняет и превышения действительных значений нормальных составляющих скоростей и ускорений над расчетными, полученными для точек, находящихся над роликами.

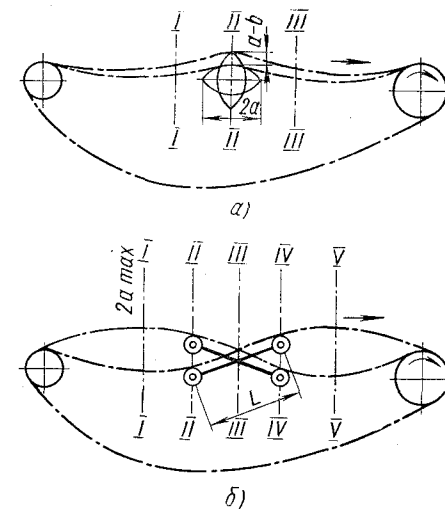


Рис. 66. Разновидности колебаний полотна на элеватора:

а — с эллиптическим встряхивателем; б — с ударным, двуплечим встряхивателем

зывает киносъемка, отрыв изолированных частиц от полотна происходит не над роликом, а перед ним на расстоянии 100—150 мм, поэтому частицы подбрасываются над полотном даже в тех случаях, когда расчетное ускорение встряхивателя не обеспечивает условия отрыва материала от полотна.

Сопоставление результатов опытов с расчетными данными показывает, что при рабочей длине элеватора 1,2 м и свободно провисающем полотне максимальная амплитуда колебаний цепи в сечении I—I (рис. 66) превышает в 2 раза амплитуду колебаний ролика.

Экспериментальные исследования

Проведенные в ВИСХОМе эксперименты [33] дали возможность установить влияние скорости элеватора на эффективность просеивания почвы, находящейся в твердом и пластичном состояниях.

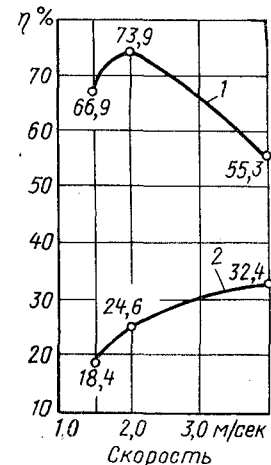


Рис. 67. Зависимость полноты сепарации на элеваторе от скорости при различном состоянии почвы:

- 1 — твердая почва;
- 2 — пластичная почва

При сепарации сухой почвы (твердое состояние) увеличение скорости свыше 2 м/сек приводит к уменьшению полноты просеивания. При сепарации пластичной почвы повышение скорости элеватора с 1,6 до 4 м/сек, наоборот, вызвало увеличение полноты просеивания с 18,4 до 32,4%.

Таким образом, ввиду крайнего различия физико-механических свойств почвы в твердом и пластичном состояниях оптимальные скорости элеватора различны: при сепарации почвы в твердом состоянии — около 2 м/сек, а при сепарации пластичной почвы — 3—4 м/сек.

Влияние интенсивности встряхиваний также в наибольшей степени проявляется при сепарации пластичной почвы, о чем говорят результаты опытов, проведенных в ВИСХОМе (рис. 68).

Данные лабораторных опытов показали, что обрезинивание прутков позволяет снизить как наружные, так и внутренние повреждения клубней. Это особенно заметно при работе пруткового элеватора с эллиптическим встряхивателем, при сепарации на котором наружные повреждения клубней уменьшались на 7,8—15,6%, а внутренние на 5,6—4,4%, что можно объяснить однократным соударением клубня с полотном. Обрезинивание прутков элеватора с ударным встряхивателем, обеспечивающим двух-трехкратное соударение клубней, влияет несколько в меньшей степени на снижение наружных повреждений (наружные повреждения кожицы снизились на 0—3,5%, а внутренние на 6,1—6,2%).

Анализ опытных данных подтверждает высказывание о том, что основным фактором, определяющим внутренние повреждения клубней, является нормальная составляющая скорости при соударении клубня с полотном. Поэтому для элеватора с ударным встряхивателем внутренние повреждения клубней мало зависят от его линейной скорости, но прямо пропорциональны числу оборотов и радиусу кривошипа вала встряхивателя.

Как показано выше, именно от этих параметров в равной степени зависит нормальная составляющая скорости полотна, определяемая по уравнению (46). При увеличении n со 100 до 300 об/мин количество клубней, получивших повреждения возросло с 7,6 до 28,0%. Подобным образом повлияло на повреждения клубней и увеличение радиуса кривошипа встряхивателя с 0,013 до 0,051 м: внутренние повреждения возросли с 9,8 до 33%. Данные экспериментов представлены на графиках (рис. 69).

Таким образом, наблюдается почти прямая зависимость повреждений клубней от частоты встряхиваний и радиуса кривошипа встряхивателя. Это объясняется тем, что нормальная составляющая скорости полотна имеет линейную зависимость от обоих этих параметров.

Ускорение имеет квадратичную зависимость от частоты, поэтому с целью снижения повреждений более целесообразно достигать режима подбрасывания путем увеличения числа оборотов вала встряхивателя и снижения радиуса r .

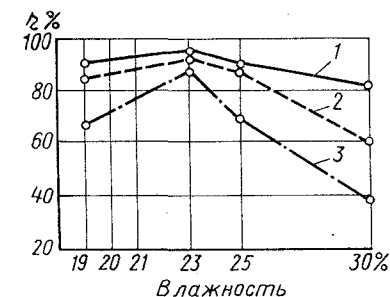


Рис. 68. Зависимость полноты сепарации почвы на элеваторе от влажности при различных вариантах встряхиваний полотна:

- 1 — элеватор с независимым эксцентриковым встряхивателем;
- 2 — элеватор с эллиптическим встряхивателем;
- 3 — элеватор без встряхивателей

Для элеватора с независимым встряхивателем линейная скорость полотна не оказывает существенного влияния на внутренние повреждения клубней. Так, увеличение линейной скорости полотна в пределах 1,1—2,5 м/сек практически не повлияло на степень внутренних повреждений клубней (колебания в пределах 16,7—18%).

Для пруткового элеватора с эллиптическим встряхивателем наблюдается прямая зависимость повреждений клубней от линейной скорости полотна (рис. 70), что объясняется имеющейся

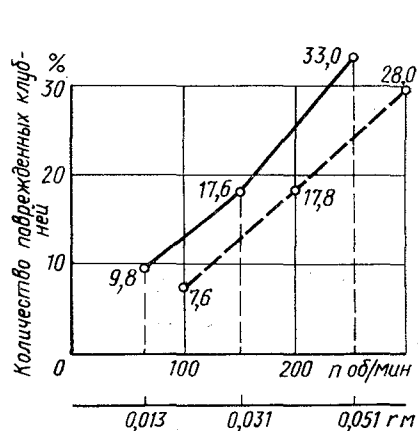


Рис. 69. Зависимость внутренних повреждений клубней от параметров встряхивателя:

1 — от радиуса кривошипа при $n = 200$ об/мин и $v_э = 1,5$ м/сек; 2 — от числа оборотов вала при $r = 0,031$ м; $a = 0,025$ м и $v_э = 1,5$ м/сек

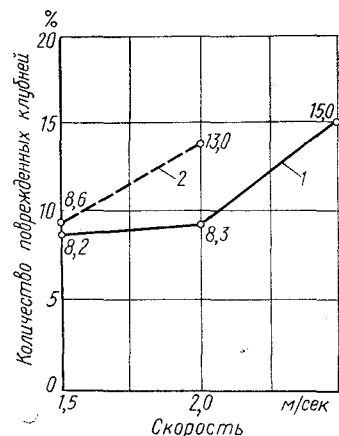


Рис. 70. Зависимость внутренних повреждений клубней от линейной скорости полотна элеватора с эллиптическим встряхивателем:

1 — полотно с обрезиненными прутками; 2 — полотно с металлическими прутками

функциональной связью между нормальной составляющей скорости полотна элеватора и его линейной скоростью [см. уравнение (39)].

Элеватор с независимым встряхивателем при лабораторных опытах в большинстве случаев сильнее повреждал клубни, чем элеватор с эллиптическим встряхивателем. Лишь при самых низких динамических режимах ($n = 100$ об/мин при $r = 0,031$ м и $n = 200$ об/мин при $r = 0,013$ м) по степени повреждений клубней он приближается к элеватору с эллиптическим встряхивателем.

Изложенные выше выводы были проверены в полевых условиях на элеваторной установке ПЭУ-2. опыты проводились на тяжелой суглинистой почве на опытном поле ВИСХОМа и в совхозе «Малино» Московской области.

В процессе полевых исследований изменяли радиус кривошипа в пределах 10—65 мм и поступательную скорость агрегата в пределах 0,45—1,75 м/сек, что обеспечивало изменение подачи почвы на элеватор в пределах 50—180 кг/сек [40—150 кг/(сек × м)]. опыты проводили при влажности почвы 13—28%.

Анализ опытных данных показывает, что изменение амплитуды колебаний полотна при достижении режимов, обеспечивающих подбрасывание материала, не оказывает существенного влияния на полноту просеивания почвы. На основании данных, полученных при работе агрегата на трех скоростях (0,8; 1,28 и

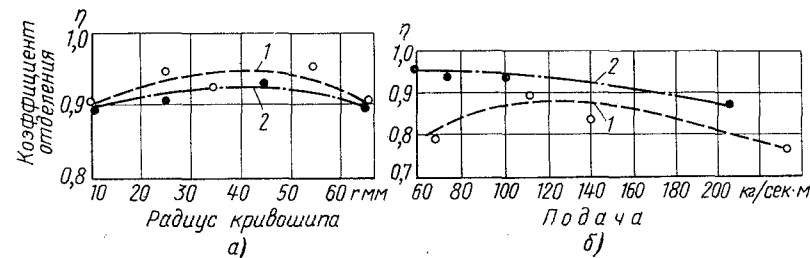


Рис. 71. Зависимость полноты сепарации почвы на элеваторе:

а — от радиуса кривошипа встряхивателя; б — от подачи; 1 — на опытном поле ВИСХОМа; 2 — на поле совхоза «Малино»

1,75 м/сек), можно констатировать, что полнота сепарации в среднем несколько выше при значениях радиуса кривошипа 0,035 и 0,045 м. Причем сильнее влияют встряхивания полотна при больших подачах.

При отключении встряхивателей полнота сепарации снижается, но не столь существенно, как следовало бы ожидать.

Влияние встряхивателя проявляется в лучшей подготовке массы к последующей сепарации за счет разрушения и дробления комков.

При увеличении скорости агрегата (подачи) полнота сепарации ухудшается (рис. 71), но не так резко, как это наблюдалось у качающегося грохота. Это объясняется тем, что на элеваторе не наблюдается сгуживания массы и увеличения толщины слоя.

В полевых условиях количество и степень повреждений клубней уменьшились. Наличие почвы на сепараторе способствует гашению скоростей полета клубней при подбрасывании, что, в свою очередь, снижает скорость соударения их с прутками. Кроме того, при перемещении клубней с почвенным пластом часто происходит их соударение не с прутками элеватора, а с почвой, находящейся на полотне, что также способствует снижению повреждений. В процессе удара о почву происходит пластическая деформация почвы, при этом поглощается значительная часть кинетической энергии.

Конструкции

Прутковые элеваторы работают в абразивной среде — почве. Поэтому в течение многих лет усилия конструкторов и ученых направлены на создание конструкций полотен элеваторов, обеспечивающих долговечную и надежную работу. Основные типы элеваторных полотен показаны на рис. 72. Наиболее распространенным и простым по конструкции полотном является крючковое (рис. 72, а). Прутки и звездочки не требуют механической обработки. Концы прутков (звеньев) элеватора загнуты, образуя крючки. Посредством крючков прутки соединяются между собой и образуют бесконечное полотно.

Выпускавшийся ранее комбайн ККР-2 и многие зарубежные комбайны, например «Дальман», «Локвуд», «Монарх» (США) и другие, имеют прутковые элеваторы крючкового типа. У однорядных комбайнов полотно элеватора односекционное, у двухрядных, как правило, — двухсекционное, состоящее из двух одинаковых полотен, разделенных боковинами.

Элеватор имеет звенья двух типов: высокие — с выгибом средней части наружу и низкие — с выгибом внутрь. У комбайна ККР-2 в собранном полотне высокие и низкие звенья чередуются, а у большинства зарубежных комбайнов между высоким и низким звеном ставят прямой пруток. Такое устройство препятствует скатыванию клубней в направлении, обратном движению элеватора. В комбайнах ФРГ и Англии часто полотно элеваторов состоит полностью из прямых прутков.

Прутковый элеватор крючкового типа может обрабатывать до полного износа на суглинистой почве 30—40 га, а на песчаной 20—30 га.

Работы по повышению долговечности элеваторов ведутся в нескольких направлениях: применения более износостойких материалов, увеличения площади трения в шарнирах, введения уплотнений, а также замены трения скольжения упругими деформациями прорезиненных ремней. Так, например, наварка двойных крючков увеличивает срок службы крючкового элеватора примерно в 1,5 раза.

На рис. 72, б показано полотно элеватора, собранное из литых втулочных звеньев. Благодаря увеличению площади контакта износостойкость элеватора повысилась. Элеватор может обработать до полного износа 60—80 га.

Комбайн ККСШ-2 и копатели КТН-2М, КТН-2Б имеют прутковое полотно этого типа. Полотно элеватора комбайна — односекционное наборное из двух (по длине) рамок, соединенных между собой рамочной цепью. Элеватор копателя состоит из двух полотен, разделенных средней стенкой, к которой прикреплен средний лемех. Недостатком этой конструкции является высокая трудоемкость изготовления, а также относительно большой вес.

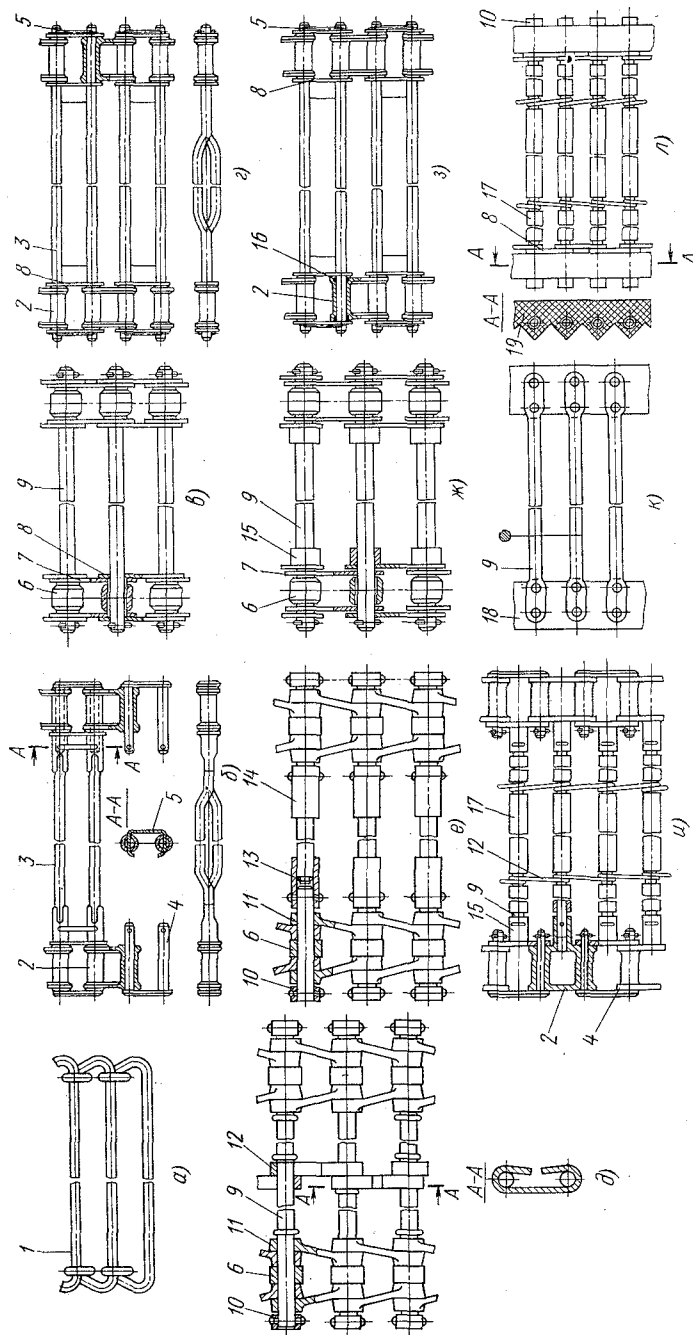


Рис. 72. Типы полотен элеваторов:

а — крючковое; б — на втулочных цепях с замком; в — на стандартных втулочно-роликковых цепях; г — на втулочных цепях с усиленной пластиной; д — на роликковых цепях с пластинами; е — на роликковых цепях с пластинами; ж — на втулочно-роликковых цепях с усиленной пластиной; з — на втулочных цепях с уплотнителями; и — на втулочных цепях с фланцевым креплением прутков; к — на плоских ремнях; л — на зубчатых ремнях; м — звено крючкового полотна; н — звено крючкового полотна; о — литое звено цепи; п — замок цепи; р — скоба; с — ролик цепи; т — пластинчатое звено цепи; у — прутки; ф — фиксатор прутка; ц — штампанное звено цепи; ч — внутренняя связь; ц — распорное кольцо; ш — втулка; щ — резиновая лента; 19 — зубчатая лента; 17 — резиновая трубка; 18 — внутренняя пластина цепи; 16 — сальник; 17 — резиновая лента; 19 — зубчатая лента.

На рис. 72, *г* показан элеватор упрощенной конструкции, собранный из литых втулочных звеньев и примененный на картофелекопатель ККШ-1.

На рис. 72, *в* показан прутковый элеватор комбайна КГП-2, изготовленный на базе стандартной втулочно-роликовой цепи с шагом 38 мм. Вместо осей в отверстия втулок цепи вставлены проточенные по диаметру 9 мм концы прутков (диаметром 10 мм). Преимуществом такого элеваторного полотна является сравнительно небольшой вес и возможность изготовления его из нормализованных деталей цепи и звездочек. Однако износостойкость его не выше, чем у крючкового элеватора.

На рис. 72, *ж* показана разновидность элеватора этой конструкции, в котором для увеличения износостойкости применена специальная внутренняя пластина с втулкой.

К недостаткам элеваторов этого типа следует отнести необходимость механической обработки каждого прутка с обоих концов. Этот недостаток устранен в элеваторе, показанном на рис. 72, *и*. Прутки элеватора крепят во фланцах, имеющих на внутренних пластинах и звеньях цепи.

На рис. 72, *д* показан втулочно-роликовый элеватор, примененный на комбайнах К-3 и ККУ-2 «Дружба». Прутки элеватора соединены между собой в средней части скобами, а с концов двумя дорожками втулочно-роликовых цепей со штампованными звеньями.

Шаг цепей 41,3 мм, а диаметр прутков 11 мм.

Вариант полотна, изображенный на рис. 72, *е*, отличается тем, что с целью повышения износостойкости диаметр и ширина ролика увеличены. Кроме того, для улучшения ремонтоспособности прутков выполнен составным.

На рис. 72, *з* показано полотно элеватора с уплотнениями, предотвращающими попадание абразива в место трения.

Наибольшую перспективу с точки зрения долговечности имеют элеваторные полотна, смонтированные на зубчатых или гладких прорезиненных ремнях (рис. 72, *к* и *л*).

В элеваторах этих конструкций полностью исключено трение скольжения в шарнирах цепей. Однако интенсивный износ происходит в местах контакта звездочек с полотном.

Мощность, потребляемая на приведение элеватора в движение, затрачивается на сообщение ускорения поступающему на него пласти, на подъем пласти, на подбрасывание массы при работе встряхивателей и на преодоление сопротивления при огибании полотном ведущих и ведомых звездочек. Увеличение длины элеватора незначительно повышает затраты мощности. Например, при работе однорядной машины на тяжелой почве с избыточной влажностью, заглуплении лемеха на 15—17 см и поступательной скорости 1,3 м/сек прутковый элеватор крючкового типа при длине 700 мм потреблял мощность 4,5 л. с., при длине 2000 мм — 5,0 л. с. и при длине 3000 мм — 6 л. с.

Таблица 15

Техническая характеристика элеваторов ряда картофелеуборочных машин

Показатели	СССР						ГДР		ФРГ			
	К-3	КГП-2	ККШ-2	К-6	ККР-2	КТН-2М	Е372	Е675	«Дальман» США	«Ланц»	«Динвер-кап»	«Амазонс»
Число секций	1	1	1	1	2	2	1	1	2	1	1	1
Длина рабочей ветви в мм	1850	980	1350	1480	1290	1210	1100	1500	2100	1320	2460	1500
Ширина в мм	1184	990	1120	1105	575 (1-й секции)	575 (1-й секции)	1070	1120	630 (секции)	530	560	530
Шаг прутков в мм	41,3	35 и 39	41	41,3	41	41	38,1	41	41	40	34	40
Диаметр прутков в мм	11	11	10	12	10	10	12	12	8	10	9	16
Просвет между прутками в мм	30,3	24 и 28	31	29,3	31	31	16,20,26	29	33	30	25	24
Угол наклона в град	22	19	20	21	24	20—22	23	20	18	7,5	18	12
Линейная скорость полотна в м/сек	1,54	1,2	1,7	1,35	1,83	1,67	1,8	1,8	1,83; 2,88	1,56	2,64	1,35
Число пар встряхивателей	1	—	2	1	2	2	—	4	3	2	1	1
Тип встряхивателей (ударов)	Активный ударного типа	Пассивные звездочки	Пассивные звездочки	Пассивные звездочки	Пассивные звездочки	Пассивные звездочки	Пассивные звездочки	Звездочки-встряхиватели	Пассивные треугольные звездочки	Полуэллиптические звездочки	Активный ударного типа	Пассивные эллиптические
Число встряхиваний (ударов) в минуту	252	—	—	—	—	—	—	—	—	—	270	—
Амплитуда встряхивателя в мм	0—65	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0—50	—

В табл. 15 дана техническая характеристика элеваторов ряда отечественных и зарубежных комбайнов.

Расчет и проектирование

Конструктивные параметры сепарирующего пруткового элеватора, определяющие качество и производительность его работы, зависят от места использования его в схеме комбайна.

Для элеватора с эллиптическим встряхивателем этими параметрами являются скорость полотна v_s , угол наклона ведущей ветви к горизонтали α , длина ведущей ветви полотна $L = A$, ширина полотна B , величина просвета между прутками S , а также

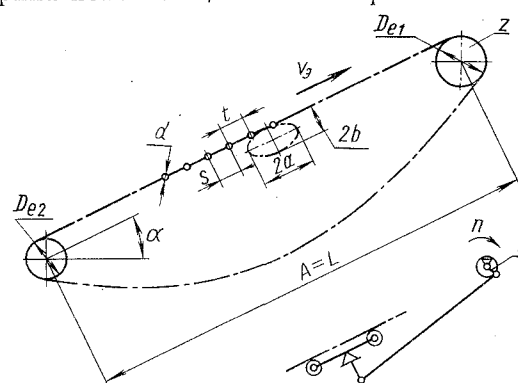


Рис. 73. Схема к расчету параметров элеватора

размеры полуосей начального эллипса встряхивающей звездочки (рис. 73).

Для элеватора с принудительным встряхивателем колебания полотна определяются числом оборотов n , радиусом кривошипа механизма встряхивателя и соотношением плеч рычагов λ .

При установлении скорости полотна основного элеватора, предполагаемого непосредственно за лемехом, необходимо создавать условия для растаскивания и рыхления почвенного пласта.

Удельная производительность сепарирования, т. е. количество материала, просеянное через 1 м^2 сепарирующей поверхности за 1 сек , в первую очередь зависит от разрыхленности почвы. Прутковый элеватор в результате фрезерующего действия прутков при повороте полотна вокруг ролика со стороны лемеха крошит и измельчает почвенный пласт. Это действие может быть значительно усилено путем увеличения скорости элеватора, которая должна в 2—3 раза превышать скорость агрегата. Это способствует растаскиванию массы грядки. Так как привод встряхивающих звездочек в элеваторе с эллиптическим встряхивателем осуществляется от полотна, то увеличение скорости элеватора означает одновременно и усиление встряхивающего действия.

Однако при увеличении скорости элеватора увеличивается число оборотов встряхивающих звездочек и повышается ускорение полотна элеватора в месте соприкосновения с роликами. Это может привести к уменьшению сил давления на опоры и проскальзыванию полотна элеватора по встряхивающим звездочкам. Кроме того, высокая линейная скорость элеватора после отсева

основной массы почвы приведет к сильным повреждениям клубней. Поэтому рабочую длину скоростных прутковых элеваторов ($v_s = 2 \div 3 \text{ м/сек}$) нельзя устанавливать более $1,2 \text{ м}$. Но элеватор такой длины не обеспечивает высоты подъема, необходимой для компоновки последующих рабочих органов комбайна; установка же второго (каскадного) элеватора усложняет конструкцию, поэтому в комбайнах длина основного элеватора принимается, как правило, порядка 2 м . Рациональная скорость полотна основного элеватора комбайна лежит в пределах $1,5 \text{—} 2,0 \text{ м/сек}$.

Встряхивания полотна целесообразно осуществлять посредством механизма, обеспечивающего возможность регулирования интенсивности колебаний. При помощи этого устройства можно уменьшать или полностью выключать действие встряхивателей при работе картофелеуборочного комбайна на хорошо просеиваемой почве.

Поскольку влияние числа оборотов и радиуса кривошипа r на процесс сепарации и повреждаемость клубней эквивалентно, то для упрощения конструкции можно допустить регулирование только одного из этих параметров, например радиуса кривошипа при постоянной частоте колебаний или наоборот.

Минимальный радиус кривошипа для обеспечения подбрасывания

$$r_{\min} \geq 900 \frac{\cos \alpha}{n^2 k} \lambda,$$

где k — коэффициент, учитывающий свободные колебания полотна ($k = 2 \div 2,5$ при свободно провисающем полотне; $k = 1,0 \div 1,2$ при сильно натянутом полотне).

Радиус кривошипа, обеспечивающий длину полета частицы, равную L :

$$r = \frac{30gL}{k\pi n^2 v_s};$$

проверка на соответствие времени полета частицы времени полуоборота вала кривошипа

$$t = \frac{2v_n}{g} \leq \frac{30}{n},$$

где $v_n = \omega r \lambda$.

На долговечность работы цепей элеватора значительное влияние оказывает число зубьев звездочки. С уменьшением числа зубьев увеличивается нагрузка на шарниры цепи, увеличивается угол поворота звеньев при набегании на звездочку и снижается плавность движения полотна. Количество зубьев звездочек рекомендуется принимать не менее 13. Для более равномерного износа при четном числе звеньев цепи следует выбирать нечетное число зубьев звездочек.

Скорость набегания цепи на звездочку или средняя скорость цепи

$$v_s = \frac{zn}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек},$$

где z — число зубьев ведущей звездочки;
 n — число оборотов звездочки в минуту;
 t — шаг цепи в мм.

Следует стремиться к выбору цепи с меньшим шагом, так как работоспособность цепной передачи с малым шагом выше, чем с большим.

На работоспособность цепи влияет частота ударов звеньев. Число ударов звена в секунду определяется по формуле

$$v = \frac{4zn}{60m},$$

где m — число звеньев цепи.

Согласно рекомендациям для общего машиностроения частота ударов в секунду втулочно-роликовой цепи с шагом 38—40 мм не должна превышать 20.

Среднее значение к. п. д. цепной передачи (без учета потерь в подшипниках валов) $\eta = 0,97$.

Для регулирования провисания и создания нужного предварительного натяжения, а также для компенсации вытяжки цепей применяют устройства с натяжными или поддерживающими звездочками и роликами. Число зубьев регулирующей звездочки рекомендуется не менее числа зубьев малой звездочки передачи. Для цепных передач рекомендуется способ регулирования провисания цепи путем передвижения опоры передачи, однако для прутковых элеваторов часто это трудно выполнить, поэтому цепь работает с провисанием.

Наименьшее межцентровое расстояние A_{\min} определяют в зависимости от передаточного числа i и диаметров звездочек. При $i \leq 4$ (что характерно для цепных прутковых элеваторов) рекомендуется принимать

$$A_{\min} = 1,2 \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} + (30 - 50) \text{ мм.}$$

Межцентровое расстояние, создающее благоприятные условия для работы,

$$A = (30 - 50)t,$$

т. е. для пруткового элеватора с шагом 38—41 мм $A = 1100 \div \div 2000$ мм.

Число звеньев определяют по формуле

$$m = \frac{2A'}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A'},$$

где A' — межцентровое расстояние, принимаемое при конструировании в пределах, указанных выше.

Значение m необходимо округлять до четного числа (для цепей с катушками).

Уточненное межцентровое расстояние

$$A = \frac{t}{4} \left[m - \frac{z_1 - z_2}{2} + \sqrt{\left(m - \frac{z_1 - z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Полученное расчетное расстояние A обычно округляют в меньшую сторону на 2—5 см для обеспечения некоторого провисания цепи.

Нагрузка на валы зависит главным образом от полезного окружного усилия, в меньшей степени — от предварительного натяжения и может быть определена из зависимости $Q_s = 1,15 P$ кг, где P — передаваемое окружное усилие.

Общее усилие, действующее на ведущую ветвь цепи,

$$P_{\text{общ}} = Pk_s + P_u + P_f,$$

где k_s — коэффициент режима работы;

P_u — натяжение от действия центробежных сил;

P_f — натяжение от провисания сбегающей ветви.

Окружное усилие

$$P = \frac{2M_{кр}}{D_0} = \frac{102N}{v} \text{ кг},$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент на валу ведущей звездочки в кг·м;

D_0 — диаметр начальной окружности звездочки в см;

N — передаваемая мощность в кВт;

v — скорость цепи в м/сек.

Натяжение от действия центробежных сил

$$P_u = \frac{qv^2}{g},$$

где q — вес 1 м длины цепи в кг;

$g = 9,81$ м/сек².

Натяжение от провисания сбегающей ветви

$$P_f = k_f A,$$

где A — межцентровое расстояние в м;

k_f — коэффициент провисания, равный 6 для горизонтального элеватора и 4 для элеватора с углом наклона до 40°.

Сепарирующая способность элеватора зависит не только от кинематических параметров, но и от величины просвета между прутками, диаметра прутков, т. е. от живого сечения элеватора. При m звеньях и шаге t рабочая длина элеватора равна mt .

Часть этой длины занимают прутки. При длине звеньев l живое сечение полотна элеватора равно:

$$\eta = \frac{lmt - lmd}{lmt} \cdot 100 = \frac{t - d}{t} \cdot 100\%,$$

где d — диаметр прутка.

Живое сечение элеватора в отличие от решета грохота, просветы которого расположены вдоль, уменьшается с наклоном элеватора. При изогнутых в противоположные стороны прутках

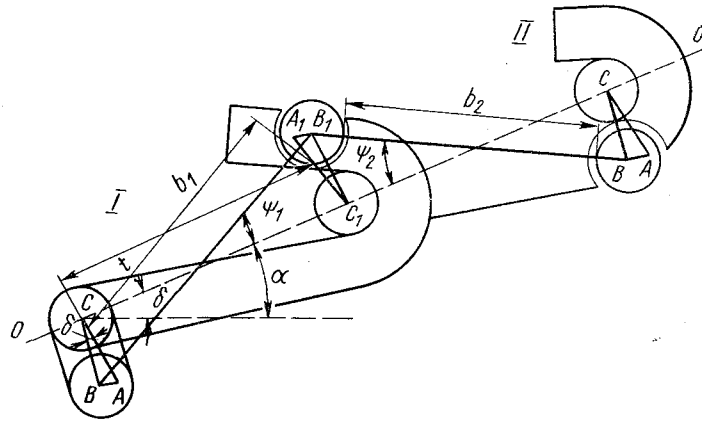


Рис. 74. Схема к определению величины просветов крючкового элеватора

(рис. 74) горизонтальная проекция ширины просветов для звена I определяется величиной

$$x_1 = (b_1 + d) \cos(\alpha + \psi_1) - d,$$

для звена II

$$x_2 = (b_2 + d) \cos(\alpha + \psi_2) - d,$$

где b_1 и b_2 — просветы между звеньями I и II;

ψ — угол наклона плоскости и просвета звена к линии центров $O - O$.

Для элеваторов с прямыми прутками и равным для всех звеньев просветом горизонтальная проекция ширины просвета будет иметь одинаковое значение.

При наклоне элеватора масса не должна сползать обратно, т. е. должно выполняться неравенство: $\operatorname{tg} \alpha < f$. Поэтому угол наклона элеватора, полотно которого не имеет дополнительных зацепов, не должен превышать 20° , так как $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$, а коэффициент трения почвы по металлу $f = 0,4$.

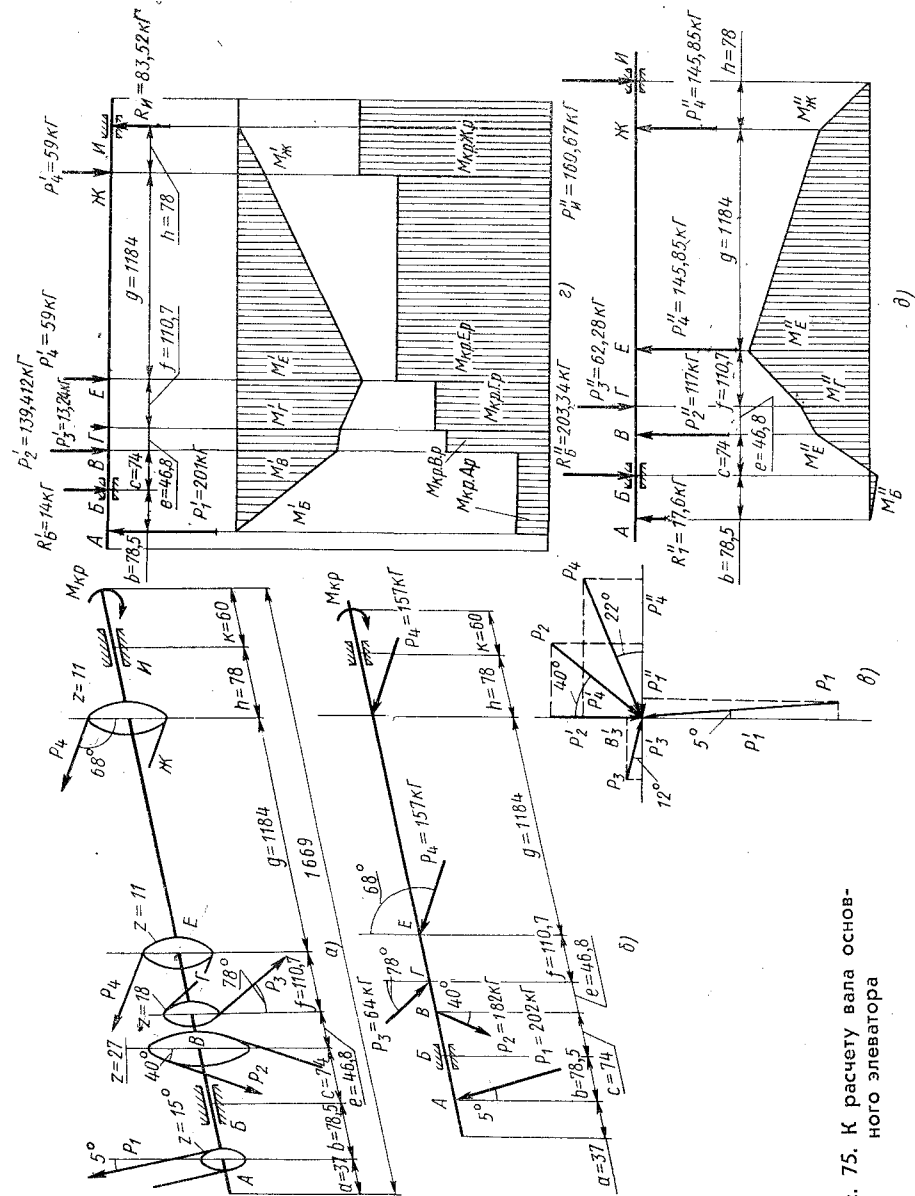


Рис. 75. К расчету вала основного элеватора

При использовании элеватора в середине технологического процесса он должен обеспечивать перемещение отдельных комков и клубней, которые часто имеют округлую форму. Для таких элеваторов угол наклона должен устанавливаться из условия $\operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \psi$, где ψ — угол трения качения клубней и комков по поверхности элеватора, равный 10—15°.

Расчет вала основного элеватора на прочность

Наиболее нагруженной и сложной деталью элеватора является основной вал. Схема приложения нагрузок (применительно к комбайну К-3) показана на рис. 75, а. Требуется рассчитать вал, изготовленный из стали 40Х, передающий мощность $N = 15,95$ л. с. и делающий $n = 205$ об/мин.

На валу имеется пять звездочек:

- 1) число зубьев $z = 15$; диаметр начальной окружности $D_1 = 91,52$ мм; передаваемая мощность $N_1 = 2,65$ л. с.;
 - 2) $z = 27$; $D_2 = 218,79$ мм; $N_2 = 5,7$ л. с.;
 - 3) $z = 18$; $D_3 = 109,71$ мм; $N_3 = 1$ л. с.;
 - 4) $z = 11$; $D_{4,5} = 146,59$ мм; $N_{4,5} = 3,5$ л. с.;
- и полувзвездочка с $z = 15$; $D_2 = 122,17$ мм, передающая мощность на холостом ходу $N_6 = 3,1$ л. с.

Крутящий момент, передаваемый валом,

$$M_{кр} = 71\,620 \frac{N}{n} \approx 71\,620 \frac{15,95}{205} \approx 5572,4 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

крутящие моменты, передаваемые звездочками будут:

$$M_{кр.А} = 71\,620 \frac{N_1}{n} \approx 71\,620 \frac{2,65}{205} \approx 926 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{кр.В} = 71\,620 \frac{N_2}{n} \approx 71\,620 \frac{5,7}{205} \approx 1991,3 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{кр.Г} = 71\,620 \frac{N_3}{n} \approx 71\,620 \frac{1}{205} \approx 349,3 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{кр.Е} + M_{кр.Ж} = 71\,620 \frac{N_{4,5} + N_6}{n} \approx 71\,620 \frac{6,6}{205} \approx 2305,8 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{кр.Е} \approx 1152,9 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{кр.Ж} \approx 1152,9 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Окружные усилия на соответствующих звездочках:

$$P_1 = \frac{2M_{кр.А}}{D_1} \approx \frac{2 \cdot 926}{9,152} \approx 202 \text{ кг};$$

$$P_2 = \frac{2M_{кр.В}}{D_2} \approx \frac{2 \cdot 1991,3}{21,879} \approx 182 \text{ кг};$$

$$P_3 = \frac{2M_{кр.Г}}{D_3} \approx \frac{2 \cdot 349,3}{10,971} \approx 63,67 \text{ кг};$$

$$P_4 = \frac{2M_{кр.Е}}{D_4} \approx \frac{2 \cdot 1153}{14,659} \approx 157,3 \text{ кг}.$$

Расчетные крутящие моменты соответственно в точках А—Г, Е и Ж будут:

$$M_{кр.А.р} = M_{кр.В.р} \approx 926 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{кр.В.р} = M_{кр.А.р} + M_{кр.В} \approx 926 + 1991,3 \approx 2917,3 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{кр.Г.р} = M_{кр.В.р} + M_{кр.Г} \approx 2917,3 + 349,3 \approx 3266,6 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{кр.Е.р} = M_{кр.Г.р} + M_{кр.Е} \approx 3266,6 + 1152,9 \approx 4419,5 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{кр.Ж.р} = M_{кр.Е.р} + M_{кр.Ж} \approx 4419,5 + 1152,9 \approx 5572,4 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Схема приложения внешних нагрузок, действующих на вал, показана на рис. 75, б, а схема разложения действующих на вал сил в вертикальной и горизонтальной плоскостях — рис. 75, в:

$$\begin{cases} P'_1 = P_1 \cos 5^\circ \approx 202 \cdot 0,9962 \approx 201 \text{ кг}; \\ P''_1 = P_1 \sin 5^\circ \approx 202 \cdot 0,0872 \approx 17,6 \text{ кг}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} P'_2 = P_2 \cos 40^\circ \approx 182 \cdot 0,7660 \approx 139,412 \text{ кг}; \\ P''_2 = P_2 \sin 40^\circ \approx 182 \cdot 0,6428 \approx 117 \text{ кг}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} P'_3 = P_3 \sin 12^\circ \approx 63,67 \cdot 0,2079 \approx 13,24 \text{ кг}; \\ P''_3 = P_3 \cos 12^\circ \approx 63,67 \cdot 0,9781 \approx 62,28 \text{ кг}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} P'_4 = P_4 \sin 22^\circ \approx 157,3 \cdot 0,3746 \approx 58,92 \text{ кг}; \\ P''_4 = P_4 \cos 22^\circ \approx 157,3 \cdot 0,9272 \approx 145,8 \text{ кг}. \end{cases}$$

Схема сил, действующих в вертикальной плоскости, эпюра изгибающих моментов и эпюра крутящих моментов показаны на рис. 75, г.

Опорные реакции R'_B и $R'_{И}$ в вертикальной плоскости:

$$R'_B = \frac{P'_1(b+c+e+f+g+h) - P'_2(e+f+g+h) - P'_3(f+g+h) - P'_4(g+2h)}{c+e+f+g+h} \approx 14 \text{ кг};$$

$$R'_{И} = \frac{P'_4(2c+2e+2f+g) + P'_3(c+e) + P'_2 - c + P'_1 b}{c+e+f+g+h} \approx 83,52 \text{ кг}.$$

Изгибающие моменты в точках B, B, Γ, E и $Ж$ в вертикальной плоскости:

$$M'_B = P'_1 b \approx 1578 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M'_B = P'_1(b+c) - R'_{BC} \approx 2961,65 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M'_\Gamma = P'_1(b+c+e) - R'_B(c+e) - P'_2 e \approx 3063,76 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M'_E = P'_1(b+c+e+f) - R'_B(c+e+f) - P'_2(e+f) - P'_3 f = \\ = 3564,59 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M'_{Ж} = P'_1(b+c+e+f+g) - R'_B(c+e+f+g) - \\ - P'_2(e+f+g) - P'_3(f+g) - P'_4 g \approx 755,27 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Схема сил, действующих в горизонтальной плоскости, и эпоара изгибающих моментов показаны на рис. 75, д.

Опорные реакции R''_B и R''_H в горизонтальной плоскости:

$$R''_B = \frac{P''_1(b+c+e+f+g+h) + P''_2(e+f+g+h) - P''_3(f+g+h) + P''_4(g+2h)}{c+e+f+g+h} \approx \\ \approx 203,34 \text{ кг};$$

$$R''_H = \frac{P''_4(2c+2e+2f+g) - P''_3(c+e) + P''_2 c - P''_1 b}{c+e+f+g+h} \approx 160,67 \text{ кг}.$$

Изгибающие моменты в точках B, B, Γ, E и $Ж$ в горизонтальной плоскости:

$$M''_B = P''_1 b \approx 17,6 \cdot 7,85 \approx 138 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M''_B = P''_1(b+c) - R''_{BC} \approx -1246 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M''_\Gamma = P''_1(b+c+e) - R''_B(c+e) + P''_2 e \approx -1568,579 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M''_E = P''_1(b+c+e+f) - R''_B(c+e+f) + P''_2(e+f) - R''_3 f = \\ = 3008,4 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M''_{Ж} = P''_1(b+c+e+f+g) - R''_B(c+e+f+g) + \\ + P''_2(e+f+g) - P''_3(f+g) + P''_4 g \approx -1252,54 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Суммарные усилия, действующие на подшипник в точках B и H :

$$R_B = \sqrt{R_B'^2 + R_B''^2} \approx \sqrt{14^2 + 203,34^2} \approx 203,8 \text{ кг};$$

$$R_H = \sqrt{R_H'^2 + R_H''^2} \approx 183,8 \text{ кг}.$$

Суммарные изгибающие моменты в точках B, B, Γ, E и $Ж$:

$$M_B = \sqrt{M_B'^2 + M_B''^2} \approx 1584 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_B = \sqrt{M_B'^2 + M_B''^2} \approx 3188,1 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_\Gamma = \sqrt{M_\Gamma'^2 + M_\Gamma''^2} \approx 3442 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_E = \sqrt{M_E'^2 + M_E''^2} \approx 4664,4 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{Ж} = \sqrt{M_{Ж}'^2 + M_{Ж}''^2} \approx 1462 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Приведенные моменты в сечениях B, B, Γ, E и $Ж$:

$$M_{nB} = \sqrt{M_{кБр}^2 + M_B^2} \approx 1835 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{nB} = \sqrt{M_{кБр}^2 + M_B^2} \approx 4321 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{n\Gamma} = \sqrt{M_{к\Gammaр}^2 + M_\Gamma^2} \approx 4745,3 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{nE} = \sqrt{M_{кЕр}^2 + M_E^2} \approx 6425,6 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{nЖ} = \sqrt{M_{кЖр}^2 + M_{Ж}^2} \approx 5761,1 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Момент сопротивления изгибу в сечении E принят по отраслевой нормали НП-9-64 с пазом для одной шпонки, для вала диаметром 45 мм $W_{u.E} = 7,8 \text{ см}^3$.

При этом максимальное напряжение в сечении E

$$\sigma = \frac{M_{nE}}{W_{u.E}} = 823,8 \text{ кг}/\text{см}^2.$$

Запас прочности в сечении E

$$n_e = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_E} \approx \frac{4200}{823,8} \approx 5.$$

Качающиеся грохоты

Специфические особенности качающихся грохотов картофелеуборочных машин

Разновидности компоновок качающихся грохотов картофелеуборочных машин показаны на рис. 76, а — е. Грохоты отличаются расположением эксцентрикового вала, подвесок, а также количеством решет.

Однорешетные грохоты встречаются с расположением эксцентрикового вала под решетом (рис. 76, а) и над решетом (рис. 76, б).

Имеются также грохоты с нижним расположением подвесок (рис. 76, в). Учитывая высокие динамические нагрузки, возникающие от действия инерционных сил, более предпочтительно применять двухрешетный качающийся грохот, в котором инерционные силы решет взаимно уравниваются и не передаются на раму.

Условием компоновки в начале технологического процесса наиболее отвечает двухрешетный грохот, у которого эксцентриковый вал вынесен за пределы решет назад (рис. 76, г). Однако лучшее уравнивание грохота достигается при установке вала между решетами (рис. 76, д и е).

Теоретические вопросы, связанные с перемещением материальной частицы по плоскости, совершающей колебательное движение, довольно подробно разработаны применительно к грохотам, используемым в горнообогатительной промышленности и очистке зерна. С этими грохотами проведены и значительные экспериментальные работы. Однако грохоты, применяемые в картофелеуборочных машинах, имеют специфические особенности. Технологический процесс, осуществляемый ими, отличается от процесса, выполняемого упомянутыми выше грохотами.

Наиболее существенными особенностями грохотов картофелеуборочных машин являются следующие:

1. Грохоты работают с подъемом материала вверх, в то время как во всех других случаях они применяются с наклоном решета по ходу движения материала или с горизонтальным расположением решета.
2. Грохоты должны обеспечить большую производительность и поэтому работают на повышенных динамических режимах (имеют повышенные частоту и амплитуду колебаний).
3. Грохоты должны максимально разрушать пласт и почвенные комки, не повреждая в то же время клубней.
4. В картофелеуборочных машинах многих конструкций грохоты, установленные в начале технологического процесса, одновременно используются как подкапывающий рабочий орган.

Эти особенности привели к тому, что параметры качающихся грохотов картофелеуборочных машин отличаются от параметров аналогичных устройств, применяемых в других отраслях техники.

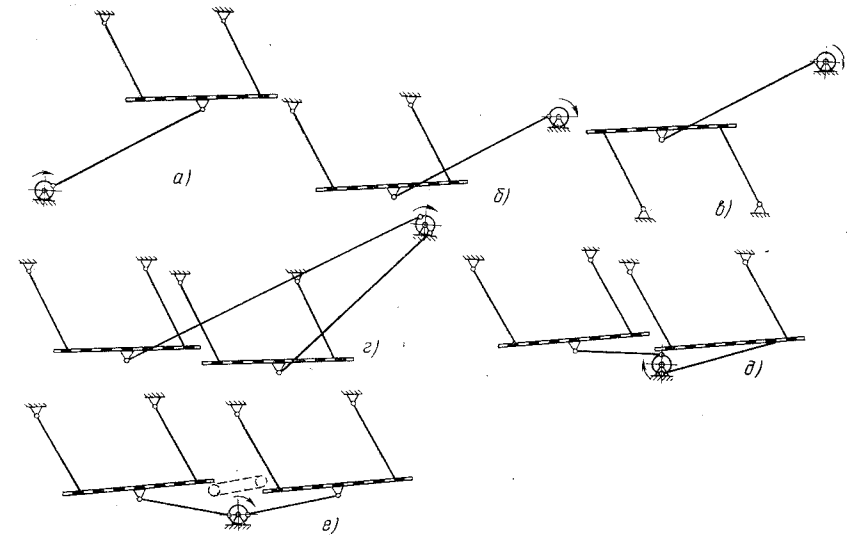


Рис. 76. Разновидности грохотов картофелеуборочных машин

Теоретические предпосылки определения оптимальных режимов

Кинематическая схема качающегося грохота показана на рис. 77. Характер перемещения материала по решетке грохота определяется следующими параметрами: числом оборотов n в минуту; амплитудой A (радиусом кривошипа); углом α наклона грохота к горизонтали; углом γ между направлением колебаний и горизонталью; углом β между направлением колебаний и плоскостью решета грохота ($\beta = \gamma - \alpha$).

На частицу, находящуюся на решетке (рис. 78), действуют: сила тяжести $G = mg$; сила инерции от возвратно-поступательного движения $J = mj = m\omega^2 A \cos \omega t$; сила нормального давления (реакция) N ; сила трения $F = Nf$.

Силой инерции, возникающей в результате движения решета грохота по дуге вокруг точек подвеса, пренебрегаем, так как отношение амплитуды колебаний к длине подвесок очень мало, и с достаточной точностью можно предположить, что движение происходит по прямой.

Характер и направление движения частицы по решетке грохота зависит от величины и направления ускорения решета:

$$j_p = \omega^2 A \cos \omega t. \quad (62)$$

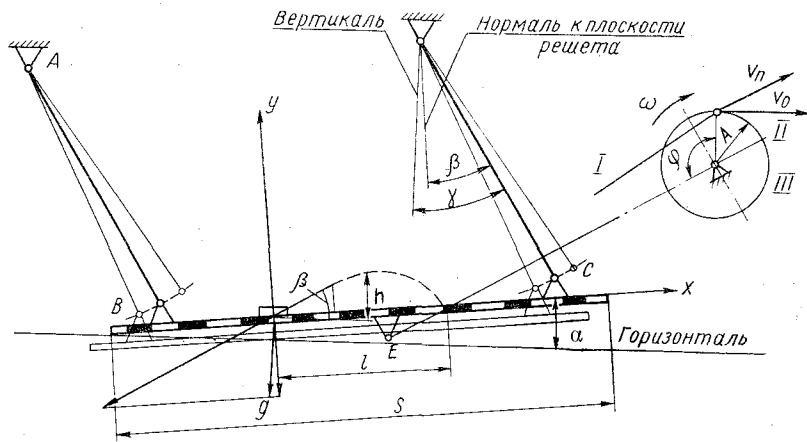


Рис. 77. Обобщенная схема качающегося грохота

Скольжение почвы вверх (прямое) обеспечивается при ускорении решета

$$j_p \geq g \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos(\gamma - \alpha) + f \sin(\gamma - \alpha)}, \quad (63)$$

а скольжение вниз (обратное) при ускорении

$$j_p \geq g \frac{f \cos \alpha - \sin \alpha}{\cos(\gamma - \alpha) - f \sin(\gamma - \alpha)}. \quad (64)$$

Теоретический анализ и данные экспериментов показывают, что более эффективное сепарирование и перемещение материала по колеблющемуся решету, имеющему наклон вверх, может быть достигнуто лишь при режимах, при которых обеспечивается от-

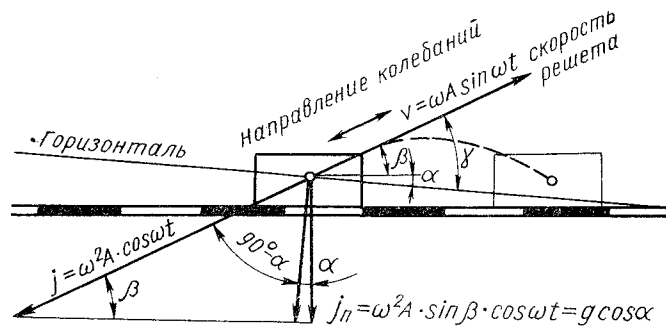


Рис. 78. Перемещение частицы по решету качающегося грохота с подбрасыванием

рыв частиц от решета. Согласно данным И. И. Блехмана и Г. Ю. Дженелидзе [5], работа при режимах с подбрасыванием позволяет транспортировать материал вверх при больших углах наклона решет, чем при режимах со скольжением.

Предельные углы подъема материала без подбрасывания и с подбрасыванием соответственно равны:

$$\alpha_{1 \max} = \arctg(f^2 \operatorname{tg} \beta);$$

$$\alpha_{2 \max} = \arctg\left(\frac{\lambda_1}{2 - \lambda_1} \cdot \frac{1 - k}{1 + k} \operatorname{ctg} \beta\right),$$

где f и λ_1 — коэффициенты трения скольжения и мгновенного трения;

k — коэффициент восстановления.

Коэффициент мгновенного трения $0 \leq \lambda_1 \leq 1$ связывает продольные составляющие скоростей частицы до удара u_{1t} и после удара u_{2t} по соотношению $u_{2t} = u_{1t}(1 - \lambda_1)$.

Если допустить, что коэффициенты f и λ_1 равны (возможность такой гипотезы подтверждается данными И. И. Блехмана и Г. Ю. Дженелидзе), то из анализа этих формул вытекает, что при режиме с подбрасыванием частица может подниматься вверх при углах наклона решета до 17° , в то время как при режимах скольжения — при углах наклона не выше 7° .

Для осуществления подбрасывания частицы решетом необходимы следующие условия:

1. Нормальная составляющая скорости решета должна быть направлена вверх.
2. Нормальная составляющая ускорения решета должна быть направлена вниз.
3. Абсолютная величина нормальной составляющей ускорения решета j_n должна быть равна или больше нормальной составляющей ускорения свободного падения:

$$j_n \geq g \cos \alpha.$$

Следовательно, подбрасывание почвы возможно только во втором квадранте, если ускорение решета

$$j_n \approx \omega^2 A \cos \omega t \geq \frac{g \cos \alpha}{\sin(\gamma - \alpha)}. \quad (65)$$

Теоретически возможен также случай отрыва частицы от решета грохота в III квадранте, где скорость решета направлена вниз. В этом случае произойдет явление не подбрасывания частицы, а отставания от решета.

Если разложить траекторию и скорость движения грохота с прямолинейными колебаниями на два взаимно перпендикулярных направления, то окажется, что движения решета, направленные вдоль его поверхности, происходят по закону, весьма близкому к закону синусоиды.

По оси абсцисс всех скоростных диаграмм, показанных на рис. 79, *a—d*, отложено время *t* или пропорциональный ему угол поворота вала φ . Для упрощения графики построены для горизонтального положения решета грохота ($\alpha = 0$). Но все, отмеченные ниже, закономерности справедливы и для случая, когда решето грохота имеет положительный угол наклона.

В. А. Олевский [30, 31] различает пять основных режимов работы грохота: тихоходный, полубыстроходный с двумя паузами, полубыстроходный с одной паузой, быстроходный (без пауз) и подбрасыванием.

При тихоходном режиме (рис. 79, *a*) слагающая *v* скорости решета и частицы совпадает до точки *k* (угол отрыва φ_k), в которой отрицательное ускорение решета становится настолько большим, что сила инерции преодолевает силу трения и частица начинает скользить по решетке. Между точками *k* и *m* скорость частицы *u* уже не совпадает со скоростью грохота *v*.

В течение одного оборота скольжение происходит только один раз в сторону подачи. Обратное скольжение отсутствует. Пройденный в период скольжения путь или так называемая подача за один ход, графически изобразится на скоростной диаграмме, заштрихованной площадкой F_k .

Увеличение числа оборотов приводит к полубыстроходному режиму с двумя паузами между точками *m**q* и *n**k'* (рис. 79, *b*). При этом режиме частица имеет скольжение как вперед, так и назад.

Абсолютное перемещение за один ход определяется разностью площадок ($F_k - F_q$).

При дальнейшем увеличении числа оборотов грохот переходит на полубыстроходный режим работы с одной паузой *n**k'* (рис. 79, *в*), а затем на быстроходный режим без пауз (рис. 79, *г*).

Увеличивая и далее окружную скорость, можно заставить грохот работать при режиме с подбрасыванием материала (рис. 79, *д*). При этом в начале цикла происходит скольжение *sd*, но в некоторый момент времени (точка *d*), когда соблюдается условие подбрасывания [уравнение (65)], частица отрывается от поверхности грохота и движется далее как тело, брошенное под углом γ к горизонту.

Как указывалось выше теоретически возможен случай отделения (отрыва) частицы от плоскости решета не за счет подбрасывания, а за счет «ухода» решета вниз. Это может происходить в третьем квадранте, когда скорость решета направлена вниз. Но практически частица в этот момент времени уже должна находиться в полете, поэтому такой случай может иметь место для частиц, которые упали на решето уже в III квадранте. Этот случай не характерен.

При дальнейшем увеличении амплитуды теоретически можно достигнуть режима работы грохота, когда время полета части-

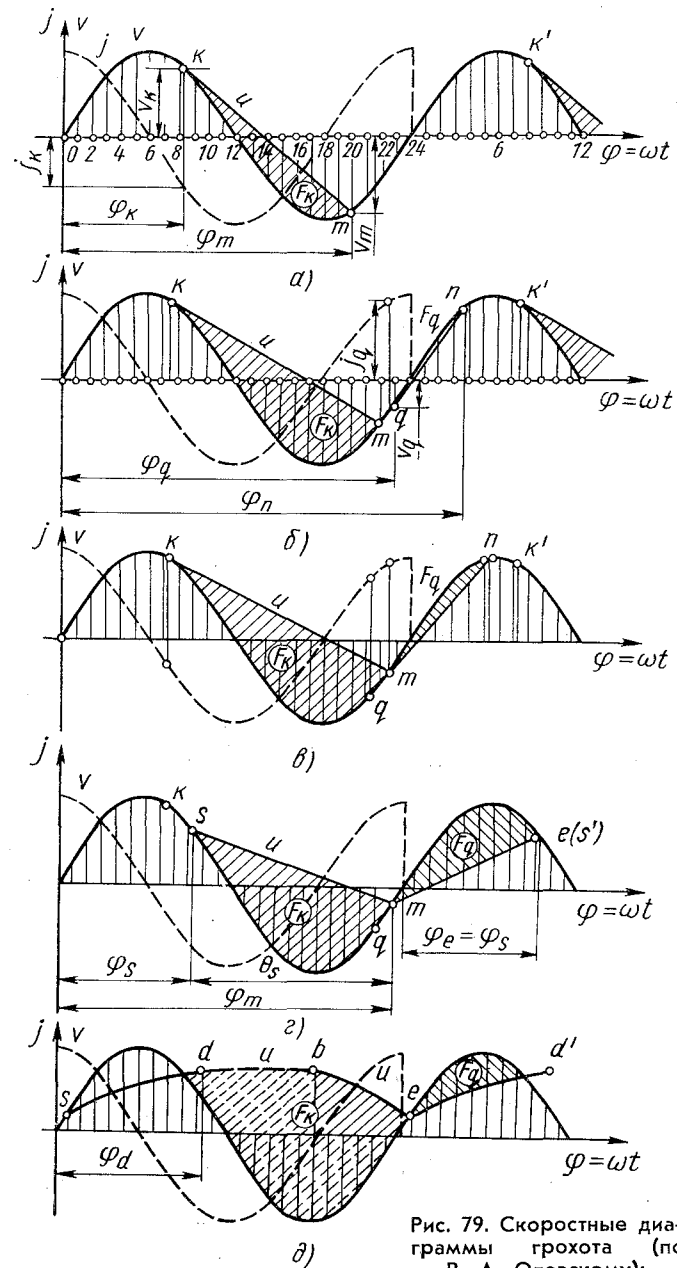


Рис. 79. Скоростные диаграммы грохота (по В. А. Олевскому):

a — тихоходный режим (без обратного скольжения материала);
b — режим с двумя паузами; *в* — режим с одной паузой; *г* —
 быстроходный режим без пауз; *д* — режим с подбрасыванием
 материала

цы будет равно времени одного, двух-трех и т. д. оборотов кривошипного вала.

Для определения времени полета частицы, пользуясь рис. 77 и 78, составим дифференциальные уравнения движения частицы при свободном полете:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2 y}{dt^2} &= -G \cos \alpha \rightarrow \frac{d^2 y}{dt^2} = -g \cos \alpha; \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} &= -G \sin \alpha \rightarrow \frac{d^2 x}{dt^2} = -g \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (66)$$

В начальных условиях при $t = 0$; $x = 0$; $y = 0$

$$\frac{dx}{dt} = u_0 \cos \beta; \quad \frac{dy}{dt} = u_0 \sin \beta.$$

Интегрируя систему (66) первый раз, получим:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= -g \sin \alpha t + c_1; \\ \frac{dy}{dt} &= -g \cos \alpha t + c_2. \end{aligned} \right\}$$

Из начальных условий находим:

$$\begin{aligned} c_1 &= u_0 \cos \beta; \\ c_2 &= u_0 \sin \beta, \end{aligned}$$

где $u_0 = v_0 \sin \omega t_0$ — начальная скорость полета. Тогда

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= u_0 \cos \beta - gt \sin \alpha; \\ \frac{dy}{dt} &= u_0 \sin \beta - gt \cos \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (67)$$

Интегрируя систему (67), получим:

$$\begin{aligned} x &= u_0 \cos \beta t - \frac{gt^2}{2} \sin \alpha + c_3; \\ y &= u_0 \sin \beta t - \frac{gt^2}{2} \cos \alpha + c_4. \end{aligned}$$

Из начальных условий находим $c_3 = c_4 = 0$ и окончательно получаем:

$$\left. \begin{aligned} x &= u_0 \cos \beta t - \frac{gt^2}{2} \sin \alpha; \\ y &= u_0 \sin \beta t - \frac{gt^2}{2} \cos \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

Для перехода от параметрических уравнений движений частицы к уравнению $y = f(x)$ необходимо исключить время t . В поставленной нами задаче достаточно приравнять ординату y нулю во втором уравнении системы (68), что позволит определить время падения частицы на решетку

$$y = u_0 \sin \beta t - \frac{gt^2}{2} \cos \alpha = 0,$$

откуда время полета

$$t = \frac{2u_0 \sin \beta}{g \cos \alpha}. \quad (69)$$

Для соблюдения непрерывности подскоков частицы время t должно быть равно времени одного оборота

$$\frac{2u_0 \sin \beta}{g \cos \alpha} = \frac{2\pi}{\omega},$$

откуда

$$u_0 = \frac{\pi g \cos \alpha}{\sin \beta \omega}. \quad (70)$$

Подставив в выражение (70) $u_0 = v_0 \sin \omega t_0 = \omega A \sin \omega t_0$, получаем значение синуса угла отрыва ωt_0 , при котором обеспечивается критический режим

$$\sin \omega t_0 = \frac{\pi g \cos \alpha}{\omega^2 A \sin \beta}. \quad (71)$$

Выразим угол отрыва ωt_0 через ускорения решета, используя уравнение (65):

$$\cos \omega t_0 = \frac{g \cos \alpha}{\omega^2 A \sin \beta}.$$

Поскольку $\cos x = \sqrt{1 - \sin^2 x}$, то

$$\sqrt{1 - \sin^2 \omega t_0} = \frac{g \cos \alpha}{\omega^2 A \sin \beta};$$

$$\sin \omega t_0 = \sqrt{1 - \left(\frac{g \cos \alpha}{\omega^2 A \sin \beta} \right)^2}. \quad (72)$$

Подставляем в уравнение (71) значения $\sin \omega t_0$ из формулы (72):

$$\sqrt{1 - \left(\frac{g \cos \alpha}{\omega^2 A \sin \beta} \right)^2} = \frac{\pi g \cos \alpha}{\omega^2 A \sin \beta},$$

или

$$(\pi g \cos \alpha)^2 + (g \cos \alpha)^2 = (\omega^2 A \sin \beta)^2,$$

откуда

$$\omega^2 A = \frac{\sqrt{(\pi g \cos \alpha)^2 + (g \cos \alpha)^2}}{\sin \beta} = \frac{g \cos \alpha}{\sin \beta} \sqrt{(\pi)^2 + 1};$$

$$(\omega^2 A)_1 = 3,3 \frac{g \cos \alpha^*}{\sin \beta}. \quad (73)$$

Если задаться условием, что время полета частицы равно времени двух оборотов кривошипа,

$$t = \frac{2u_0 \sin \beta}{g \cos \alpha} = \frac{4\pi}{\omega}$$

и далее проделать те же математические преобразования, то получим ускорение

$$(\omega^2 A)_2 = 6,36 \frac{g \cos \alpha}{\sin \beta}. \quad (74)$$

Аналогично можно определить ускорения для случаев, когда время полета равно времени нескольких оборотов.

На основании теоретических выкладок рассчитаны численные значения параметров n и A , обеспечивающих критические режимы. Число оборотов, необходимое для осуществления подбрасывания, определено по формуле

$$n_n = 30 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{A \sin \beta}}, \quad (75)$$

а критические числа оборотов по формуле

$$n_{кр} = 30 \sqrt{\frac{N \cos \alpha}{A \sin \beta}}, \quad (76)$$

где коэффициенты $N = 3,3; 6,36; 9,47; 12,6; 15,7; 18,9$ и т. д.

Расчетные данные приведены на графике (рис. 80). Графики, связывающие величины n и N , являются кривыми гиперболического типа, у которых обе ветви асимптотически приближаются к осям координат. Из анализа графиков следует, что для достижения необходимых режимов работы грохота с подбрасыванием требующиеся ускорения более целесообразно получать путём увеличения числа оборотов, а не амплитуды колебаний.

Из графика видно, что с увеличением амплитуды в пределах $0,005—0,015$ м резко снижаются потребные для обеспечения

* Это уравнение впервые было выведено и опубликовано в 1937 г. почти одновременно Н. Р. Малкиным в работе «Об инерционных грохотах». Записки Ленинградского горного института, т. X, вып. 3, 1937 и Г. Д. Терсковым в работе «Движение тела по наклонной плоскости с продольными колебаниями». Изв. Томского индустриального института им. С. М. Кирова, т. 56, вып. IV, 1937.

режимов с подбрасыванием числа оборотов. Увеличение амплитуды в интервале $0,015—0,030$ м в меньшей степени влияет на изменение числа оборотов, дальнейшее увеличение практически не влияет совсем, поскольку кривые асимптотически приближаются к оси абсцисс. Таким образом, теоретический анализ по-

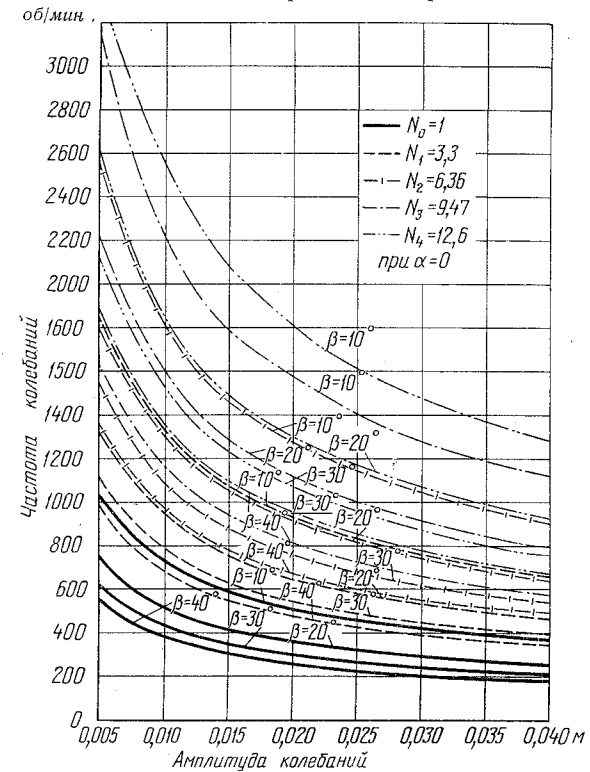


Рис. 80. Диаграмма для выбора режимов работы грохота в зависимости от частоты и амплитуды колебания

казывает, что использование амплитуды более $0,030$ м нерационально.

Для увеличения скорости транспортирования наиболее желательным режимом работы грохота следует считать такой, при котором дальность полета l будет максимальной (при одной и той же начальной скорости частицы u_0 в момент ее отрыва от поверхности грохота). Исходя из формул, известных из теории баллистики, значение угла наклона подвесок, отвечающее этому условию, запишется в следующем виде:

$$\sin 2\beta_0 = \frac{1}{1 + \sin \alpha}. \quad (77)$$

Экспериментальное исследование транспортирования пласта

На рабочий процесс качающегося грохота большое влияние оказывают углы β и γ , определяющие направление колебаний к плоскости решета и горизонтали ($\gamma = \beta + \alpha$). Чем меньше угол β , тем большие ускорения решета требуются для обеспечения подбрасывания материала. Кроме того, этот угол оказывает существенное влияние на скорость перемещения материала по решетку, высоту подкакивания частиц, длительность их полета и другие факторы, определяющие работу грохота.

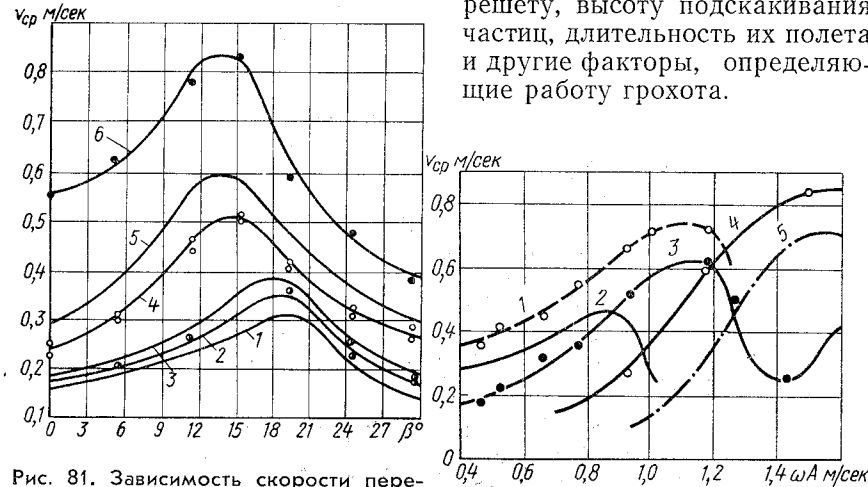


Рис. 81. Зависимость скорости перемещения слоя почвы от величины угла β :

1 — $A = 10$ мм, $n = 492$ об/мин; 2 — $A = 10$ мм, $n = 590$ об/мин; 3 — $A = 10$ мм, $n = 675$ об/мин; 4 — $A = 15$ мм, $n = 590$ об/мин; 5 — $A = 15$ мм, $n = 675$ об/мин; 6 — $A = 25$ мм, $n = 537$ об/мин

Рис. 82. Зависимость скорости перемещения пласта по грохоту от скорости колебаний грохота ωA :

1 — $A = 15$ мм, $h = 3 + 4$ см; 2 — $A = 10$ мм, $h = 10$ см; 3 — $A = 15$ мм, $h = 10$ см; 4 — $A = 25$ мм, $h = 10$ см; 5 — $A = 25$ мм, $h = 15$ см

Эксперименты показали, что для одного и того же значения α оптимальное значение угла β не остается постоянным при изменении амплитуды и частоты колебаний. Так, при $A = 10$ мм и $n = 590$ об/мин максимальная скорость перемещения частицы по грохоту получена при $\beta = 19^\circ$, а для $A = 15$ мм и $n = 590$ об/мин при $\beta = 14^\circ$; с изменением числа оборотов от 490 до 675 в минуту при амплитуде $A = 10$ мм оптимальное значение угла β соответственно изменяется с 20 до 18° (рис. 81).

Зависимость скорости транспортирования слоя почвы v_{cp} от скорости колебаний решета ωA при интервале чисел оборотов вала кривошипа 300—1000 в минуту показана на рис. 82. Для одного и того же значения ωA более высокие скорости v_{cp} получены при меньших амплитудах. Увеличение скорости транспортирования происходит только до определенного значения скорости колебаний ωA .

Эксперименты показали, что каждой амплитуде колебаний соответствует определенная (оптимальная) скорость колебаний решета и соответствующее число оборотов:

для $A = 10$ мм $\omega A_{кр.1} = 0,82$ м/сек ($n = 780$ об/мин);
 для $A = 15$ мм $\omega A_{кр.1} = 1,15$ м/сек ($n = 730$ об/мин);
 для $A = 26$ мм $\omega A_{кр.1} = 1,62$ м/сек ($n = 590$ об/мин).

Снижение скорости транспортирования при повышении кинематических режимов колебаний можно объяснить воздействием потоков воздуха, возникающих при больших значениях ωA между подбрасываемым слоем почвы и грохотом (разрежение при подбрасывании почвы и повышенное давление при падении).

Как показали опыты, скорость транспортирования почвы в значительной степени зависит от величины подачи, т. е. толщины h слоя, поступающего на грохот.

При перемещении слоя почвы по грохоту наблюдается отставание по фазе перемещения верхних слоев относительно нижних (рис. 83). Отставание происходит вследствие того, что ускорение решета передается не всему пласту одновременно, а постепенно от нижних слоев к верхним, затухая с увеличением толщины слоя. Частицы нижнего слоя пласта, имеющие непосредственный контакт с решетом, получают большие по величине ускорения и двигаются быстрее, чем частицы, находящиеся на поверхности пласта.

В процессе работы грохота нижний слой пласта, передав кинетическую энергию слою, лежащему выше, начинает двигаться вниз, в то время, как верхние слои продолжают перемещаться вверх, т. е. происходит явление разрыхления пласта.

При режимах с непрерывным подбрасыванием верхние слои находятся еще во взвешенном состоянии, а нижние, попав на поверхность грохота, вновь получают импульс вверх. В результате верхние и нижние слои соударяются, двигаясь навстречу друг другу. Такое взаимодействие верхних и нижних слоев приводит к снижению средней скорости перемещения всего пласта. Различие в скорости перемещения верхних и нижних слоев при одних и тех же условиях тем больше, чем толще слой.

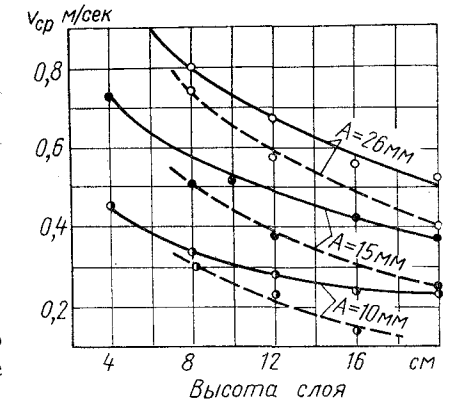


Рис. 83. Изменение скорости перемещения слоев материала по решетку в зависимости от высоты слоя (сплошные линии — нижний слой; штриховые — верхний)

На грохот, расположенный в начале технологического процесса, поступает почвенный пласт толщиной до 25 см. Как показали эксперименты, для предотвращения сгуживания почвы амплитуда колебаний решета должна быть не менее 25 мм. Грохот, расположенный в середине или конце технологического процесса комбайна, транспортирует, как правило, почвенный пласт толщиной не более 10 см. В этом случае амплитуда колебаний может быть снижена до 15 мм при соответствующем увеличении числа оборотов.

Результаты экспериментальных исследований с применением скоростной киносъемки показали, что перемещение почвенного

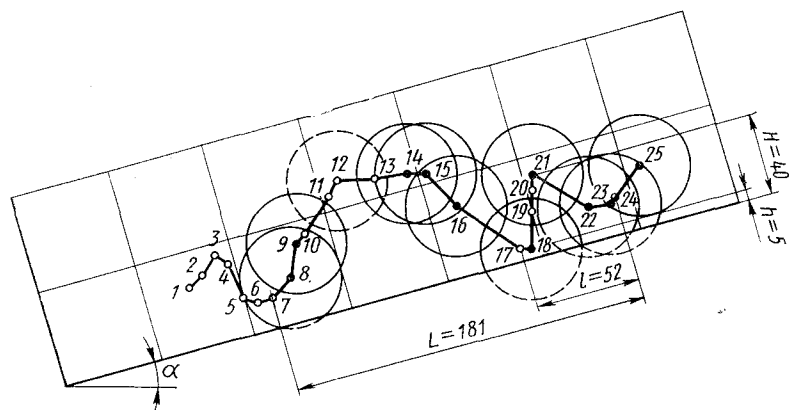


Рис. 84. Траектория перемещения макета клубня, находящегося в слое почвы

слоя по решетам носит более упорядоченный характер, чем перемещение отдельных, изолированных клубней и комков. Однако характер перемещения клубня в слое из-за ряда неуправляемых факторов (столкновений с почвенными комками, вращений и др.) также недостаточно стабилен, что видно из траектории движения клубня, построенной по кинограмме (рис. 84). Величина перемещения клубня вдоль решета за время каждого оборота эксцентрикового вала (0,1115 сек) была различной. Так, длина пути из положения 1 в положение 7 — 43 мм, а из положения 13 в положение 19 — 74 мм. Соответственно скорости за один оборот 0,39 и 0,67 м/сек при средней скорости перемещения за четыре оборота 0,54 м/сек.

В исследованных диапазонах амплитуд и частот колебаний решет наблюдается повышение скорости перемещения материала при увеличении n и A . Поэтому для приближенного расчета скорости перемещения почвенного пласта по грохоту может быть применена эмпирическая формула

$$u = 0,1k_w k_h n A \text{ м/сек,}$$

где k_w — коэффициент влажности почвы;

k_h — коэффициент толщины слоя почвы, поступающей на грохот (коэффициент загрузки).

По опытным данным коэффициент k_w следует принимать равным единице при работе на сухой почве (почве, находящейся в твердой консистенции) и 0,6—0,7 при работе на влажной (пластичной) почве.

При определении k_h вначале необходимо определить h . Если $h < 0,05$ м, то $k_h = 1$, если же $h = 0,05 \div 0,1$ м, то $k_h = 0,8$. При $h = 0,1 \div 0,15$ м $k_h = 0,6$. Опытные данные, полученные при лабораторно-полевых исследованиях в почвенном канале, а также данные полевых испытаний грохотных картофелеуборочных машин показывают, что при $h > 0,15$ м ($Q' > 120 \div 140$ кг/сек \times м) начинается сгуживание пласта на грохоте.

Особенности сепарации почвы на решетках

Исследование сепарирующей способности грохота на тяжелой суглинистой почве в почвенном канале показало, что при увеличении влажности полнота сепарации снижается, при этом ярко выраженной границей, разделяющей зоны хорошей и плохой сепарации, является нижний предел пластичности почвы. Зависимость полноты сепарации от влажности почвы показана на рис. 85.

Из графика видно, что для тяжелой суглинистой почвы оптимальной для сепарации является влажность до 23%. При дальнейшем повышении влажности коэффициент полноты сепарации резко падает, а при влажности 29—30% сепарация почвы грохотом практически прекращается.

Опыты, проведенные с целью выявления оптимальных значений частоты и амплитуды колебаний решет на сухой некомковатой почве, показали, что изменение этих параметров в больших пределах (амплитуды в пределах 0,01—0,03 м, а числа оборотов 400—700 в минуту) не оказывает существенного влияния на коэффициент полноты сепарации почвы, который остается высоким и колеблется в пределах 0,92—0,98. Каких-либо закономерностей в изменении коэффициента полноты отделения при выравнивании параметров колебаний в этих диапазонах для данного состояния почвы выявить не удалось. Независимо от числа оборотов и величины амплитуды коэффициент полноты сепарации пластичной почвы очень низок (не превышает 0,1). Более ощутимо сказывается влияние числа обо-

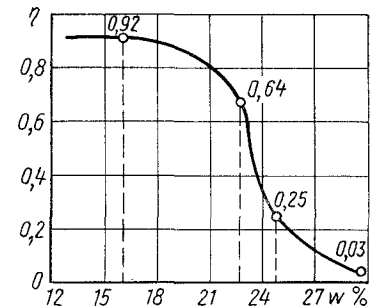


Рис. 85. Зависимость коэффициента полноты сепарации η почвы от ее влажности w [$n = 500$ об/мин; $r = 0,025$ м; $Q = 40$ кг/(сек \cdot м)]

ротов при сепарации почвы, находящейся в твердой консистенции с влажностью, близкой к нижней границе пластичности (22—24%). При такой влажности в почве уже начинают проявляться свойства пластичности и липкости, но не в такой степени, как при влажности 28—30%. При сепарации такой почвы увеличение динамического воздействия на пласт путем повышения числа оборотов грохота приводит к некоторому возрастанию коэффициента полноты сепарации (рис. 86). Если при $n = 410$ об/мин коэффициент полноты сепарации $\eta = 0,55$, то при

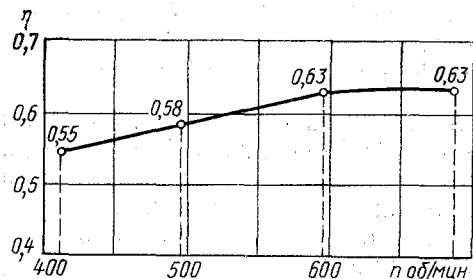


Рис. 86. Влияние числа оборотов грохота на полноту сепарации [$r = 0,025$ м; $Q = 40$ кг/(сек·м); $\omega = 22,2\%$]

$n = 600$ об/мин он увеличился до 0,63. Однако дальнейшее увеличение числа оборотов до 690 в минуту не вызывало соответствующего повышения коэффициента сепарации. Следовательно, можно сделать вывод о том, что предусматривать регулирование числа оборотов выше 700 в минуту при амплитуде 0,025 м нецелесообразно.

Теоретический анализ сепарации корнеклубнеплодов от почвы по размерному признаку показал, что при этом большое значение имеет величина просветов решета. Однако влияние величины просветов решета на эффективность сепарации почвы экспериментально мало изучено. Построенные на основе экспериментальных данных зависимости коэффициента полноты сепарации почвы грохотом от величины просветов его решета показаны на рис. 87.

Из графика видно, что при сухой рассыпчатой почве и величине просветов 35—36 мм грохот с длиной решета 1 м полностью просеивает почву ($\eta = 1$). Для этих условий, даже при уборке крупных корнеплодов, не требуется устанавливать решета с большими просветами. При почве повышенной влажности полнота сепарации прямо пропорциональна величине просветов, причем при влажности 24,85% даже при просветах 60 мм коэффициент

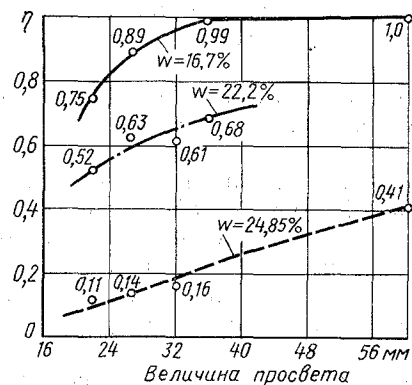


Рис. 87. Зависимость коэффициента полноты сепарации почвы от величины просвета решета

полноты сепарации равен всего 0,41. Таким образом, при работе в условиях повышенной влажности должны применяться решета с максимальными просветами.

Для расчета технологического процесса сепарации почвы на сепарирующих рабочих органах картофелеуборочного комбайна необходимо знать влияние на полноту сепарации подачи, отнесенной к ширине сепарирующего рабочего органа, Q кг/(сек·м). В современных картофелеуборочных комбайнах при поступательных скоростях 0,5—0,7 м/сек для рабочего органа, установленного в начале технологического процесса, она достигает 80—100 кг/(сек·м).

Зависимость коэффициента полноты сепарации от подачи показана на рис. 88. Как видно из графика, полнота сепарации с увеличением подачи уменьшается.

При сепарации сухой почвы подачу до 70 кг/(сек·м) следует считать оптимальной. Для некомковатой почвы коэффициент η в этом интервале подачи не менее 0,9, а для комковатой почвы 0,85. При сепарации пластичной почвы коэффициент η очень низок и мало зависит от величины подачи. Однако при подачах свыше 60 кг/(сек·м) работа качающегося грохота становится затруднительной из-за сгуживания массы.

Очевидно, что полученные абсолютные значения коэффициентов полноты сепарации действительны только для грохота такой же длины, как и у исследуемого ($L = 1$ м). Для грохотов с большей длиной решет допустимые оптимальные подачи могут быть приняты более высокими. Фактором, ограничивающим величину подачи для качающихся грохотов, является снижение скорости перемещения. Для удовлетворительного перемещения пласта почвы, находящейся в твердой консистенции, подача не должна превышать 80 кг/(сек·м).

В результате экспериментальных исследований получена эмпирическая зависимость, характеризующая изменение коэффициента полноты сепарации η по длине решета. Графики просеивания показаны на рис. 89.

$$\eta = \frac{aL^b}{1 + aL^b}, \quad \text{или} \quad \eta = \frac{L^b}{\frac{1}{a} + L^b}$$

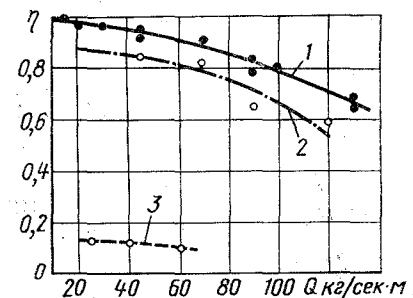


Рис. 88. Зависимость полноты сепарации почвы качающимся грохотом от величины подачи:

1 — почва в твердом (сухом) состоянии, оптимальном для сепарации (зона IA, рис. 12); 2 — почва в твердом (сухом) состоянии с наличием прочных комков (зона IB, рис. 12); 3 — почва в пластичном состоянии (зона II, рис. 12)

где a — коэффициент пропорциональности, характеризующий скорость просеивания почвы в зависимости от ее физического состояния (табл. 16);

b — коэффициент, зависящий главным образом от величины загрузки и места рабочего органа в схеме технологического процесса (табл. 16).

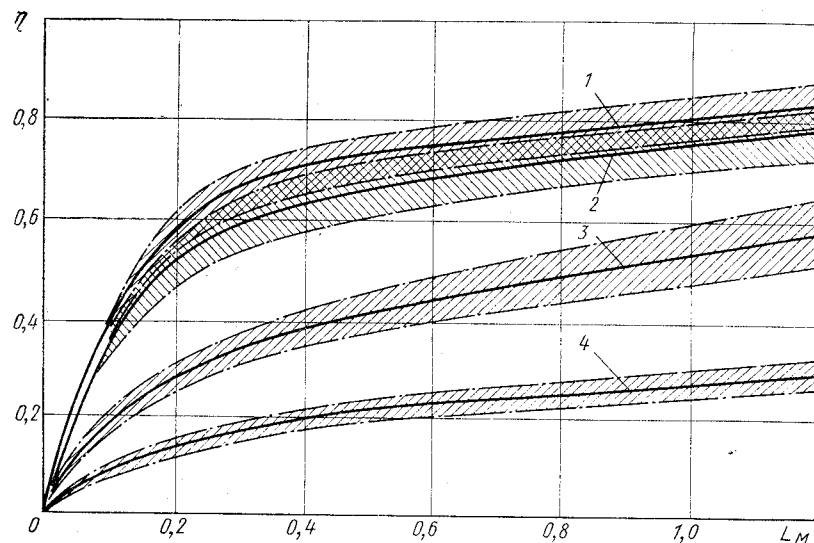


Рис. 89. Закономерности просеивания почвы по длине решета: (почва — тяжелый суглинок в твердом состоянии; сплошные линии — расчетные кривые, заштрихованы зоны расположения экспериментальных кривых);

1 — основным сепарирующим рабочим органом при подаче 80—120 кг/сек; 2 — вторым сепарирующим рабочим органом при подаче мелкой почвы 20—30 кг/сек; 3 — вторым сепарирующим рабочим органом при подаче непрочных комков 5—10 кг/сек; 4 — вторым сепарирующим рабочим органом при подаче прочных комков 5—10 кг/сек

Значения коэффициентов a и b

Таблица 16

Сепарирующий рабочий орган	a		b
	Диапазон рассеивания	Среднее значение	
Основной [подача 80—120 кг/(сек·м)] . . .	3,5—4,5	4,0	$\frac{2}{3}$
Второй при поступлении мелкой почвы [подача до 20 кг/(сек·м)]	2,5—3,5	3,1	$\frac{2}{3}$
при поступлении непрочных комков . . .	1,0—1,5	1,1	$\frac{2}{3}$
при поступлении прочных комков . . .	0,3—0,4	0,37	$\frac{1}{2}$

Особенности транспортирования изолированных тел

Как отмечалось выше, транспортирующая способность грохота в большой степени зависит от характера загрузки решет. Наименее благоприятные условия транспортирования создаются при поступлении на грохот отдельных (изолированных) тел. При работе картофелеуборочных машин можно наблюдать случаи, когда грохот, хорошо транспортирующий почвенный пласт, при тех же кинематических параметрах не обеспечивает транспортировку отдельных клубней и комков главным образом из-за их скатывания.

Несоответствие опытных и теоретических данных объясняется тем, что при теоретическом анализе частица рассматривалась как точка, а не как физическое тело. На движение реального физического тела оказывает существенное влияние его упругость и форма, а также сопротивление воздушной среды. В связи с крайним многообразием форм и других свойств комков почвы и клубней вывести аналитически закономерности их движения в общем виде затруднительно. Наиболее реальным является исследование движения тел с помощью скоростной киносъемки.

На основе анализа более 30 скоростных фильмов можно сделать следующие основные выводы о картине движения отдельных частиц (клубней, комков почвы) по колеблющейся поверхности.

1. Подбрасывание материала начинается при несколько больших оборотах, чем требуется по расчету, что можно объяснить сцеплением материала с поверхностью решета.

2. После падения на решето частица в большинстве случаев не совершает тут же новый полет, даже если по кинематическим условиям она должна оторваться от плоскости решета. Частица совершает с ним, как правило, полный оборот, иногда и два, прежде чем произойдет новое подбрасывание. Это явление, очевидно, объясняется тем, что частица вследствие некоторой упругости ее и поверхности решета не приобретает сразу его ускорение, а «подпрыгивает» на нем. Лишь после серии мелких подпрыгиваний она принимает кинематические параметры решета.

3. Поступательная скорость полета частицы (составляющая скорости вдоль решета) несколько больше, чем получается по расчету. Это объясняется наличием скольжения частицы в сторону движения в момент отрыва ее от поверхности решета. Скольжением при теоретических расчетах ранее пренебрегали. Однако киносъемка показала, что скорость скольжения достаточно велика (0,3—0,4 м/сек).

4. Отрыв частицы от плоскости решета, как правило, происходит позже, чем в расчетной зоне 180° , при этом существенного изменения угла отрыва с изменением числа оборотов не наблюдается. При эластичном соединении шатуна с решетом это от-

ставание увеличивается и углы отрыва в некоторых случаях переходят в III квадрант.

5. При движении группы частиц по решетку синхронизации их движения, т. е. одновременного их отрыва и падения на решетку

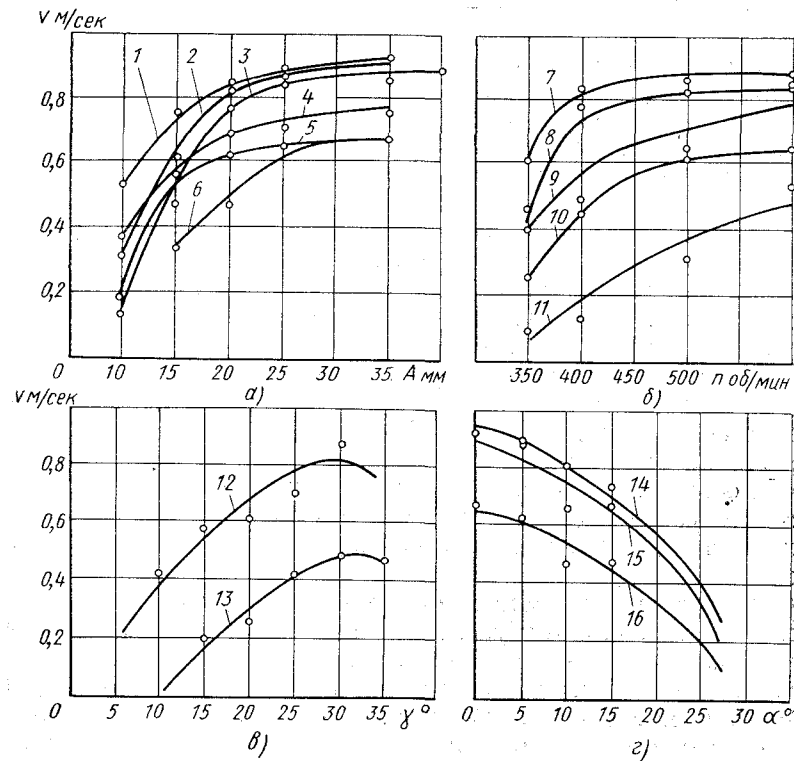


Рис. 90. Зависимость скорости перемещения частицы от: а — частоты; б — амплитуды колебаний; в — угла наклона подвесок и г — угла наклона решета:

1 — $n = 600$ об/мин, $\alpha = 5^\circ$, $\gamma = 30^\circ$; 2 — $n = 500$ об/мин, $\alpha = 5^\circ$, $\gamma = 30^\circ$;
 3 — $n = 400$ об/мин, $\alpha = 5^\circ$, $\gamma = 30^\circ$; 4 — $n = 600$ об/мин, $\alpha = 10^\circ$, $\gamma = 30^\circ$;
 5 — $n = 500$ об/мин, $\alpha = 10^\circ$, $\gamma = 30^\circ$; 6 — $n = 400$ об/мин, $\alpha = 10^\circ$, $\gamma = 30^\circ$;
 7 — $A = 25$ мм, $\alpha = 5^\circ$, $\gamma = 30^\circ$; 8 — $A = 20$ мм, $\alpha = 5^\circ$, $\gamma = 30^\circ$; 9 —
 $A = 25$ мм, $\alpha = 10^\circ$, $\gamma = 30^\circ$; 10 — $A = 20$ мм, $\alpha = 10^\circ$, $\gamma = 30^\circ$; 11 — $A = 10$ мм,
 $\alpha = \gamma = 30^\circ$; 12 — $A = 25$ мм, $n = 400$ об/мин, $\alpha = 0^\circ$; 13 — $A = 25$ мм, $n =$
 $= 400$ об/мин, $\alpha = 10^\circ$; 14 — $A = 25$ мм, $n = 600$ об/мин, $\gamma = 30^\circ$; 15 — $A =$
 $= 25$ мм, $n = 500$ об/мин, $\gamma = 30^\circ$; 16 — $A = 25$ мм, $n = 350$ об/мин, $\gamma = 30^\circ$

не наблюдается. Если частицы отрываются от решета примерно при одном и том же угле поворота эксцентрика, то разница во времени полета каждой из частиц, вызываемая различием их размеров, формы, скоростей и направления вращения, нарушает синхронизацию их движения.

На рис. 90 приведены графики, отражающие зависимость скорости перемещения частицы по грохоту от амплитуды, числа

оборотов, угла направления колебаний и угла наклона решета. Графики показывают, что повышение числа оборотов более 400 в минуту при $A = 25$ мм и более 450 в минуту при $A = 20$ мм не обеспечивает дальнейшего увеличения производительности транспортирующего рабочего органа. Это объясняется тем, что частицы длительное время находятся в полёте.

Аналогичную зависимость имеет скорость перемещения от амплитуды. Увеличение амплитуды до 15 мм приводит к резкому увеличению скорости тел, перемещающихся не в потоке. Дальнейшее увеличение амплитуды влияет на увеличение скорости очень мало.

Увеличение угла наклона решета α приводит к снижению поступательной скорости перемещения частиц. Перемещение частиц вверх практически прекращается при $\alpha = 15 \div 20^\circ$ из-за их скатывания.

Оптимальное значение угла γ зависит от угла наклона решета. Чем больше угол наклона α , тем больше оптимальный угол γ .

Экспериментальные исследования соударений частиц с решетом грохота и повреждаемости клубней

Как показала скоростная киносъемка, соударения частиц с решетом могут иметь место при любом угле поворота кривошипа ωt . При встречах с решетом каждой конкретной частицы схемы соударений, т. е. направления и величины скоростей соударяющихся тел, будут разные, но все схемы соударений могут быть сведены к двум основным, показанным на рис. 91.

1. Соударения происходят в момент, когда решето поднимается вверх (рис. 91, а).

2. Соударения происходят в момент, когда решето уходит вниз (рис. 91, б).

При первой схеме соударений нормальные составляющие скоростей частицы и решета складываются, следовательно, абсолютная величина нормальной составляющей скорости соударения будет равна сумме нормальных составляющих скоростей частицы u_n и решета v_n . Касательные (тангенциальные) составляющие направлены в одну сторону и поэтому вычитаются. Если фазовый угол полета частицы $\omega t = 360^\circ$, то касательные составляющие скоростей при встрече частицы и решета равны между собой и частица, как бы падает на неподвижное решето вертикально, т. е. происходит прямой, центральный удар. В общем же случае при соударении имеется касательная составляющая скорости, т. е. происходит косой центральный удар. Величина нормальной составляющей скорости решета равна нулю в крайних положениях. В этих точках I и II квадрантов нормальная составляющая скорости соударения будет минимальной и равной нормальной составляющей скорости частицы при падении на решето. В остальных случаях к нормальной составляющей ско-

рости будет прибавляться нормальная составляющая скорости решета, которая изменяется по закону синуса. Максимальное

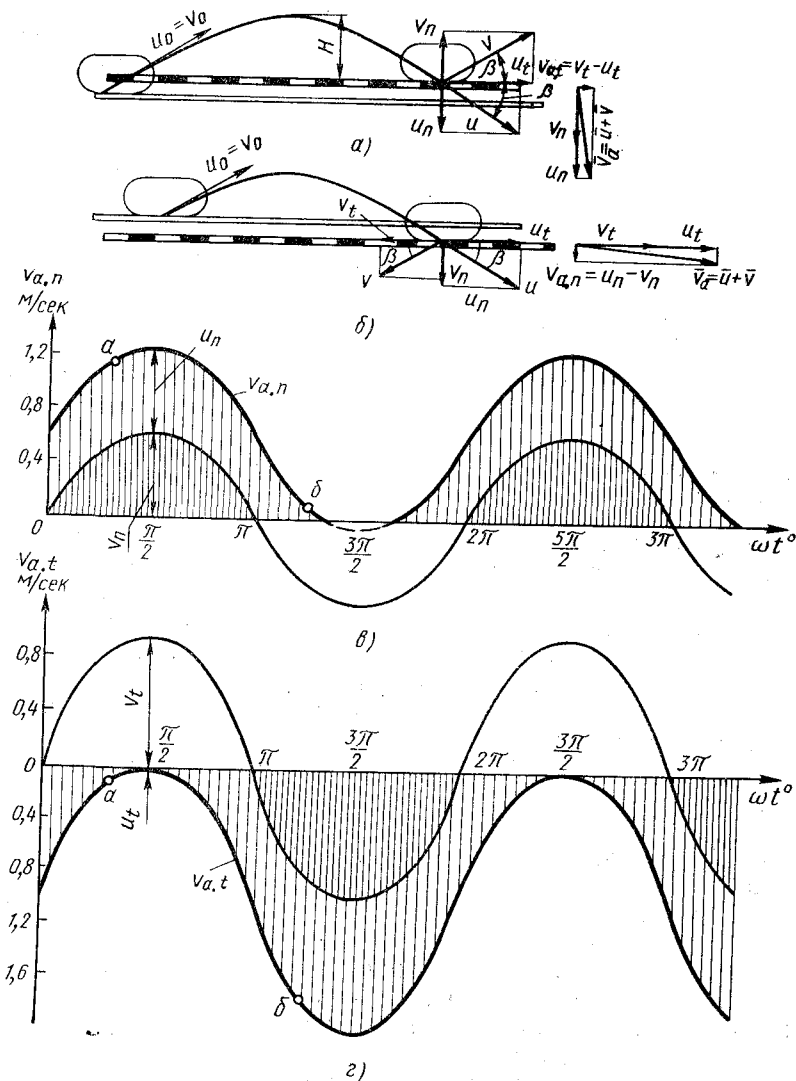


Рис. 91. Закономерности соударений частицы с решетом грохота

значение нормальная составляющая суммарной скорости соударения имеет, когда $\omega t = \pi$. При этом,

$$u_n = \omega A \sin \omega t \sin \beta = \omega A \sin \beta;$$

$$v_n = v_n + u_n = \omega A \sin \beta + \omega A \sin \beta \sin \omega t_a = \omega A \sin \beta (1 + \sin \omega t_a).$$

При второй схеме соударений нормальные составляющие скоростей частицы и решета направлены в одну сторону, вниз, и поэтому взаимно вычитаются. В некоторых точках, где нормальные составляющие близки по величине, удара практически нет. Но при соударении в этих квадрантах касательные составляющие скоростей решета и частицы направлены в разные стороны и поэтому складываются. В результате происходит как бы «подсечка» частиц, из-за чего может повреждаться кожа клубней, хотя нормальная составляющая скорости соударения и невелика.

Графики изменения нормальных составляющих скоростей решета и частицы показаны на рис. 91, в, а касательных составляющих на рис. 91, г.

Вычислим значения скорости соударения для принятых в действующих машинах параметров грохотов:

$$\bar{v}_a = \bar{v} + \bar{u} = \sqrt{(v_n + u_n)^2 + (v_t + u_t)^2};$$

$$v_{a,n} = v_n + u_n = \omega A \sin \omega t \sin \beta + \omega A \sin \omega t_a \sin \beta;$$

$$v_{a,t} = v_t + u_t = \omega A \sin \omega t \cos \beta + \omega A \sin \omega t_a \cos \beta.$$

Принимаем $n = 480$ об/мин, $A = 0,025$ м, $\beta = 30^\circ$, $\alpha = 0$.

Определим угол отрыва ωt_a , обеспечивающий критический режим, по формуле (72): $\omega t_a = \arcsin 0,945 = 109^\circ$. При этом составляющие скорости частицы при отрыве будут

$$v_n = \omega A \sin 109 \cdot \sin 30^\circ = 0,59 \text{ м/сек};$$

$$v_t = \omega A \sin 109 \cdot \cos 30^\circ = 1,02 \text{ м/сек}.$$

В разные моменты времени скорость соударения v меняет направления.

Найдем максимальные значения нормальной и касательной составляющих скорости. Очевидно, что максимальное значение нормальной составляющей скорости соударения будет при $\omega t = \frac{\pi}{2}$. Приняв для упрощения угол отрыва ωt также равным $\frac{\pi}{2}$, получим

$$v_{n_{\max}} = 2\omega A \sin \frac{\pi}{2} \sin \beta = 1,25 \text{ м/сек}.$$

Максимальное значение касательной составляющей скорости будет при $\omega t = \frac{3\pi}{2}$. Принимая те же допущения, что и при определении v_n , получим

$$v_{t_{\max}} = 2\omega A \sin \frac{3\pi}{2} \cos \beta = 2,17 \text{ м/сек}.$$

Таким образом, максимальное значение касательной составляющей скорости соударения почти в 2 раза превышает максимальное значение нормальной составляющей скорости.

Касательные скорости в отличие от нормальных вызывают не ушибы мякоти клубней, а сдирание кожицы и ссадины. Вследствие того, что ранее не учитывались касательные составляющие скорости соударения, основным средством снижения повреждений являлось обрезинивание решет грохота. Однако обрезинивание поверхностей грохотов не снижало повреждений кожицы, а наоборот, усиливало их, так как коэффициент мгновенного трения клубней о резину выше, чем о пластмассу.

Для снижения наружных повреждений при косом ударе с преобладанием касательной составляющей скорости решето необходимо изготавливать из материала с низким коэффициентом трения или покрывать его поверхность пленкой из такого материала. Проведенные опыты показали, что повреждения (обдиры) кожицы на решетке, покрытом фторопластом, снизились почти в 2 раза.

С целью одновременного снижения наружных и внутренних повреждений (ушибов) необходимо подбирать материал с низким коэффициентом трения и высокой эластичностью.

Рекомендации по выбору типа привода

Вибрационные и качающиеся грохоты по типу привода, конструкцией которого определяется в основном их принципиальная схема, подразделяются на эксцентриковые, инерционные, электромагнитные и поршневые (пневматические и гидравлические). Для правильного выбора типа привода необходимо знать как принципиальные особенности его действия, так и характерные особенности использования.

Привод вибрационных машин дает необходимую энергию для преодоления сил инерции колеблющихся частей машины и сил сопротивления, оказываемого обрабатываемой средой движению рабочего органа. В низкоскоростных (низкочастотных) вибрационных машинах преобладающее влияние имеют силы сопротивления, в высокоскоростных (высокочастотных) — силы инерции.

В низкочастотных машинах, к которым можно отнести качающиеся грохоты картофелеуборочных машин, используются в основном кривошипно-шатунный (кривошипно-ползунный) и эксцентриковый приводы. Эти приводы способны создавать большие возмущающие силы при невысокой скорости вращения.

Используя клиноременный вариатор, можно получить привод с достаточно широким диапазоном регулирования частот. Используя эксцентрики с регулируемым эксцентриситетом, можно регулировать также амплитуду колебаний.

Недостатком этих приводов является то, что возникающие возмущающие силы инерции передаются почти полностью под-

шипникам кривошипно-шатунного или эксцентрикового вала. При этом в подшипниках действуют значительные силы трения, что обуславливает их быстрый выход из строя.

В низкочастотных вибрационных машинах успешно используется также гидропривод. Гидровибраторы могут создавать значительные возмущающие силы при больших амплитудах колебаний, что необходимо при низкой частоте колебаний для обеспечения нормального режима работы вибрационных машин.

Применение инерционных вибраторов в низкочастотных машинах менее рационально, так как в силу их принципиального устройства в этом случае пришлось бы чрезмерно увеличивать вращающиеся неуравновешенные массы для получения необходимой возмущающей силы. Кроме того, амплитуда колебаний решет с инерционным приводом зависит от загрузки и сопротивления среды. Это значительно ограничивает их применение в картофелеуборочных машинах, особенно в тех случаях, где необходимо производить подкапывание пласта.

По своему принципиальному устройству наиболее перспективным типом привода являются электромагнитные вибраторы. Если в приводах большинства типов происходит преобразование вращательного движения двигателя в возвратно-поступательное движение вибратора, то в электромагнитных вибраторах необходимое возвратно-поступательное движение получается непосредственно без каких-либо промежуточных механизмов. Электромагнитные вибраторы не имеют узлов, в которых бы имело место трение скольжения или качения, не имеют подшипников, подверженных высокому динамическим нагрузкам. Они обеспечивают синхронную работу многих приводов на одной вибрационной машине и легкое регулирование режима работы.

Пневматические вибраторы так же, как и электромагнитные, целесообразно применять на высокочастотных вибрационных машинах. Однако в отличие от последних применение пневматических вибраторов в многоприводных установках исключается вследствие невозможности обеспечения синхронной работы.

Уравновешивание

Для разгрузки привода от динамических нагрузок, возникающих при работе грохота, применяют различные способы уравновешивания.

В грохотах ряда конструкций уравновешивание поступательно движущихся масс осуществляется при помощи дебалансов, устанавливаемых на эксцентриковом валу привода. Сила инерции поступательно движущихся частей

$$P_u = \frac{G_{np}}{g} A\omega^2, \quad (78)$$

где G_{np} — приведенный вес движущихся частей;
 A и ω — амплитуда и круговая частота колебаний.

Сила инерции действует на кривошип привода в направлении, обратном направлению движения решета. Уравновешивается эта сила горизонтальной составляющей центробежной силы дебаланса, установленного на приводном валу. Параметры дебаланса при условии полного уравновешивания сил инерции поступательно движущихся частей определяют по уравнению

$$G_0 r_0 = G_{np} A, \quad (79)$$

где G_0 и r_0 — вес и расстояние от оси вращения до центра тяжести дебаланса.

Однако, уравновешивая силы инерции поступательно движущихся частей, дебаланс создает в вертикальном направлении неуравновешенную силу, равную вертикальной составляющей его центробежной силы. Действие неуравновешенной силы может оказывать неблагоприятное влияние на работу машины. На практике обычно принимают меньший дебаланс, чем это необходимо по условию уравнения (79). Это приводит к неполному уравновешиванию сил инерции поступательно движущихся частей, но вместе с тем обуславливает уменьшение сил, действующих в вертикальном направлении.

Уравновешивание поступательно движущихся масс осуществляют также путем установки двух решет, колеблющихся в противофазе. Решета приводятся в колебательное движение эксцентриковым приводом, эксцентрики которого смещены на 180° . Вследствие этого решета колеблются в противоположные стороны и создаются условия для полного уравновешивания горизонтальных составляющих сил инерции. Остаются неуравновешенными только вертикальные составляющие.

Наряду с уравновешиванием вращающимися и поступательно движущимися массами, в сотрясательных конвейерах силы инерции уравновешиваются силами упругости специально применяемых в этих целях упругих элементов. В качестве таких упругих элементов используются пластинчатые рессоры, винтовые пружины и упругие стержни, работающие на кручение (торсионы).

Рассмотрим способ уравновешивания сил инерции пластинчатыми рессорами как наиболее широко применяемый. Действие упругих элементов других типов в принципе не отличается от действия пластинчатых рессор.

Схема упругого узла, выполненного из пластинчатых рессор, приведена на рис. 92. В нижней части рессора жестко прикреплена к станине, в верхней — к решету. Когда решето находится в среднем положении, рессора имеет прямолинейную форму; при отклонении его вправо или влево рессора принимает криволинейную форму (на рис. 92 изображено штриховой линией). Таким образом, рессора изгибается как два упругих стержня, из которых длина каждого равна половине длины рессоры, жестко заделанной одним концом и нагруженной на свободном конце

изгибающей силой P . Расчетным путем определяют параметры рессор, при которых сила упругости P изогнутой рессоры уравновешивает силы инерции решета и при получающемся максимальном прогибе оказывается непревзойденным предел упругости. Для полного уравновешивания сил инерции необходимо, чтобы выполнялось условие

$$P = \frac{1}{i} \frac{G_{np}}{g} A \omega^2, \quad (80)$$

где i — число рессор, на которых установлено решето.

Как следует из приведенного выражения, при помощи рессор полностью уравновесить силы инерции грузонесущего органа можно только при одной, вполне определенной частоте его колебаний, а не при любой скорости, как при уравновешивании вращающимися или поступательно движущимися массами.

Исходя из приведенной расчетной схемы, по формулам, известным из сопротивления материалов, определяют ширину b и длину l рессоры:

$$b = 0,02 \sqrt[5]{\frac{G_{np} E_n^4 A^3}{i^2 x^2 \sigma_{из}^3}} \text{ см}; \quad (81)$$

$$l = \frac{3 \cdot 10^4 i x b^3 \sigma_{из}}{G_{np} n^2 A} \text{ см}, \quad (82)$$

где $x = \frac{b}{a}$ — отношение толщины рессоры a к ее ширине b ;

$\sigma_{из}$ — допускаемое напряжение на изгиб.

Применение рессор обеспечивает уравновешивание сил инерции только внутри самой машины. При этом разгружаются шатун, подшипники и другие части эксцентрикового привода. Однако на раму в местах заделки рессор динамические нагрузки передаются полностью.

Расчет и конструирование

Напряжения в механизмах и деталях грохота в основном определяются инерционными нагрузками и приблизительно одинаковы при холостом ходе и работе комбайна. Поэтому при проектировании грохотов основное внимание должно быть уделено уравновешиванию и расчету на прочность от действия инерционных сил.

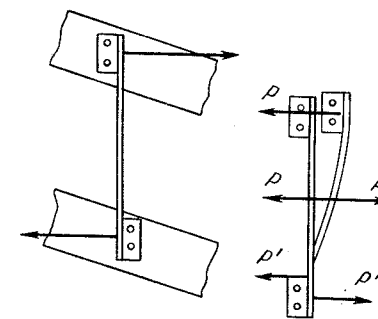


Рис. 92. Схема рессорной упругой системы

Усилия, действующие вдоль шатунов и подвесок в крайних положениях, различаются незначительно. Абсолютные значения усилий, определенные тензометрированием комбайна КГП-2, приведены в табл. 17.

Таблица 17
Усилия в деталях механизма грохота

Деталь	Усилия в кг	
	Первое решето	Второе решето
Шатун	730—765	870—735
Первая подвеска	16—7	253—255
Вторая подвеска	137—165	170—135

При расчете к весу решет условно прибавляют вес почвы, находящейся на них (300—400 кг для первого решета и 80—100 кг для второго). Распределение массы на решетках для упрощения принимают равномерным. Наиболее сложным в изготовлении и дорогостоящим элементом механизма грохотов является эксцентриковый вал.

Условно прибавляют вес почвы, находящейся на них (300—400 кг для первого решета и 80—100 кг для второго). Распределение массы на решетках для упрощения принимают равномерным. Наиболее сложным в изготовлении и дорогостоящим элементом механизма грохотов является эксцентриковый вал.

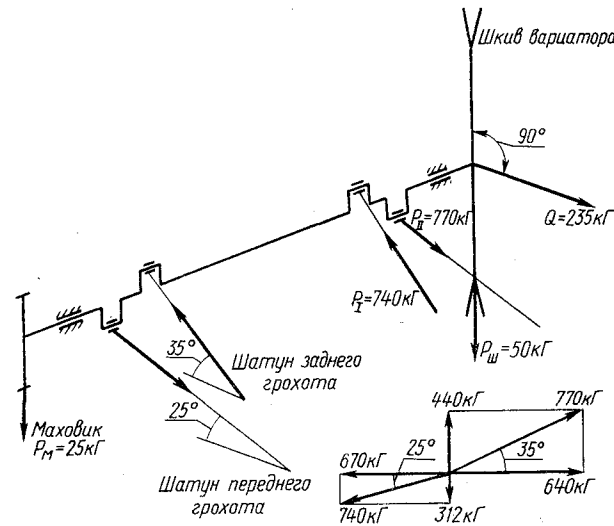


Рис. 93. Общая схема нагружения эксцентрикового вала основного грохота

Проверочный расчет эксцентрикового вала проводится для крайних разведенных положений переднего и заднего грохотов. При этом усилия, передаваемые вдоль шатунов от инерционных сил, будут наибольшие. Для механизма первого грохота (типа грохота комбайна КГП-2) тензометрированием и предварительными расчетами установлено:

а) усилие вдоль передних шатунов $P_I = 740$ кг при среднем положении шатунов под углом 25° к горизонтали;

б) усилие вдоль задних шатунов $P_{II} = 770$ кг при среднем положении шатунов под углом 35° к горизонтали.

Вес шкива вариатора на эксцентриковом вале $P_{ш} = 50$ кг; вес маховика $P_{м} = 25$ кг; натяжение клинового ремня $Q = 235$ кг; крутящий момент $M_{кр} = 1330$ кг·см при $n = 499$ об/мин.

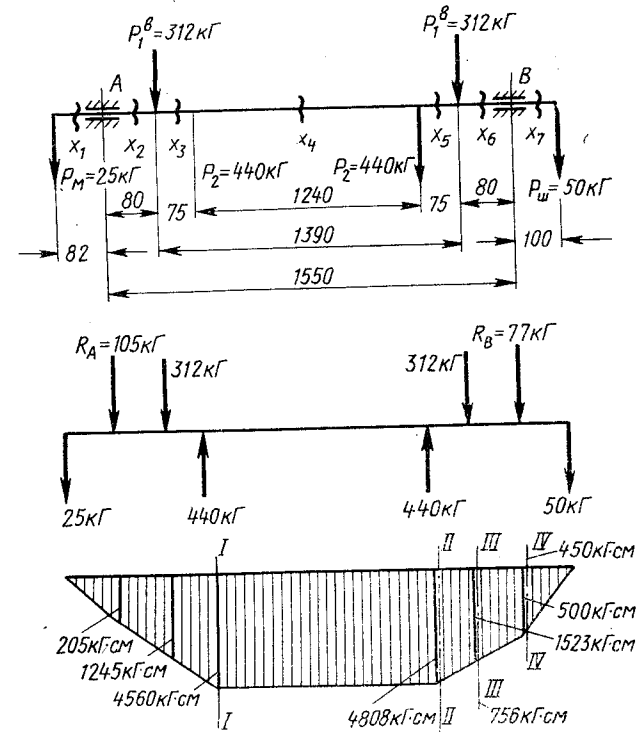


Рис. 94. Схема нагружения и эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости

На рис. 93 показана общая схема нагружения эксцентрикового вала. Приняв указанные величины нагрузок, определяем реакции в опорах и строим эпюры изгибающих и крутящих моментов.

Вертикальная плоскость (рис. 94):

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = 0; \\ -25 \cdot 8,2 + 312 \cdot 8,0 - 440 \cdot 15,5 - 440 \cdot 139,5 + \\ + 312 \cdot 147,0 + R_B \cdot 155,0 + 50 \cdot 165 = 0; \end{aligned}$$

$$R_B = \frac{11905}{155} \approx 77 \text{ кг};$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_B &= 0, \\ -25 \cdot 163,2 + R_A 155 - 312 \cdot 147 + 440 \cdot 139,5 + \\ &+ 440 \cdot 15,5 - 312 \cdot 8 + 50 \cdot 10 = 0, \end{aligned}$$

$$R_A = \frac{16270}{155} \approx 104 \text{ кг}.$$

Изгибающие моменты:

$$M_{x_1} = 25 \cdot 8,2 = 205 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{x_2} = 25 \cdot 16,2 + 105 \cdot 8 = 1245 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{x_3} = 25 \cdot 23,7 + 105 \cdot 15,5 + 312 \cdot 7,5 = 4560 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{x_4} = 25 \cdot 147,7 + 105 \cdot 139,5 + 312 \cdot 131,5 - 440 \cdot 124 = 4808 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$\begin{aligned} M_{x_5} &= 25 \cdot 155,2 + 105 \cdot 147,0 + 312 \cdot 139 - 440 \cdot 131,5 - 440 \cdot 7,5 = \\ &= 1523 \text{ кг} \cdot \text{см}; \end{aligned}$$

$$M_{x_6} = 50 \cdot 18 + 77,8 = 977,8 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{x_7} = 50 \cdot 10,0 = 500 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Горизонтальная плоскость (рис. 95):

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$670 \cdot 8,0 - 630 \cdot 15,5 - 630 \cdot 139,5 + 670 \cdot 147 - R_B \cdot 155 + 235 \cdot 165 = 0;$$

$$R_B = \frac{44975}{155} = 290 \text{ кг};$$

$$\Sigma M_B = 0,$$

$$\begin{aligned} R_A &= 155 - 670 \cdot 147 + 630 \cdot 139,5 + 630 \cdot 15,5 - 670 \cdot 8,0 + \\ &+ 235 \cdot 10,0 = 0; \end{aligned}$$

$$R_A = \frac{3850}{155} = 25 \text{ кг}.$$

Изгибающие моменты:

$$M_{x_1} = 25 \cdot 8 = 200 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{x_2} = 25 \cdot 15,5 - 670 \cdot 7,5 = -4637,5 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{x_3} = 25 \cdot 139,5 - 670 \cdot 131,5 + 630 \cdot 124 = -6497,5 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{x_4} = 25 \cdot 147 - 670 \cdot 139 + 630 \cdot 131,5 + 6307,5 = 1885 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{x_5} = 235 \cdot 18 - 290 \cdot 8 = 1910 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{x_6} = 235 \cdot 10 = 2350 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

На рис. 95 показаны эпюры изгибающих и крутящих моментов и определены сечения вала в наиболее нагруженных местах.

Суммарный изгибающий момент для каждого сечения подсчитан по формуле

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_2^2 + M_6^2}.$$

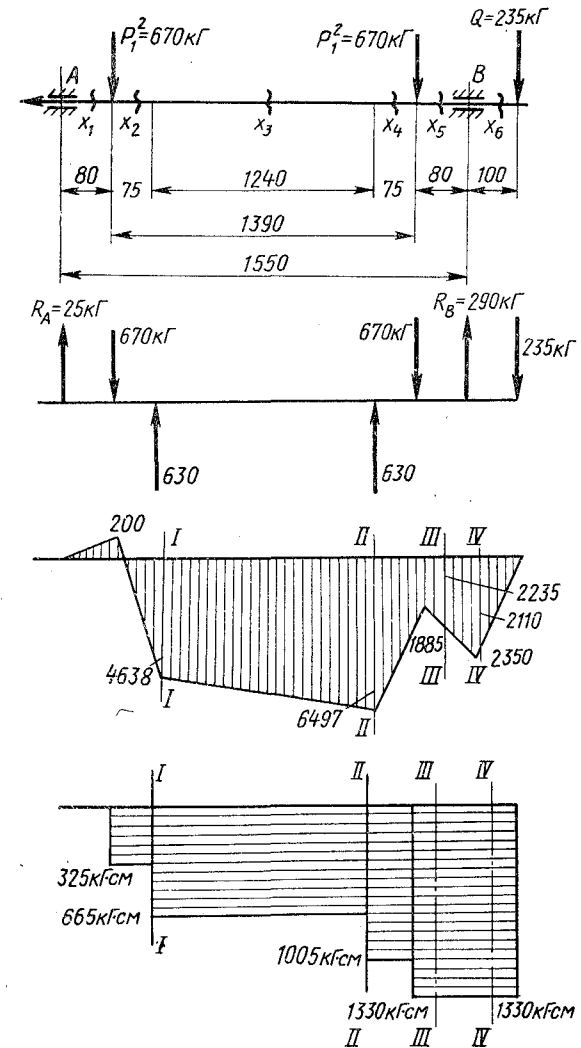


Рис. 95. Схема нагружения и эпюры изгибающих моментов в горизонтальной плоскости

Наиболее опасными сечениями по наибольшему крутящему и изгибающему моментам являются сечения I—I и II—II (места крепления шатунов переднего грохота), III—III и IV—IV (галтели в местах посадки подшипников).

Для обеспечения надежности качающихся грохотов при их проектировании необходимо учитывать следующие основные требования:

1. Грохоты должны иметь спаренные взаимноуравновешивающиеся решета. Первое решето может быть несколько легче второго, так как оно больше нагружено почвой (но не более чем на 15%).

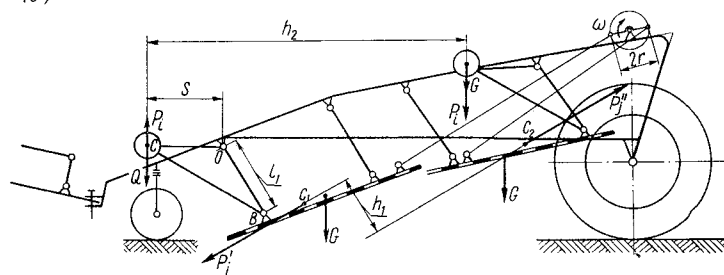


Рис. 96. Схема уравнивания инерционных моментов

2. В конструкциях грохотов необходимо по возможности избегать сварных соединений с поперечным проваром свариваемого профиля.

3. Для уменьшения изгибающих моментов, действующих на раму, точки крепления шатунов необходимо располагать как можно ближе к центру тяжести решет.

4. Угол между линией действия шатуна и подвесками в среднем положении должен быть близок к 90°.

5. Для лучшего взаимного уравнивания кривошипный вал желательно располагать между грохотами.

6. Момент инерции маховых масс (маховиков, валов, приводных шквивов) должен обеспечивать неравномерность хода не более $1/15—1/20$. Это условие выполняется, когда момент инерции маховых масс равен $0,120—0,180 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$.

7. В шарнирных соединениях подвесок и шатунов желательно применять резиновые втулки (сайлен-блоки); шатуны — соединять с кривошипным валом при помощи эксцентриковых втулок на самоустанавливающихся подшипниках с бочкообразными роликами.

8. При наличии неуравновешенного момента от действия инерционных сил первого и второго решет (рис. 96) устанавливать на подвесках уравнивающие грузы все, которых должен определяться по формуле

$$Q = G \frac{h_1}{h_2} \cdot \frac{l_1}{s}$$

С целью снижения веса грузов их желательно размещать на крайних подвесках как показано на схеме, но по конструктивным соображениям они могут быть поставлены и на средних подвесках.

Методика технологического расчета

Для проектирования грохотов параметры, определяющие режим работы, должны устанавливаться с учетом места расположения грохота в схеме машины в следующей последовательности: в начале находят угол наклона решета α , затем угол направления колебаний β , после чего амплитуда A и число оборотов n .

Значения угла наклона решета α :

для лемеха, закрепленного на решете.	до 30°
для решета, расположенного за лемехом	до 20°
для второго решета.	до 15°
для грохотов, расположенных в середине или конце технологического процесса	до 10°

Для обеспечения лучшего транспортирования материала угол β должен устанавливаться для грохотов, расположенных в начале технологического процесса, в пределах 15—20°, в середине или конце технологического процесса — 20—25°.

Исходя из теоретических и экспериментальных исследований, оптимальные значения амплитуды колебаний A можно установить в пределах 0,015—0,025 м. Амплитуда 0,015 м рекомендуется для грохотов, используемых в середине или конце технологического процесса, а также первого грохота машин, предназначенных для подкапывания пласта тонким слоем (например, лукоборочных). В остальных случаях целесообразно применять амплитуду $A = 0,020 \div 0,025 \text{ м}$.

Оптимальное число оборотов, зависящее от принятых параметров α , β , A , определяют по формуле

$$n_{оп} = 30 \sqrt{\frac{N \cos \alpha}{A \sin \beta}} \text{ об/мин.}$$

Коэффициент N устанавливают из условия обеспечения режима с подбрасыванием, когда время полета частицы равно времени одного оборота. Для грохотов с $A = 0,020 \div 0,025 \text{ м}$ $N = 3,3$, а для грохотов с $A = 0,015 \text{ м}$ принимается $N = 4$.

Для работы грохотов в различных условиях целесообразно осуществлять их привод через вариатор с регулированием числа оборотов на $\pm 25—30\%$ от номинального.

Сепарирующие рабочие органы барабанного типа

Разновидности барабанных рабочих органов

Барабанные рабочие органы применяются в картофелеуборочных комбайнах в качестве сепарирующих и подъемно-транспортных устройств. Они отличаются надежностью в эксплуатации, малой энергоемкостью и отсутствием неуравновешенных инерционных сил.

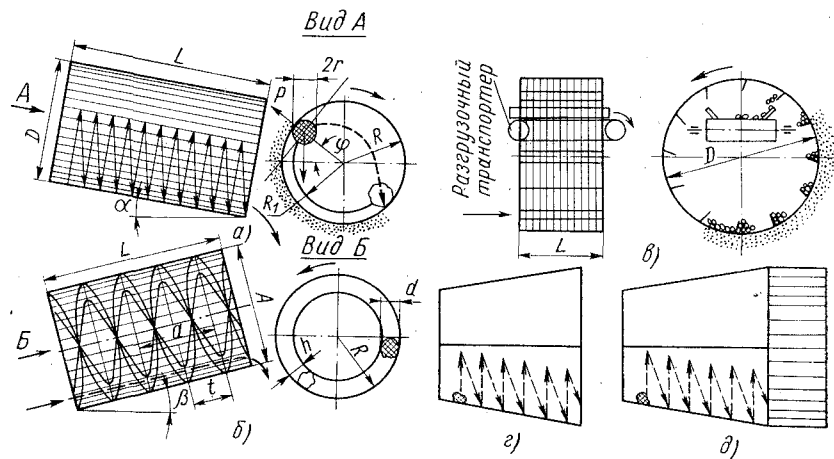


Рис. 97. Разновидности барабанных грохотов:

a — обычный барабанный грохот; *б* — барабанный грохот со спиралью; *в* — барабанный грохот с лопастями; *г* — конусный барабанный грохот; *д* — комбинированный барабанный грохот

В картофелеуборочных машинах применяют следующие цилиндрические барабанные грохоты: обычные барабанные грохоты (рис. 97, *a*), барабанные грохоты с внутренней спиралью (рис. 97, *б*) и барабанные грохоты с лопастями (карманами) для подъема клубней (рис. 97, *в*). Кроме того, находят применение конусные (рис. 97, *г*) и комбинированные двухъярусные барабанные грохоты (рис. 97, *д*). Верхний ярус комбинированного барабанного грохота образуется широко расставленными прутьями, предназначенными для отделения ботвы. Клубни через зазоры между прутьями проваливаются на основное решето барабана и скатываются вниз по уклону. Грохот заканчивается барабаном с карманами для подъема клубней. Ботва, перемещаясь вдоль барабана, скатывается в жгут и удаляется из барабана ботвоудаляющими прутьями.

Одним из недостатков обычного барабанного грохота является то, что он может работать только при наклоне в сторону перемещения массы.

Перемещение материала в этом грохоте происходит следующим образом: вначале материал под действием сил трения о стенку барабана поднимается вместе со стенкой на некоторый угол, затем скользит вниз или отрывается и падает по параболической траектории, перемещаясь вдоль барабана в сторону его наклона к горизонту. В процессе перекачивания материала происходит просеивание мелкой почвы, а также некоторое разрушение комков. Процесс подъема и падения частиц происходит непрерывно до тех пор, пока они не дойдут до противоположного конца барабана, где происходит их выгрузка.

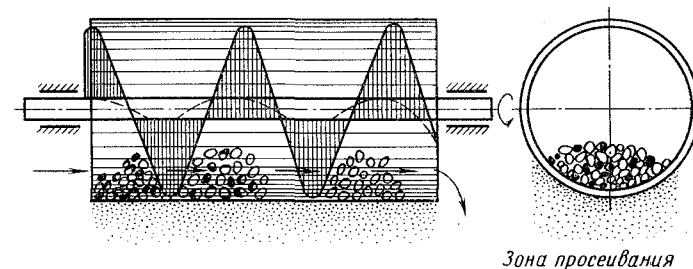


Рис. 98. Схема неподвижного барабана в сочетании со шнеком

Перемещение материала вдоль грохота с внутренней спиралью происходит в результате пересыпания частиц по спиральным канавкам при вращении барабана. Поэтому такой барабан может транспортировать материал вверх под небольшим углом к горизонту.

Барабанный грохот с лопастями в последнее время широко применяется в картофелеуборочных комбайнах главным образом для подъема клубней и почвы. Находят применение также и комбинированные барабанные грохоты. Техническая характеристика барабанных рабочих органов некоторых картофелеуборочных комбайнов приведена в табл. 18.

На некоторых экспериментальных картофелеуборочных машинах для транспортирования клубней с одновременным отсеиванием почвы (например, на комбайне ВИМ) применялись шнеки в сочетании с неподвижным решетчатым барабаном (рис. 98) или решетчатым лотком.

Представляют большой интерес барабанные рабочие органы, в которых интенсификация процесса сепарации использованы центробежные силы. Особенно перспективны такие рабочие органы для сепарации переувлажненных почв.

Способ отделения переувлажненной почвы на чашевых центрифугах (рис. 99, *a*) был исследован Б. И. Максимовым [26].

Таблица 18

Техническая характеристика барабанных грохотов каргофелеуборочных комбайнов

Показатели	КГП-2	ККУ-2	«Эженгорд»	«Самро»	«Амазоне»
Тип и форма	Цилиндрический с лопастями		Двенадцатигранная усеченная пирамида	Усеченный конус	Цилиндрический
Общая длина в мм	700	700	2000	960	700
Длина рабочей части наружного барабана в мм	700	—	1620	—	600
Диаметр наружного барабана в мм:					
передней части	2065	2070	1470	1350	1500
задней части	—	—	1850	1100	—
Длина внутреннего барабана в мм	—	—	1280	—	—
Диаметр в мм:					
передней части	Внутренний барабан отсутствует		1270	Внутренний барабан отсутствует	
задней части	—		1400	—	
Шаг шнура (прутка), образующего поверхность барабана, в мм	22	27	30	30	28
Диаметр шнура (прутка) в мм	8	7	10	6,5	8
Просвет между шнурами (прутками) в мм	14	20	20	23,5	20
Число оборотов в минуту	8	7,5	12—14	14, 20, 28	30
Количество подъемных лопастей	20	21	12	8	6
Размеры выгрузных лопастей в мм	—	175×700	450× ×215× ×200	100×250	160 (высота пальцев)

При отделении на чашевой центрифуге почвы влажностью 19,63—33,93% было получено в бункере чистых клубней 70,8—100% при полноте отделения почвы 95—100%.

Однако чашевая центрифуга имеет существенные конструктивные и технологические недостатки: для загрузки ее требуется подъем массы на большую высоту, разгрузка осуществляется при большой скорости вылета материала по всему периметру чаши, поверхность чаши забивается растительностью.

ВИСХОМом в последние годы были разработаны и исследованы несколько других вариантов центробежных барабанных сепараторов, показанных на рис. 99, б и в.

Технологический процесс центробежного подъемно-сепарирующего барабана (рис. 99, б) отличается тем, что прижатая к стенке цилиндрического барабана неотсепарированная часть

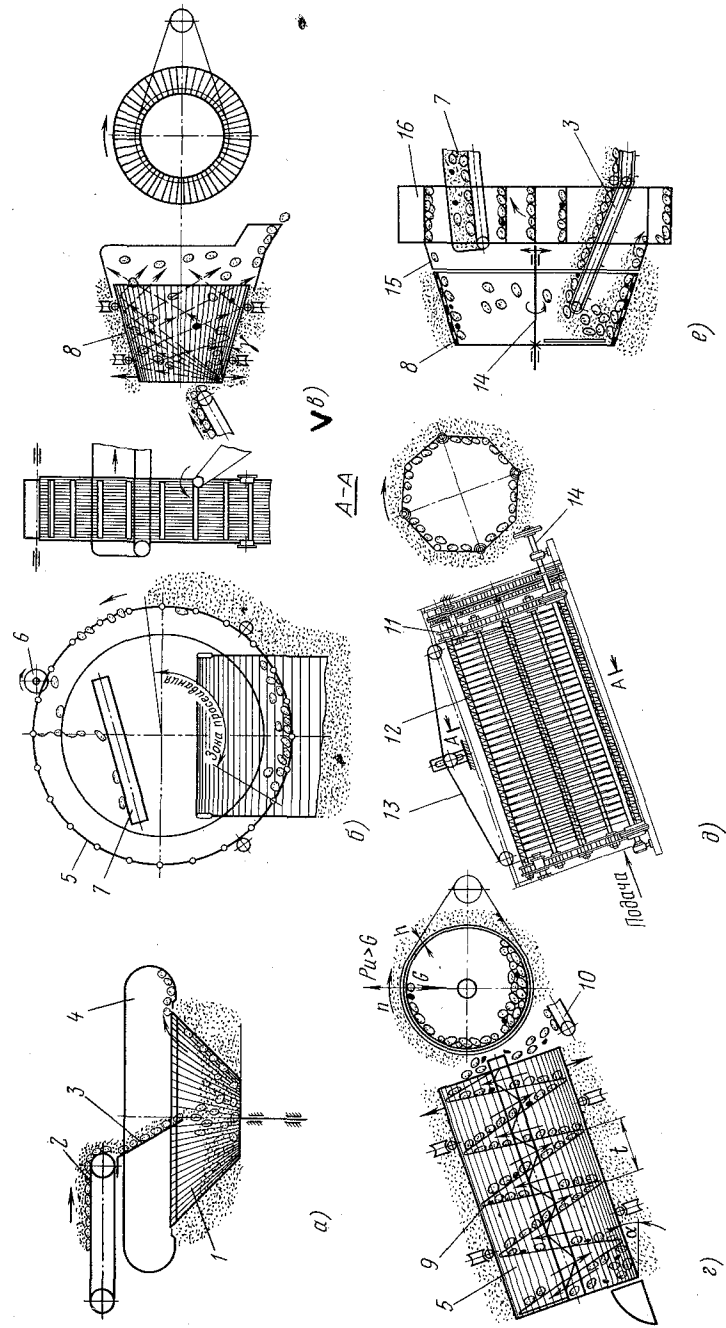


Рис. 99. Схемы роторных центробежных сепараторов:

а — чашевый с вертикальной осью; б — подъемно-сепарирующий; в — конусный; г — барабано-шнековый; д — роторно-витковый; е — чашевый с горизонтальной осью; 1 — прутковая коническая чаша; 2 — улавливающее устройство; 3 — питающий транспортер; 4 — лоток; 5 — прутковый цилиндрический барабан; 6 — битер (съемник); 7 — переборочный стои; 8 — конический прутковый барабан; 9 — шнек; 10 — приемный транспортер; 11 — центробежное колесо; 12 — винтовые валики; 13 — трос; 14 — приводной вал; 15 — улавливающий конус; 16 — подбемный барабан

почвы и клубни разгружаются в верхней части специальным битором — съемником на переборочный стол.

Таким образом, в одном рабочем органе совмещается процесс центробежной сепарации почвы и подъем массы на переборочный стол.

✓ Конусный сепаратор, показанный на рис. 99, в, состоит из конического пружкового барабана и приемного улавливающего устройства. Недостатком этого рабочего органа по сравнению с предыдущим является разгрузка клубней при центробежном режиме сепарации по всей периферии барабана, что затрудняет их улавливание без повреждений.

Принцип действия барабанно-шнекового сепаратора показан на рис. 99, г. Пласт почвы с клубнями поступает в барабан 5 непосредственно с корытообразных лемехов. Барабан имеет число оборотов, обеспечивающее сильное прижатие пласта к стенке барабана и выжимание почвы. Внутри барабана имеется шнек 9, который может быть как неподвижным, так и вращающимся. Шнек транспортирует клубни, почву, ботву, очищает прутья барабана от нависания ботвы и растительности. Клубни выгружаются на противоположном конце барабана, в месте выхода из него шнека.

Этот рабочий орган обеспечивает эффективную сепарацию почвы, находящейся как в пластичной, так и в твердой консистенциях. Однако существенным недостатком его является повреждаемость клубней, вызываемая воздействием шнека.

С целью устранения этого недостатка предложен роторно-винтовой сепаратор (рис. 99, д), отличающийся тем, что для обеспечения непрерывного перемещения обрабатываемого материала вдоль оси вращения барабана его поверхность образована движущимся тросом 13. При одном обороте барабана винтовые направляющие валики 12, образующие его основу, благодаря согласующему дифференциальному механизму также совершают один полный оборот вокруг своей оси. При этом сходящая с конца барабана ветвь бесконечного троса по направляющим блокам подается непрерывно на передний конец барабана и равномерно укладывается во впадинах винтовых валиков, которыми смещается вдоль образующих барабанов, увлекая за собой находящийся на поверхности материал.

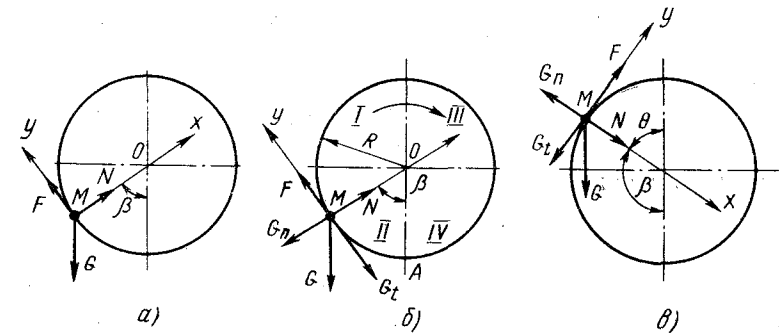
К недостаткам этого сепаратора следует отнести относительную сложность конструкции и разгрузку материала по всему периметру выходного цилиндра, что затрудняет улавливание клубней.

Большинство перечисленных выше недостатков устранено в конструкции роторно-чашевого сепаратора, показанного на рис. 99, е. Конструкция привода значительно упрощена благодаря установке сепаратора 8 на валу 14, скорость клубней снижена путем введения улавливающего конуса 15. Сепаратор хорошо komponуется с подъемным барабаном 16.

Достоинством этого устройства является то, что оно может обеспечивать процесс сепарации и транспортирования при центробежном режиме и при режиме грохочения.

Режимы движения частиц по цилиндрическим поверхностям с горизонтальной осью вращения

Теоретические вопросы, связанные с анализом работы цилиндрических барабанов горнообогатительных и зерноочистительных машин, рассматривались в работах Л. Б. Левенсона, М. Н. Летошнева, В. М. Осецкого, Г. Д. Терскова, М. Я. Резниченко и др. Барабанные сепарирующие рабочие органы картофелеуборочных машин имеют ряд специфических особенностей.



✓ Рис. 100. Равновесие частицы:

а — находящейся на неподвижной цилиндрической поверхности; б и в — находящейся на вращающейся цилиндрической поверхности

В отличие от применения барабанов в горнообогатительных и зерноочистительных машинах, где не предъявляется требование подъема материала вверх в процессе сепарации, для сепарирующих барабанов картофелеуборочных машин это требование является одним из основных.

✓ Режимы движения обрабатываемого материала (почва, клубни) должны в наибольшей мере способствовать протеканию рабочего процесса сепарации почвы и не вызывать повреждений клубней.

При очень медленном вращении цилиндрического барабана центробежную силу можно не учитывать, тогда частица будет находиться под действием двух сил (рис. 100, а): силы тяжести $G = mg$ и силы трения $F = fN = fG \cos \beta$, где f — коэффициент трения частицы о поверхность барабана; β — угол поворота барабана.

Частица будет увлекаться цилиндрической поверхностью до тех пор, пока

$$F > G \sin \beta, \quad (83)$$

т. е. пока сила трения превосходит по величине составляющую веса частицы.

Скатывание частицы начинается при $F = G \sin \beta$. Подставив значение F , получаем условие скатывания

$$fG \cos \beta = G \sin \beta, \quad (84)$$

или, поскольку $f = \operatorname{tg} \varphi$, условие скатывания запишется так:

$$\varphi = \beta.$$

Частица начнет скатываться, когда угол β станет больше угла трения φ .

При вращении барабана с угловой скоростью ω (рис. 100, б), кроме силы тяжести $G = mg$, силы трения $F = fN$ и нормальной реакции поверхности барабана, на частицу будут действовать силы инерции:

$$J_n = m \frac{v^2}{R} = mR\omega^2$$

и тангенциальная

$$J_t = m \frac{dv}{dt} = mR \frac{d\omega}{dt}.$$

В случае, когда частица сохраняет относительный покой на стенке барабана, $J_t = 0$. Частица останется в покое до тех пор, пока составляющая веса $G \sin \beta$ не превзойдет силу трения, которая равна

$$F = fN = f(G \cos \beta + mR\omega^2).$$

Условие равновесия

$$f(G \cos \beta + mR\omega^2) = G \sin \beta. \quad (85)$$

Влияние центробежной силы проявляется в том, что частица поднимается цилиндрической поверхностью выше, чем при отсутствии этой силы.

Угол подъема частицы с учетом действия центробежной силы

$$\beta_n = \varphi + \arcsin \left[\frac{\omega^2 R}{g} \sin \varphi \right], \quad (86)$$

т. е. угол подъема β_n больше угла трения φ .

Число оборотов, при котором осуществляется подъем материала на заданный угол,

$$n_6 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sin (\beta_n - \varphi)}{R \sin \beta_n}} \approx 30 \sqrt{\frac{\sin (\beta_n - \varphi)}{R \sin \varphi}}. \quad (87)$$

Если $\beta_n > \frac{\pi}{2}$, частица переходит во II квадрант, в котором создаются условия для ее отрыва от поверхности.

Режим движения барабана М. Я. Резниченко [51] и другие исследователи определяют отношением центростремительного ускорения на его внутренней стенке $\omega^2 R$ к ускорению свободного падения g :

$$k_6 = \frac{\omega^2 R}{g} = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \cdot \frac{R}{g} = \frac{\pi^2}{g} \cdot \frac{n^2 R}{900} \approx \frac{n^2 R}{900}. \quad (88)$$

Коэффициент k_6 называют кинематическим параметром барабана.

Через коэффициент k_6 условие отрыва частицы от стенки барабана выразится так:

$$k_6 = -\cos \beta. \quad (89)$$

Следуя В. М. Осецкому [32], можно выделить четыре режима движения частицы (точки) по внутренней поверхности цилиндрического барабана.

Первый режим соответствует углу подъема до $\frac{\pi}{2}$, когда точка совершает колебательные движения по дуге окружности барабана.

Второй режим соответствует углу подъема от $\frac{\pi}{2}$ до π , когда часть траектории точки будет дугой окружности барабана, часть — параболой (движение с отрывом).

Третий режим, когда точка, не отрываясь от барабана, совершает круговые движения и скользит по барабану.

Четвертый режим, когда точка вращается вместе с барабаном, не отделяясь от его поверхности и не скользя по ней.

Кинематический параметр барабана, при котором наибольший угол подъема $\beta_n = \frac{\pi}{2}$ и выше которого начинается второй

режим, назван М. Я. Резниченко *нижним критическим* и обозначен $k_{н.к.}$. Кинематический параметр барабана, при котором наибольший угол подъема $\beta_n = \pi$ и выше которого начинается третий режим, назван *верхним критическим* и обозначен $k_{в.к.}$. Кинематический параметр барабана, выше которого начинается четвертый режим, назван *сверхкритическим* и обозначен $k_{с.к.}$. Числа оборотов, соответствующие этим режимам, обозначим через $n_{к_1}$, $n_{к_2}$ и n_{\max} . √

Для картофелеуборочных машин, исходя из условий наименьшего повреждения клубней, наибольший интерес представляет первый режим. Хотя производительность барабанного грохота при втором режиме значительно выше, чем при первом, такой режим менее приемлем, так как при соударениях с поверхностью барабана могут быть значительные повреждения клубней. √ Третий и четвертый режимы представляют интерес при центробежной сепарации. †

Для более точных определений параметров барабана следует учитывать, что в большинстве случаев частица находится не в относительном покое, поэтому необходимо знать уравнение движения частицы (точки) по поверхности барабана.

Впервые уравнения движения обособленной материальной точки по внутренней поверхности вращающегося барабана с горизонтальной осью составлено В. М. Осецким.

Исходя из рис. 100, б можно составить уравнения равновесия частицы, находящейся на поверхности барабана:

$$\Sigma X = N - J_n - G \cos \beta = 0; \quad (90)$$

$$\Sigma Y = F - J_t - G \sin \beta = 0. \quad (91)$$

После преобразований этих выражений получим

$$\omega \frac{d\omega}{d\alpha} - f\omega^2 = \frac{g}{R} (f \cos \beta - \sin \beta). \quad (92)$$

Из этого равенства можно найти зависимость между ω и β . После математических преобразований, выполненных в работах В. М. Осецкого, уравнение, выражающее эту зависимость, будет

$$\omega^2 = \frac{2g}{R(1+4f^2)} [3f \sin \beta + (1-2f^2)(\cos \beta - e^{2f\alpha})]. \quad (93)$$

Однако оно действительно только для частных случаев, когда частица отстает от барабана ($v_{\max} \leq v_{\delta}$).

Из рассмотренных зависимостей видно, что угловая скорость точки зависит лишь от коэффициента трения и радиуса барабана. На характер движения точки не влияет угловая скорость барабана, если она удовлетворяет условию $\omega > \omega_{\max}$.

При выводе уравнения движения В. М. Осецкий принимал начальные условия, исходя из подачи материала в барабан в точке А (при $\beta = 0$) и нулевой скорости частицы.

На самом же деле подача может быть осуществлена и в IV квадранте. В этом случае точка получает разгон и может иметь скорость, превышающую скорость барабана ($\omega_{\max} > \omega$).

Наиболее полный анализ движения материальной точки по равномерно вращающейся цилиндрической поверхности с горизонтальной осью применительно к рабочим органам зерноочистительных машин дан в работах М. Я. Резниченко [51]. Полученные им уравнения дают возможность установить все параметры точки в зависимости от ее положения на вращающейся поверхности и начальных условий движения.

Если $k_{\delta} = -\cos \beta$, то нормальное давление становится равным нулю, и частица теряет связь с поверхностью. При этом прекращается действие всех сил, кроме силы тяжести G , и частица отрывается от поверхности барабана со скоростью, равной ее окружной скорости v_a в момент отрыва. Частица совершает полет под действием силы тяжести как тело, брошенное под уг-

лом к горизонту, пока траектория ее движения не пересечет снова окружность барабана.

Из уравнений В. М. Осецкого и М. Я. Резниченко следует, что отрыву частицы во II квадранте предшествует замедленное движение ее по поверхности барабана.

Возьмем начало координат в точке отрыва частицы и составим уравнения движения частицы после отрыва (рис. 101). Обозначим: β_{om} — угол отрыва частицы, θ — дополнительный угол отрыва частицы ($\theta = \pi - \beta_{om}$); v_{om} — абсолютная скорость частицы в момент отрыва.

Определим скорость частицы v_{om} в момент отрыва, исходя из того, что в этот момент проекция всех сил на нормаль равна нулю

$$\Sigma P_N = N + mg \cos \theta - mR\omega^2 = 0, \quad (94)$$

откуда

$$N = mR\omega^2 - mg \cos \theta = 0,$$

следовательно,

$$\omega^2 = \frac{g}{R} \cos \theta > 0. \quad (95)$$

Это уравнение показывает, что отрыв частицы от поверхности барабана произойдет раньше, чем ω обратится в нуль, т. е. v_{om} всегда имеет положительное значение. Подставив в выражение

$$\omega = \frac{v}{R}, \text{ получим}$$

$$v_{om}^2 = (\omega^2 R)^2 = gR \cos \theta,$$

откуда

$$v_{om} = \sqrt{gR \cos \theta}. \quad (96)$$

Параметрические уравнения полета частицы:

$$\left. \begin{aligned} x &= v_{om} \cos \theta t; \\ y &= v_{om} \sin \theta - \frac{gt^2}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (97)$$

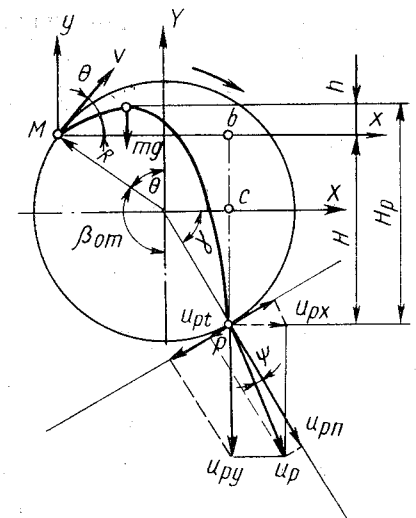


Рис. 101. Движение частицы внутри вращающегося барабана

Исключив t , получаем уравнение параболической траектории полета частицы

$$y = x \operatorname{tg} \theta - \frac{gx^2}{2v_{om}^2 \cos^2 \theta}. \quad (98)$$

Подставив значение v_{om}^2 из уравнения (96) в выражение (98), получим уравнение параболы в следующем виде:

$$y = x \operatorname{tg} \theta - \frac{x^2}{2R \cos^2 \theta}. \quad (99)$$

Чтобы найти координаты точки P пересечения траектории частицы с окружностью барабана, необходимо совместно решить уравнение параболы (98) и уравнение окружности барабана

$$(x - R \sin \theta)^2 + (y + R \cos \theta)^2 = R^2, \quad (100)$$

которому можно придать следующий вид:

$$x^2 + y^2 - 2Rx \sin \theta + 2Ry \cos \theta = 0. \quad (101)$$

Подставив значение y из уравнения (99) и произведя преобразования, получаем

$$\frac{x^4}{4R \cos^2 \theta} - \sin \theta x^3 = 0. \quad (102)$$

Отбросив нулевые решения, имеем

$$x_p = 4R \sin \theta \cos^2 \theta; \quad (103)$$

$$y_p = -4R \sin \theta \cos \theta. \quad (104)$$

Расстояние от оси абсцисс до высшей точки подъема частицы

$$h = \frac{v_{om}^2 \sin^2 \theta}{2g} = 0,5R \sin^2 \theta \cos \theta. \quad (105)$$

Полная высота падения частицы

$$H_p = h + H = 4,5R \sin^2 \theta \cos \theta. \quad (106)$$

Принимая во внимание, что $H_p = R \sin \gamma + R \cos \theta$, можно определить угол γ , который образует радиус-вектор точки P с направлением OX :

$$\gamma = 3\theta - \frac{\pi}{2}. \quad (107)$$

Определим скорость частицы в момент встречи с барабаном. В свободном движении горизонтальная составляющая скорости не изменяется, т. е.

$$u_{px} = v_{om} \cdot x = \sqrt{Rg \cos \theta} \cos \theta. \quad (108)$$

Вертикальную составляющую скорости частицы определим из условий свободного падения тела с высоты $H_p = H + h$.

$$u_{py} = \sqrt{2gH_p}. \quad (109)$$

Подставив значение H_p из формулы (106), получим

$$u_{py} = 3\sqrt{Rg \cos \theta} \sin \theta. \quad (110)$$

Полная скорость частицы при соударении

$$u_p = \sqrt{u_{px}^2 + u_{py}^2} = \sqrt{Rg \cos \theta (9 - 8 \cos^2 \theta)}. \quad (111)$$

Чтобы судить о степени возможных повреждений клубней, необходимо знать нормальную и касательную составляющие скорости u_p при встрече их с барабаном.

Поверхность самого барабана не имеет нормальной составляющей скорости, а тангенциальная составляющая скорости равна его окружной скорости $v_{t\theta} = \omega R$.

Из схемы, показанной на рис. 101, видно, что тангенциальная составляющая скорости u_p

$$u_{pt} = u_{py} \cos \gamma - u_{px} \sin \gamma. \quad (112)$$

Подставляя в это выражение значения u_{py} и u_{px} и производя преобразования с учетом равенства $\gamma = 3\theta - \frac{\pi}{2}$, получаем

$$u_{pt} = \sqrt{Rg \cos \theta} [2 \cos(2\theta) - \cos(4\theta)]. \quad (113)$$

Обозначим угол наклона скорости частицы к нормали через ψ и определим синус этого угла

$$\sin \psi = \frac{u_{pt}}{u_p} = \frac{\sqrt{Rg \cos \theta} [2 \cos(2\theta) - \cos(4\theta)]}{\sqrt{Rg \cos \theta (9 - 8 \cos^2 \theta)}} = \frac{2 \cos(2\theta) - \cos(4\theta)}{\sqrt{9 - 8 \cos^2 \theta}}. \quad (114)$$

Определим нормальную составляющую скорости

$$\begin{aligned} u_{pn} = u_p \cos \psi &= \sqrt{Rg \cos \theta (9 - 8 \cos^2 \theta)} \sqrt{1 - \left(\frac{2 \cos(2\theta) - \cos(4\theta)}{\sqrt{9 - 8 \cos^2 \theta}} \right)^2} = \\ &= \sqrt{Rg \cos \theta [9 - 8 \cos^2 \theta - 4 \cos^2(2\theta) + \cos^2(4\theta)]}. \quad (115) \end{aligned}$$

Для наименьших повреждений клубней тангенциальная составляющая скорости частицы при встрече должна быть близкой или равной $v_{t\theta} = \omega R$, а нормальная составляющая u_n должна быть минимальной или близкой нулю.

Приравняв каждый из сомножителей уравнения (113) нулю, получим значение угла θ , при котором тангенциальная составляющая скорости частицы при соударении u_{pt} будет равна нулю: $\sqrt{Rg \cos \theta} = 0$; $\cos \theta = 0$; $\theta = 90^\circ$; угол отрыва $\beta_{om} = 90^\circ$; угол

встречи $\gamma = 3\theta - \frac{\pi}{2} = 180^\circ$. Таким образом, при $\theta = 90^\circ$ отрыв частицы фактически не произойдет

$$2 \cos(2\theta) - \cos(4\theta) = 0.$$

После некоторых преобразований получим уравнение

$$\cos^2(2\theta) - \cos(2\theta) - \frac{1}{2} = 0, \quad (116)$$

действительным решением которого является

$$\cos(2\theta) = \frac{1 - \sqrt{3}}{2} = -0,36605.$$

Откуда $\theta = 55^\circ 45'$ и соответственно $\beta_{om} = 124^\circ 15'$ и $\gamma = 77^\circ 15'$. Эта точка является границей, выше которой (при $\gamma < 77^\circ 15'$) тангенциальная составляющая скорости частицы совпадает с направлением вращения барабана, а ниже (при $\gamma > 77^\circ 15'$) будет направлена в противоположную сторону и тангенциальные составляющие скорости частицы и барабана при соударении будут складываться.

Следовательно, для уменьшения повреждений кожицы от касательных напряжений угол встречи γ должен быть менее $77^\circ 15'$.

Идеальным случаем, при котором тангенциальная составляющая скорости при встрече будет отсутствовать, является случай, когда $u_{pt} = \omega R$.

Угол θ для этого случая может быть определен из равенства

$$\sqrt{Rg \cos \theta} [2 \cos(2\theta) - \cos(4\theta)] = \omega R, \quad (117)$$

откуда

$$\cos \frac{1}{2} \theta [2 \cos(2\theta) - \cos(4\theta)] = \omega \sqrt{\frac{R}{g}}. \quad (118)$$

Уравнение (118) не решается простыми способами.

Анализ этого выражения показывает, что условие $u_{pt} = 0$ может быть достигнуто при угле $\beta_{om} = 140 \div 160^\circ$ и $\gamma \approx 90^\circ$ путем подбора соответствующей угловой скорости барабана ω , так как угол отрыва не зависит от ω . При этом значения ω не должны выходить за пределы между нижним и верхним критическими режимами.

Чтобы определить при каком угле отрыва β_{om} и соответствующем угле γ нормальная составляющая скорости частицы отсутствует, приравняем сомножители выражения (115) нулю.

Так же, как и для тангенциальной составляющей скорости, для нормальной составляющей получим первое решение:

$$\beta_{om} = 90^\circ, \quad \gamma = 180^\circ.$$

$$9 - 8 \cos^2 \theta - 4 \cos^2(2\theta) + \cos^2(4\theta) = 0.$$

Решение этого уравнения можно найти методом последовательных приближений. При $\theta \approx 20^\circ$ оно обращается в нуль.

Следовательно, угол встречи γ , при котором нормальная составляющая скорости частицы близка нулю, равен

$$\gamma = 3\theta - \frac{\pi}{2} \approx -30^\circ.$$

Закономерности осевого перемещения материала в наклонном барабанном грохоте

При работе гладкого цилиндрического барабана в первом режиме (без отрыва частиц от его поверхности) движение материала происходит следующим образом (рис. 102). Поднявшись вместе с поверхностью барабана до точки A_1 , определяемой углом подъема [уравнение (87)], частица начнет скользить вниз по линии наибольшего ската A_1B_1 , отклоняющейся от вертикали MN на угол ϵ , определяемый, согласно формуле проф. Л. Б. Левенсона,

$$\operatorname{tg} \epsilon = \frac{\sin 2\alpha}{2(\operatorname{tg}^2 \beta + \sin^2 \alpha)} = \operatorname{tg} \alpha \left[\frac{\cos^2 \alpha}{\operatorname{tg}^2 \beta + \sin^2 \alpha} \right]. \quad (119)$$

При обычных на практике малых углах наклона $\alpha = 5 \div 10^\circ$ и угле $\beta \approx 45^\circ$ угол отклонения ϵ может быть принят равным углу наклона α . Так как при этом, вследствие непрерывного вращения барабана, точка B_1 перейдет в A_2 , то отрезок винтовой линии A_2B_2 будет непосредственным продолжением отрезка A_1B_1 на внутренней поверхности барабана.

Следовательно, относительную траекторию частицы на внутренней поверхности барабана можно приблизительно¹ представить непрерывной винтовой линией A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3 и т. д., по которой движение частицы совершается прерывисто с паузами. Паузы происходят во время подъема частицы по дугам, лежащим в плоскости вращения $BA_1B_1A_2B_2A_3$ и т. д. Угол δ подъема этой винтовой линии (BA_1B_1) при малом угле наклона барабана α можно принять равным 2α ($\delta = \epsilon + \alpha \approx 2\alpha$).

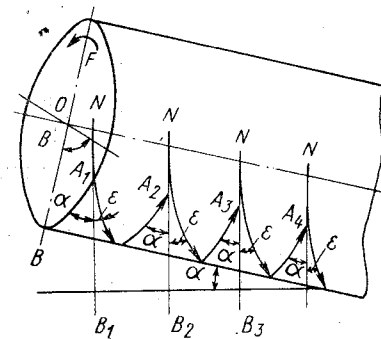


Рис. 102. Схема движения частицы по поверхности наклонного барабанного грохота при первом режиме

¹ Винтовая линия несколько искажается из-за непостоянства угла β , который во время скатывания частицы уменьшается до 0.

На развернутой в плоскость цилиндрической поверхности барабана траектория частицы изобразится в виде прямой линии $AB = S$, расположенной под углом δ к развернутой окружности $AC = k\pi D$, (где k — число оборотов, которое должен сделать барабан диаметром D , чтобы частица, движущаяся по линии AB , прошла всю длину барабана L).

Путь S , проходимый частицей по барабану, будет

$$S = \frac{L}{\sin \delta}. \quad (120)$$

Из рассмотренного вытекает основное достоинство барабанных грохотов — большая длина пути материала по сепарирующей поверхности и соответственно большое время контакта частиц с нею. Так, при угле наклона $5-10^\circ$ частица проходит по барабану путь в 3—5 раз, больший его длины.

Определим скорость осевого перемещения частицы v_L используя равенство (120). Время пребывания частицы в барабане

$$T = \frac{L}{v_L} = \frac{k2\pi R}{\omega R},$$

откуда

$$v_L = \frac{L\omega}{k2\pi}.$$

Подставив значение $L = k2\pi R \operatorname{tg} \delta$, получим

$$v_L = \frac{\pi R}{30} h \operatorname{tg} \delta = \omega R \operatorname{tg} \delta. \quad (121)$$

Из уравнения (121) вытекает, что скорость подачи барабанного грохота, работающего при первом режиме, прямо пропорциональна его угловой скорости, диаметру и тангенсу двойного угла наклона.

Производительность барабанного грохота выражается следующей формулой:

$$Q = \psi \gamma_n v_L F \text{ кг/сек}, \quad (122)$$

где ψ — коэффициент разрыхления почвенной массы;

γ_n — удельный вес почвенного пласта в кг/м^3 ;

F — площадь сечения слоя почвы в барабане в м^2 .

Принимая по Л. Б. Левенсону площадь параболического сегмента

$$F = \frac{2}{3} ah = \frac{2}{3} h \cdot 2,83 \sqrt{Rh} \approx 1,9 \sqrt{Rh^3}, \quad (123)$$

получаем

$$Q = \psi \gamma_n v_L \cdot 1,9 \sqrt{Rh^3} = \psi \gamma_n \frac{\pi R}{30} \operatorname{tg} \delta \cdot 1,9 \sqrt{Rh^3} \approx \approx 2\psi \gamma_n \operatorname{tg} \delta \sqrt{R^3 h^3} \text{ кг/сек.} \quad (124)$$

Теперь рассмотрим движение материальной частицы в наклонном вращающемся барабане в том случае, когда $\beta > \frac{\pi}{2}$ и частицы перемещаются вдоль барабана с отрывом от его поверхности (рис. 103).

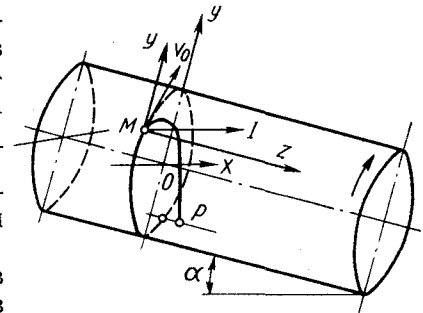


Рис. 103. Движение материальной частицы во вращающемся наклонном барабане при втором режиме (с отрывом от поверхности)

Начало координат примем в точке, где происходит отрыв частицы от поверхности барабана. Движение частицы после отрыва происходит под воздействием силы тяжести, проекции которой на оси координат следующие:

$$X = 0; \quad Y = -mg \cos \alpha; \quad Z = mg \sin \alpha.$$

Дифференциальные уравнения движения частицы по осям:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = 0; \quad m \frac{d^2y}{dt^2} = -mg \cos \alpha \quad \text{и} \quad m \frac{d^2z}{dt^2} = mg \sin \alpha.$$

Интегрируя дифференциальные уравнения и принимая во внимание начальные данные движения:

$$x_0 = y_0 = z_0 = 0;$$

$$v_{0x} = v_0 \cos \theta; \quad v_{0y} = v_0 \sin \theta; \quad v_{0z} = 0,$$

получаем кинематические уравнения движения:

$$x = v_0 \cos \theta t; \quad (125)$$

$$y = v_0 \sin \theta t - \frac{g \sin \alpha t^2}{2}; \quad (126)$$

$$z = \frac{g \sin \alpha}{2} t^2. \quad (127)$$

Скорость частицы в момент отрыва можно найти исходя из того, что проекции всех сил на нормаль в этот момент равны нулю:

$$v_{om}^2 = Rg \cos \theta \cos \alpha. \quad (128)$$

Исключая параметр t из первого и второго кинематических уравнений и подставляя значение v_{om}^2 , получаем зависимость между абсциссой и ординатой точки, аналогичную уравнению (99):

$$y = x \operatorname{tg} \theta - \frac{x^2}{2R \cos^3 \theta}.$$

Решая это уравнение совместно с уравнением поверхности барабана, получаем координаты x_p и y_p точки P падения частицы:

$$x_p = 4R \sin \theta \cos^2 \theta; \quad (129)$$

$$y_p = -4R \sin^2 \theta \cos \theta. \quad (130)$$

Определим время полета частицы по формуле (125):

$$t_p = \frac{x_p}{v_{om} \cos \theta} = \frac{4R \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{Rg \cos \alpha \cos \theta}}. \quad (131)$$

Перемещение вдоль оси z за время t_p определим по уравнению (127):

$$z_p = \frac{g \sin \alpha}{2} t_p^2 = 8R \operatorname{tg} \alpha \sin^2 \theta \cos \theta.$$

Цикл движения частицы складывается из двух фаз: подъема вместе со стенкой барабана до угла наибольшего подъема β_n , при котором нормальное давление становится равным нулю, и свободного полета, за время которого частица перемещается вдоль оси барабана на расстояние z_p .

Для вычисления скорости перемещения необходимо знать время первой и второй фазы.

Дуга, на которой происходит подъем (первая фаза),

$$\widehat{PM} = 2\pi - \theta + \frac{\pi}{2} + \gamma = 2\pi - 4\theta.$$

Следовательно, если пренебречь скольжением частицы, время первой фазы.

$$t_k = \frac{2\pi - 4\theta}{\omega}.$$

Время, затрачиваемое на параболическую часть пути, определяется по формуле (131).

Время полного цикла

$$t = t_k + t_p = \frac{2\pi - 4\theta}{\omega} + \frac{4R \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{Rg \cos \alpha \cos \theta}}. \quad (132)$$

Скорость перемещения вдоль оси барабана

$$v_L = \frac{z_p}{t} = \frac{4\omega R \sqrt{g \cos \alpha} \operatorname{tg} \alpha \sin^2 \theta \cos \theta}{\sqrt{g \cos \alpha} (\pi - 2\theta) + 2\omega \sqrt{R \cos \theta} \sin \theta}. \quad (133)$$

Как видно из формулы, скорость осевого перемещения пропорциональна угловой скорости, радиусу барабана и тангенсу угла наклона.

Для продвижения массы вверх вдоль барабана, применяют специальные спиральные лопасти (винтовые ленты). Принцип

действия грохота с лопастями мало отличается от наклонного барабанного грохота при первом режиме. Поднятый на некоторую высоту в результате трения о стенку барабана материал ссыпается вниз под действием силы тяжести, перемещаясь вдоль оси при помощи винтовой лопасти.

Количество массы, подхватываемой лопастью, зависит от числа оборотов барабана, поступательной скорости машины, а также от числа спиральных лопастей. Чем больше число оборотов барабана и число спиральных лопастей, тем меньшими порциями продвигается масса вдоль барабана.

При продвижении вдоль барабана частицы находятся в непрерывном соприкосновении со спиральной лопастью. Поэтому траектория движения частицы является винтовой линией с углом подъема, равным углу подъема спиральной (винтовой) лопасти.

Шаг однозаходного винта определяется из известного соотношения:

$$t = \frac{2\pi R}{v} v_L, \quad (134)$$

где R — радиус барабана;

v — окружная скорость точек стенки барабана;

v_L — требуемая скорость движения частиц внутри барабана в направлении его оси.

Угол установки винтовой лопасти внутри цилиндрического барабана обуславливается, с одной стороны, обеспечением необходимой скорости перемещения материала вдоль барабана, а с другой стороны, лимитируется углом трения почвы по лопасти:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{v_L}{\omega R} \leq \operatorname{tg} \varphi.$$

Поскольку при работе во втором режиме (с отрывом частиц от поверхности стенок) возможны случаи перебрасывания частиц через лопасть в нижнюю канавку и прекращение транспортирования материала вверх, угловая скорость барабана со спиралью должна ограничиваться первым критическим режимом.

При небольших диаметрах барабана однозаходная винтовая спираль не может обеспечить достаточную производительность барабана как транспортирующего устройства. Поэтому применяются многозаходные винтовые спирали. В многозаходных барабанах угол наклона винтовой линии также не должен превышать угла трения почвы о металл.

Обозначим число заходов z , а число оборотов барабана в минуту n . Тогда скорость передвижения материала вдоль оси барабана

$$v_L = \frac{znt}{60} \text{ м/сек.} \quad (135)$$

Иногда в барабанных грохотах картофелеуборочных машин спиральные лопасти не делают, а для осуществления продвиже-

ния массы производится спиральная навивка прутков, образующих поверхность барабана. В этом случае число заходов значительно увеличивается, а шаг уменьшается и становится равным шагу навивки. Однако такой барабан может перемещать материал вверх только в один слой.

При многозаходной спирали общая длина пути материала по сепарирующей поверхности

$$S = \frac{2\pi RL}{z\iota}$$

Разгрузка барабанного грохота с лопастями

Процесс сепарации почвы в цилиндрическом барабане с лопастями происходит без относительного перемещения материала по решетке барабана. Поэтому сепарирующая способность этих рабочих органов невелика, особенно при толстом слое материала, когда не все частицы почвы находятся в непосредственном контакте с решетчатой поверхностью. Разгрузка лопастей (карманов), как правило производится во II квадранте.

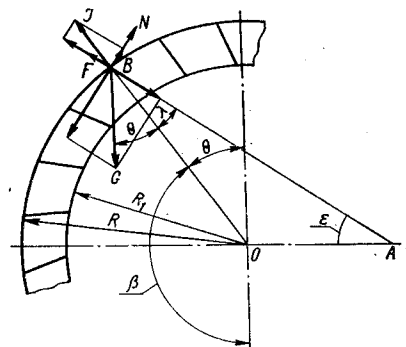


Рис. 104. Условие равновесия частицы, находящейся на лопасти подъемного барабана

Первоначально лопасти подъемных барабанов картофелеборочных комбайнов устанавливали радиально, а для предотвращения преждевременного скатывания клубней и комков к каждой лопасти шарнирно крепили заслонку, которая благодаря специальному направляющему механизму

направляющему механизму отклонялась в заданной точке. Однако этот механизм быстро выходил из строя.

Возникла задача обосновать возможность применения жестких лопастей с постоянным углом наклона.

Из схемы, показанной на рис. 104, вытекает, что сбрасывание клубней, почвы и других примесей произойдет в тот момент, когда лопасть будет наклонена к горизонту под некоторым углом ϵ , зависящим от угла трения (скольжения или качения) данного материала о поверхность лопасти и режима работы барабана.

Угол ϵ связан с центральным углом поворота барабана θ соотношением

$$\epsilon = 90 - (\theta + \lambda),$$

где λ — угол наклона радиуса OB к линии лопасти AB .

Угол λ является конструктивным параметром и может иметь знак плюс или минус, в зависимости от того, где пересечет линия AB горизонтальную ось цилиндра — слева или справа. При радиальном расположении лопасти $\lambda = 0$.

Кинематические параметры барабана (R и n) устанавливают из следующих соображений:

Радиус R для обеспечения подъема массы на переборочный стол должен быть в пределах 1—1,1 м.

Число оборотов n_6 ограничивается допустимой скоростью вылета клубней при разгрузке, которая для исключения повреждений клубней не должна превышать 1,2 м/сек:

$$v = \omega R = \frac{\pi n_6}{30} R \leq 1,2 \text{ м/сек},$$

откуда при $R = 1,0$ м

$$n_6 \leq \frac{1,2 \cdot 30}{\pi R} = 11,5 \text{ об/мин.}$$

Необходимо определять оптимальное значение угла λ , исходя из условия обеспечения сбрасывания клубней, почвы и растительных примесей в зоне, определяемой конструктивными соображениями компоновки переборочного стола в пределах $\theta = 45 \div 15^\circ$.

Рассмотрим, пользуясь рис. 104, условия равновесия частицы, находящейся на лопасти подъемного барабана во II квадранте. На частицу, находящуюся на лопасти подъемного барабана во II квадранте, действуют следующие силы. Сила тяжести $G = mg$, направленная вниз; центробежная сила $J = \frac{G}{g} \omega^2 R$, направленная по радиусу OB ; сила трения $F = f_1 N$, направленная вверх вдоль линии лопасти AB , и сила нормального давления N .

Движение частицы по лопасти возможно только по направлению BA и начнется с того момента, когда сумма проекций всех сил на направление BA будет равна нулю.

Проектируя силы на направление BA , получаем условие равновесия

$$G \sin \epsilon = f_1 \left(G \cos \epsilon - \frac{G}{g} \omega^2 R \sin \lambda \right) + \frac{G}{g} \omega^2 R \cos \lambda. \quad (136)$$

Сокращая на G и преобразуя, имеем

$$\text{tg } \epsilon = \text{tg } \varphi + \frac{\omega^2 R}{g} (1 - f_1 \text{tg } \lambda) \cdot \frac{\cos \lambda}{\cos \epsilon}. \quad (137)$$

Анализируя равенство (137), приходим к выводу о том, что второй член правой части будет иметь положительное значение при всех отрицательных значениях угла λ и при положительных, когда $\lambda < (90 - \varphi)$, ибо в случае $\varphi = 90 - \lambda$, $\text{tg } \lambda = \frac{1}{\text{tg } \varphi}$ и

второй член обращается в нуль. Принимая во внимание, что практически угол λ невелик и не достигает $90^\circ - \varphi$, получаем, что во всех случаях угол ε , при котором частицы сбрасываются с лопасти, больше чем угол трения φ .

Анализ уравнения (137) показывает также, что угол скатывания ε зависит от коэффициента трения материала о лопасти. Чем меньше коэффициент трения скольжения (качения) материала, тем раньше он будет сбрасываться с лопасти (при больших углах θ).

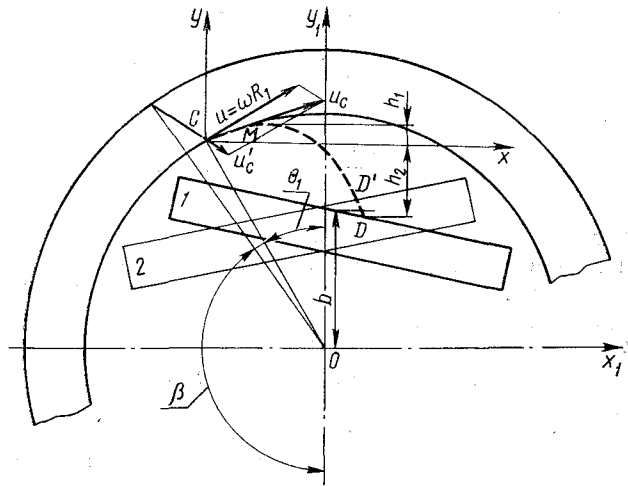


Рис. 105. Траектория полета частицы, сброшенной с лопасти барабана

Пользуясь уравнением (137), можно определить углы ε и θ для различных материалов. Но и анализ в общем виде показывает, что лопастной барабан может быть использован не только как подъемно-сепарирующее устройство, но и как рабочий орган, производящий предварительное разделение клубней и примесей по фрикционным свойствам. Для этой цели необходимо предусмотреть отдельный сбор клубней, которые благодаря небольшому углу качения (до 15°) должны скатываться первыми, и примесей (почва, растительность), имеющих большой коэффициент трения.

Для правильной установки переборочного стола и делителя, разделяющего поток клубней и примесей, необходимо определить траектории полета частиц. Рассмотрим полет частицы, оторвавшейся от лопасти (рис. 105). Начальная скорость частицы в данном случае равна окружной скорости v барабана, а направление ее определяется углом θ_1 , при котором частица сбрасы-

вается с лопасти. Угол θ_1 может быть определен подстановкой в уравнение (137) значений ε и λ :

$$\theta_1 = 90^\circ - \left[\varphi + \arcsin \left(\frac{\omega^2 R}{g} \sin \varphi \right) \right]. \quad (138)$$

В результате скольжения по лопасти частица приобретает некоторую скорость u'_c , направленную вдоль лопасти. Но учитывая малую длину лопасти, скорость скольжения не может достигнуть большой величины и ею можно пренебречь.

Траекторией свободного полета тела будет парабола CMD . Если начало координат x, y отнести к точке C и выразить текущие координаты в функции параметра t , то траектория определится уравнениями:

$$\begin{aligned} x &= u \cos \theta_1 t; \\ y &= u \sin \theta_1 t - \frac{1}{2} g t^2. \end{aligned}$$

Скорость частицы для любого момента времени t будет:

$$\begin{aligned} v_x &= u \cos \theta_1; \\ v_y &= u \sin \theta_1 - g t. \end{aligned}$$

Наибольшая высота подъема будет в момент времени, когда $u_y = 0$:

$$t = \frac{u \sin \theta_1}{g}.$$

Откуда

$$h_1 = y_{\max} = \frac{u^2 \sin^2 \theta_1}{2g}.$$

Общая высота падения частицы с лопасти барабана на плоскость переборочного транспортера определится суммой $h_1 + h_2$.

Как говорилось выше, клубни, почва и растительные примеси имеют различные коэффициенты трения и поэтому сбрасываются с лопастей при разных углах θ и имеют различные траектории полета. Для лучшего анализа условий их полета и попадания на приемный транспортер целесообразно перенести начало координат в центр окружности O , используя при этом формулы перехода:

$$x = x_1 + R_1 \sin \theta_1; \quad y = y_1 + R_1 \cos \theta_1.$$

В этом случае уравнения траектории полета запишем так:

$$x_1 = vt \cos \theta_1 - R_1 \sin \theta_1; \quad (139)$$

$$y_1 = y + R_1 \cos \theta_1 = vt \sin \theta_1 - \frac{1}{2} g t^2 + R_1 \cos \theta_1. \quad (140)$$

Исключая параметр t , получаем уравнение траектории полета в общем виде

$$y_1 = x_1 \operatorname{tg} \theta_1 + R_1 \sin \theta_1 + R_1 \cos \theta_1 - g \frac{x^2 + 2x_1 R \sin \theta + R^2 \sin^2 \theta}{2v^2 \cos^2 \theta}. \quad (141)$$

Уравнение плоскости переборочного стола в этих осях координат

$$y_1 = \pm x_1 \operatorname{tg} \alpha + b, \quad (142)$$

где α — угол наклона стола к горизонтали;

b — расстояние от точки пересечения линии стола с осью ординат до оси абсцисс.

Знак плюс ставят в формуле при наклоне стола слева вверх, знак минус — слева вниз.

Совместное решение этих уравнений дает возможность определить координаты точек пересечения траекторий полета частиц с транспортером.

Анализ рабочего процесса барабанных сепараторов при центробежных режимах

✓ Для расположения частицы при движении на поверхности барабана ее угловая скорость должна быть такой, чтобы в наивысшей точке окружности (см. рис. 100, в) нормальная реакция барабана стала большей нуля. Согласно формуле (88), это достигается при

$$n_{\delta 2} \geq \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R}} \approx \frac{30}{\sqrt{R}}.$$

Однако при таком числе оборотов не исключается возможность скольжения частицы по стенке барабана и, следовательно, возможность отставания ее от барабана. Если число оборотов барабана в минуту в соответствии с формулой (87)

$$n_{\delta \max} \geq \frac{30}{\sqrt{R \sin \varphi}},$$

то будет исключена возможность всякого скольжения частицы по поверхности барабана и она станет вращаться вместе со стенкой барабана.

Следовательно, в интервале между числами оборотов $n_{\delta 2}$ и $n_{\delta \max}$

$$\frac{30}{\sqrt{R}} \leq n_{\delta} \leq \frac{30}{\sqrt{R \sin \varphi}} \quad (143)$$

будет осуществляться так называемый третий режим взаимодействия частицы с вращающимся барабаном, при котором она прижимается к стенке, но имеет относительное движение (проскальзывание) по ней.

Следует отметить, что этот режим является неустойчивым особенно при n_{δ} , близких к $n_{\delta 2} = \frac{30}{\sqrt{R}}$, так как в результате проскальзывания скорость частицы может стать меньше скорости барабана, центробежная сила, прижимающая ее к стенке, уменьшится и она может оторваться от стенки.

При числе оборотов барабана $n_{\delta} > n_{\delta \max} = \frac{30}{\sqrt{R \sin \varphi}}$ возможность скольжения частицы по стенке исключается и наступает четвертый режим, при котором частица вращается вместе со стенкой барабана, не скользя по ней и не отделяясь от нее.

Из рассмотренного очевидно, что обычный цилиндрический барабанный грохот при третьем или четвертом режиме работы практически становится неработоспособным, так как прекращается транспортирование материала.

✓ Для обеспечения саморазгрузки центробежные барабаны (центрифуги) в других областях техники делают обычно коническими. В этом случае перемещение материала вдоль стенки осуществляется под действием слагающей центробежной силы инерции (рис. 106). Условие перемещения частицы

$$J \sin \alpha \geq G \sin \alpha + F.$$

После преобразований этого неравенства имеем

$$\frac{\omega^2 R}{g} \sin \alpha \geq \sin \alpha + f \frac{\omega^2 R}{g} \cos \alpha - \frac{f}{g} \cos \alpha. \quad (144)$$

Однако применение конических центробежных барабанов в картофелеуборочных комбайнах затрудняется тем, что разгрузка клубней в них происходит по всему периметру большой окружности, что затрудняет их улавливание. Кроме того, скорость вылета клубней велика. 1

Преимущества рабочих органов с принудительным перемещением материала заключаются в возможности подъема материала вверх, а также возможности применения барабанов относительно больших диаметров, что при том же центростремительном ускорении позволяет в 2—3 раза снизить скорость вылета клубней при разгрузке (рис. 107).

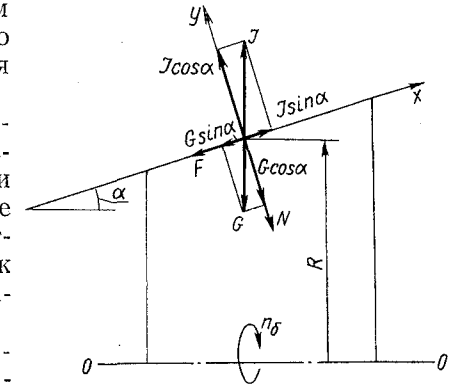


Рис. 106. Условия равновесия частицы на поверхности конического барабана при четвертом режиме

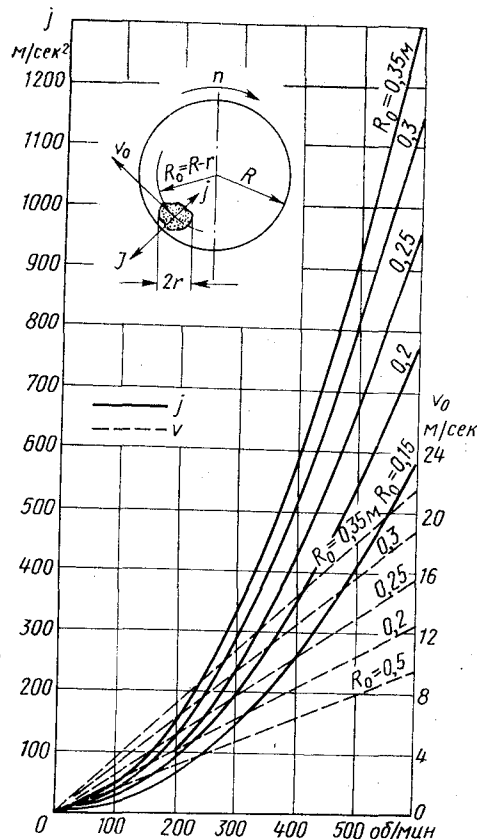


Рис. 107. Зависимость центростремительных ускорений и окружных скоростей от числа оборотов и радиуса барабанов

идущая на привод барабана через звездочку $z = 11$ ($D_2 = 146,59$ мм), равна 1,7 л. с.

Вес подъемного барабана $P_1 = 187$ кг. Составляющая от веса материала, поднимаемого барабаном (почва, клубни), действующая на опорный ролик ведущего вала, принимается равной $P_T = 100$ кг.

Линия натяжения цепи звездочки $z = 18$ отклоняется от вертикали приблизительно на 12° .

Схема вала показана на рис. 108, б.

Величина угла α

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{AB}{AO} \approx \frac{833}{697} \approx 1,195; \quad \alpha \approx 50^\circ 4'$$

Расчет ведущего вала подъемного барабана

Привод барабанных рабочих органов обычно осуществляется посредством фрикционных или цепочных передач. Более предпочтительным является привод второго типа, так как он исключает возможность пробуксовки.

Подъемный барабан опирается на два опорных ролика, в центре которых смонтированы звездочки. Один из блоков (ролик-звездочка) является ведущим.

Узлы и детали барабана и его привода рассчитывают исходя из действующих сил, показанных на рис. 108. Наиболее нагруженным элементом привода барабана является ведущий вал.

Рассмотрим основные этапы расчета ведущего вала на примере комбайна К-3.

Передаваемая валом через звездочку $z = 18$ ($D = 146,27$ мм) мощность $N = 3,5$ л. с. при $n = 105$ об/мин. Мощность, непосредственно

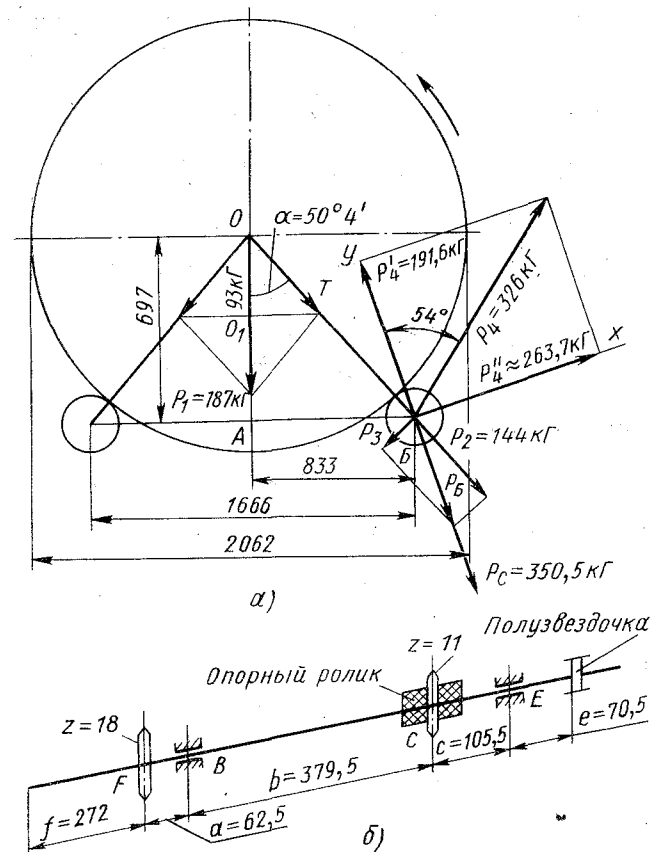


Рис. 108. К расчету ведущего вала барабана: а — схема расположения барабана на роликах; б — схема ведущего вала барабана

Составляющие веса барабана, действующие на опорный ролик:

$$OO_1 = OT \cos \alpha;$$

$$P_2 = OT = \frac{OO_1}{\cos \alpha} \approx \frac{93}{\cos 50^\circ 4'} \approx \frac{93}{0,6417} \approx 144 \text{ кг.}$$

Окружное усилие P_3 на опорном ролике:

$$M_{1кр} = 71\,620 \frac{N_1}{n} \approx 71\,620 \frac{1,7}{105} \approx 1159 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$P_3 = \frac{2M_{кр}}{D_p} \approx \frac{2 \cdot 1159}{11,3} \approx 205 \text{ кг.}$$

Суммарное усилие, действующее на опорный ролик, сложенное с составляющей веса материала, поднимаемого барабаном,

$$P_B = \sqrt{P_2^2 + P_3^2} \approx \sqrt{144^2 + 205^2} \approx 250,5 \text{ кг};$$

$$P_C = P_B + P_7 \approx 250,5 + 100 \approx 350,5 \text{ кг}.$$

Окружное усилие на звездочке $z = 18$:

$$M_{кр} = 71\,620 \frac{N}{n} \approx 71\,620 \frac{3,5}{105} \approx 2386 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$P_4 = \frac{2M_{кр}}{D_1} = \frac{2 \cdot 2386}{14,627} \approx 326 \text{ кг}.$$

Проекция силы P_4 на ось y

$$P'_4 = P_4 \cos 54^\circ \approx 326 \cdot 0,5878 \approx 191,6 \text{ кг}.$$

Проекция силы P_4 на ось x

$$P''_4 = P_4 \sin 54^\circ \approx 326 \cdot 0,8090 \approx 263,7 \text{ кг}.$$

Схема сил, действующих на вал в плоскости, проведенной через вал и ось y , и эпюра изгибающих моментов показаны на рис. 109.

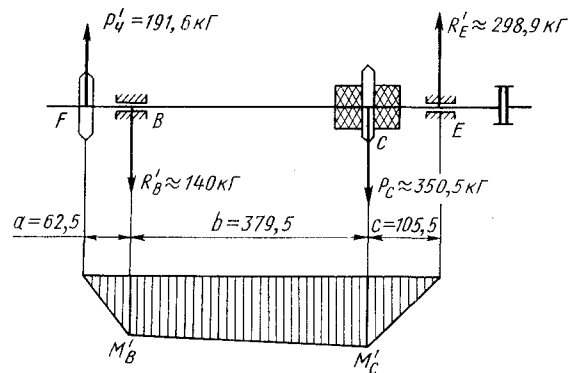


Рис. 109. Схема сил и эпюра изгибающих моментов, действующих на вал в плоскости, приведенной через вал и ось y

Реакции опоры R_E и R_B в плоскости, проведенной через вал и ось y ,

$$R'_E(b+c) - P_C b - P'_4 a = 0;$$

$$R'_E = \frac{P_C b + P'_4 a}{b+c} \approx 298,9 \text{ кг}.$$

$$R'_B(b+c) - P'_4(a+b+c) + P_C c = 0;$$

$$R'_B = \frac{P'_4(a+b+c) - P_C c}{b+c} \approx 140 \text{ кг}.$$

Изгибающие моменты в точках B и C , действующие в плоскости, проведенной через вал и ось y ,

$$M'_B = -P'_4 a \approx -1197,5 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

$$M'_C = -P'_4(a+b) + R'_B b \approx -3155,7 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Схема сил, действующих на вал в плоскости, проведенной через вал и ось x , эпюра изгибающих моментов в этой плоскости, а также эпюра крутящих моментов, передаваемых валом, показаны на рис. 110.

Реакции опоры R''_E и R''_B в плоскости, проведенной через вал и ось x (рис. 110),

$$P''_4 a = R''_E(b+c); \quad R''_E = \frac{P''_4 a}{b+c} \approx 34 \text{ кг}.$$

$$P''_4 + R''_E = R''_B;$$

$$R''_B \approx 263,7 + 34 \approx 297,7 \text{ кг}.$$

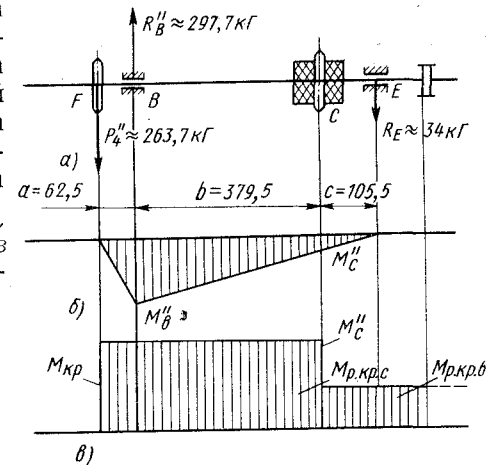


Рис. 110. Схема сил, действующих в плоскости, проведенной через вал и ось x ; эпюра изгибающих и крутящих моментов в этой плоскости

Изгибающие моменты в точках B и C , действующие в плоскости, проведенной через вал и ось x ,

$$M''_B = P''_4 a \approx 1648 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M''_C = -R''_E c \approx -359 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Расчетные крутящие моменты на валу в точках F , B и C :

$$M_{p.кр.F} = M_{кр} = 71\,620 \frac{N}{n} \approx 2386 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{p.кр.B} = M_{кр} \approx 2386 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{p.кр.C} = M_{кр} \approx 2386 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Расчетный крутящий момент на валу в сечении E

$$M_{p.кр.E} = M_{p.кр.C} - M_{кр} \approx 1227 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Суммарные изгибающие моменты в сечении B и C :

$$M_B = \sqrt{M_B'^2 + M_B''^2} \approx 2037 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_C = \sqrt{M_C'^2 + M_C''^2} \approx 3176 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Приведенные моменты в сечениях B и C :

$$M_{n.B} = \sqrt{M_{p.кр.B}^2 + M_B^2} = 3137 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_{n.C} = \sqrt{M_{p.кр.C}^2 + M_C^2} \approx 3972,4 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Момент сопротивления кручению в сечении F (принят по табл. 12 нормали НП-9-64) для вала диаметром $d = 34 \text{ мм}$, $W_{к.F} = 7,861 \text{ см}^3$.

Максимальное напряжение в сечении F

$$\tau_F = \frac{M_{p.кр.F}}{W_{к.F}} \approx 304 \text{ кг/см}^2.$$

Момент сопротивления изгибу в сечении B (принят по табл. 11 нормали НП-9-64) для вала диаметром $d = 35 \text{ мм}$, $W_{и.B} = 4,288 \text{ см}^3$.

Максимальное напряжение в сечении B

$$\sigma_B = \frac{M_{n.B}}{W_{и.B}} \approx \frac{3137}{4,288} \approx 731 \text{ кг/см}^2.$$

Момент сопротивления изгибу в сечении C (принят по табл. 15 нормали НП-9-64) для вала диаметром $d = 35 \text{ мм}$, ослабленного пазом для одной шпонки, $W_{и.C} = 3,660 \text{ см}^3$.

Максимальное напряжение в сечении C

$$\sigma_C = \frac{M_{n.C}}{W_{и.C}} \approx \frac{3972,4}{3,660} \approx 1085 \text{ кг/см}^2.$$

Момент сопротивления кручению в сечении E (принят по табл. 12 нормали НП-9-64) для вала диаметром $d = 35 \text{ мм}$, $W_{к.E} = 8,575 \text{ см}^3$.

Максимальное напряжение в сечении E

$$\tau_E = \frac{M_{p.кр.E}}{W_{к.E}} \approx 143 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности в сечениях F , B , C и E :

$$n_F = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_F} \approx 13;$$

$$n_B = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \approx 5,48;$$

$$n_C = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_C} \approx 3,7;$$

$$n_E = \frac{\tau_{-1}}{\tau_E} \approx 15,7.$$

Рабочие органы для отделения клубней от комков и камней

Методы отделения клубней от комков и камней

При уборке картофеля комбайном после отсеивания мелкой почвы и отделения ботвы в материале обычно содержатся еще камни и комья земли. Смесь этих компонентов может быть разделена на составные части (клубни-примеси) следующими четырьмя технологическими приемами:

1. Примеси выбирают вручную на переборочном столе.
2. Клубни выбирают вручную на переборочном столе.
3. Весь поток материала делится с помощью механического разделяющего устройства на поток клубней и поток примесей. Ошибочно отделенные клубни и примеси выбирают вручную.
4. Поток материала предварительно поштучно ориентируется и разделяется автоматически при помощи электронных устройств, производящих индивидуальную инспекцию каждого тела.

Ручная выборка примесей экономически целесообразна лишь при небольшом содержании их в материале. При высоких долях примесей предпочтение заслуживает второй способ. При этом для полной выборки клубней на двухрядном комбайне требуется 8—16 человек в зависимости от урожая.

Механическое разделение смеси возможно лишь тогда, когда составные компоненты обладают какими-либо отличительными свойствами (физическими, химическими, электрическими и т. п.). Многочисленные устройства для разделения используют следующие отличительные свойства картофеля, комков и камней: 1) удельный вес; 2) аэродинамические свойства; 3) упругость; 4) твердость; 5) трение скольжения и качения; 6) комбинацию некоторых свойств, перечисленных в пунктах 1—5; 7) электрические свойства; 8) способность поглощения лучей; 9) оптическую отражательную способность.

В данной главе работы остановимся на методах и рабочих органах, основанных на принципах механики. В отличие от электронных методов разделения они не требуют поштучной подачи тел и поэтому более приемлемы для использования в картофелеуборочных комбайнах. Рабочие органы для механического разделения используют свойства, перечисленные в пунктах 1—6.

Сравнительный анализ физико-механических свойств клубней и почвенных комков показывает, что клубни и комки наиболее сильно различаются по удельному весу. Удельный вес клубней составляет в среднем $1,1 \text{ г/см}^3$, комков $1,9 \text{ г/см}^3$, а камней $2,5 \text{ г/см}^3$.

Схемы рабочих органов для разделения по удельному весу показаны на рис. 111. Одним из эффективных способов отделения почвенных комков от клубней по удельному весу является разделение в почвенной суспензии, впервые примененное в английском комбайне «Шотболт». ВИСХОМом эта схема была усовершенствована (рис. 111, а). Подаваемые элеватором 1 в бак 2 почвенные комки в суспензии с удельным весом $1,15—1,35 \text{ г/см}^3$ тонут, клубни же в этой суспензии всплывают. Клубни выносятся транспортером 3, а камни — транспортером 4. Накапливающийся осадок почвы периодически удаляется из ванны скребковым транспортером 5. Пульсация потока жидкости обеспечивается винтом 7. Однако этот способ связан с большим расходом воды и необходимостью дополнительной просушки клубней, так как осевой вентилятор 6 не обеспечивает полной просушки их. На мобильной картофелеуборочной машине трудно обеспечить достаточное количество воды и автоматическое поддержание удельного веса суспензии.

Способ разделения клубней и комков по удельному весу в «кипящем» слое песка, продуваемом воздухом, аналогичен описанному выше (рис. 111, б). При этом процессе наблюдается эффект кажущегося превращения сухого трения в вязкое, приводящий к погружению частиц, более плотных, чем окружающая среда, и к всплытию менее плотных. Всплывшие в ванне 2 клубни выносятся нижней ветвью транспортера 3, верхняя ветвь которого используется для выноса твердых примесей, поднятых барабаном 4. Недостатком этого способа является то, что процесс разделения прекращается при незначительном повышении влажности песка. По этой же причине не дал должного эффекта и метод разделения в «кипящем» слое почвы, предложенный Ю. И. Зиновьевым (рис. 111, в).

В Англии предложено несколько типов сепараторов, где слой сыпучего материала (например, сухого песка) продувается пульсирующим воздушным потоком. Простейший сепаратор транспортерного типа показан на рис. 111, г. Пульсация потока воздуха создается ротационным клапаном.

Камни и клубни, попадая из воронки 1 в «кипящий» слой 2 сухого песка, на движущейся ленте 4 разделяются в зависимости от удельного веса. Клубни улавливаются у поверхности слоя решеткой 13, а камни сбрасываются с ленты на решетку 16 для отвода. Песок возвращается транспортерами 14 в место образования «кипящего» слоя для дальнейшего использования.

На рис. 111, д представлена схема устройства, «кипящий» слой в котором создается в полости 2 с перфорированным цилиндрическим дном. Отверстия в дне распределены неравномерно: наиболее часто они расположены в месте, над которым слой имеет максимальную глубину, и наиболее редко в местах малой глубины. Воздух нагнетается сифоном 17 с нейлоновыми стенками и клапаном 18. Сифон от кривошипного механизма 9

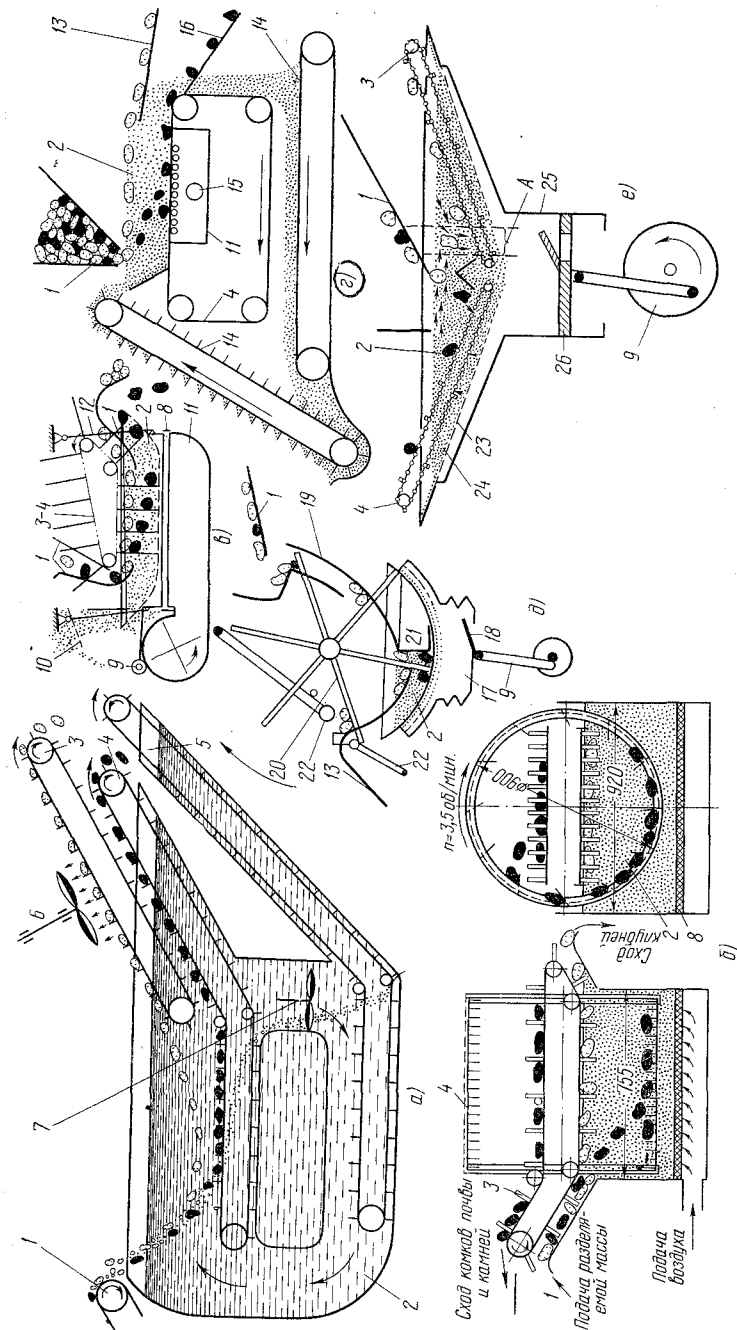


Рис. 111. Схемы рабочих органов для отделения клубней от комков и камней по удельному весу: а — в суспензии (ВИСХОМ); б — «в кипящем» слое песка (ВИСХОМ); в — в «кипящем» слое мелкой почвы (схема Ю. И. Зинькова); г — в «кипящем» слое, продуваемом пульсирующим воздушным потоком [схема транспортера типа (Англия)]; д — в «кипящем» слое [схема грабельного типа (Англия)]; е — в «кипящем» слое переменной плотности (Англия)

приводится в возвратно-поступательное движение с длиной хода 76,2 мм и скоростью 300 ходов в минуту. Смесь камней и клубней поступает по обрезиненным направляющим прутковым решеткам 19 и разделяется в «кипящем» слое, который непрерывно прочесывается зубьями 20 грабельного барабана, проходящими через зазоры между прутками решеток и между заполнительными прокладками 21 в полости 2. Зубья перемещают камни и клубни внутри слоя на разных уровнях, в результате чего камни сбрасываются за кромку днища, а клубни поднимаются по обрезиненной прутковой решетке 13 для подачи в приемник. Камни и клубни, застрявшие между зубьями барабана, удаляются бойками 22, которые приводятся в действие от самого барабана.

В схеме на рис. 111, е использован принцип переменной плотности «кипящего» слоя, благодаря чему внутри слоя создается направленное течение материала. «Кипящий» слой песка создается в бункере 2, благодаря пульсации воздуха через двойное перфорированное днище 23—24 с большой частотой отверстий в месте наибольшей глубины и с малой частотой у краев. В пределах участка А отверстия расположены столь часто, что здесь образуется усиленный воздушный поток, вызывающий снижение плотности массы. Вследствие этого частицы, попавшие в зону над участком А, устремляются вниз, а дойдя до дна, отходят в стороны, чем обеспечивается циркуляция.

Смесь камней и комьев, поступающая по лотку 1, разделяется в слое: камни опускаются на прутковый элеватор 4 и выводятся из слоя, а клубни, всплывая в слое, подхватываются циркулирующим потоком и переносятся в зону над участком малой плотности массы, где они опускаются на элеватор 3 для выгрузки.

Пульсирующий воздушный поток создается расположенным под распределительной коробкой пневматическим цилиндром 25 с поршнем 26, который приводится в движение от кривошипного механизма 9.

Обширные исследования были проведены с целью изучения возможности разделения смеси с помощью потока воздуха. Была, например, сделана попытка отделения клубней от камней в горизонтальном потоке воздуха. Однако исследования, проведенные в ВИСХОМе и Харьковском политехническом институте [2], показали, что разделение клубней и комков в горизонтальном воздушном потоке не происходит.

Исследования показали, что способ разделения в вертикальном воздушном потоке также имеет существенные недостатки: необходимость предварительного сортирования компонентов на фракции по крупности и очень большая энергоемкость.

Исследования рабочего органа, показанного на рис. 112, а, проведенные в Харьковском институте механизации сельского хозяйства, показали, что скорость витания клубней находится в

пределах 26—40 м/сек, а скорость витания прочных комков, близких по размерам и форме клубням, находится в пределах 40—58 м/сек. У почвенных комков неправильной формы, а также имеющих форму кубиков и параллелепедов скорости витания совпадают со скоростями витания клубней. Скорости витания комков зависят не только от формы, но и от состояния поверхности и влажности. Лабораторные исследования выявили возможность отделения клубней от комков лишь близких по размерам и форме. Введение же сортирующего устройства в схему комбайна значительно усложняет его.

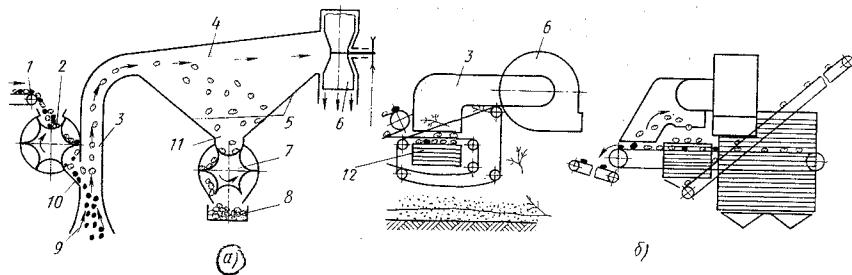


Рис. 112. Рабочие органы для отделения клубней от комков по их аэродинамическим свойствам:

а — схема Харьковского института механизации сельского хозяйства; б — схема, примененная на комбайне фирмы Леймстон машин (США); 1 — подающий транспортер; 2 — загрузочный ротор; 3 — вертикальный воздушный канал; 4 — горизонтальный воздушный канал; 5 — скатный лоток; 6 — вентилятор; 7 — разгрузочный ротор; 8 — бункер клубней; 9 — диффузор; 10 — входное окно; 11 — выходное окно; 12 — поперечный транспортер

Скорости витания камней 45 м/сек и больше, т. е. превышают скорости витания клубней. В комбайне фирмы Леймстон машин (США) воздушный поток использован для отделения камней [36]. Схема технологического процесса отделения показана на рис. 112, б.

Смесь клубней и камней, предварительно отделенная от мелкой почвы, попадает на поперечный транспортер 12, над которым расположен всасывающий воздухопровод 3 мощного вентилятора 6. Воздушный поток засасывает более легкие тела — клубни, а камни остаются на транспортере и выносятся из машины. Скорость воздушного потока в диффузоре резко уменьшается, в результате чего клубни падают на транспортер. Этот способ еще недостаточно проверен и не получил широкого распространения. Данных о полноте отделения в литературе не публиковалось. Судя по визуальному наблюдению потери клубней с камнями достигают 10—15%. Комки почвы практически с клубнями не выносились. Этот способ разделения очень энергоемок и создает большую запыленность.

В ВИСХОМе были проведены лабораторные опыты по разделению смеси с использованием разницы в коэффициентах

восстановления компонентов. Смесь камней, комков и картофеля падала на плиту. При этом рассчитывали, что картофель, как более упругий, отскочит дальше и таким образом произойдет разделение. В связи с малой точностью разделения дальнейшая разработка этого способа не производилась.

На кафедре сельскохозяйственных машин Саратовского института механизации сельского хозяйства под руководством проф. А. Ф. Ульянова исследуется способ сепарации клубней от комков почвы, основанный на различии силы сцепления клубней и комков с металлической иглой [55, 56]. Вариационные кривые

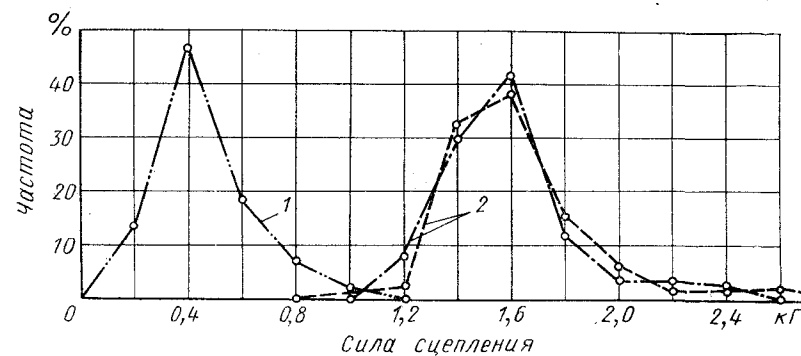


Рис. 113. Вариационные характеристики силы сцепления с иглами клубней и комков почвы:

1 — комки почвы; 2 — клубни

силы сцепления клубней и комков влажностью $w = 16\%$, приведенные на рис. 113, говорят о возможности разделения их по этому признаку.

На рис. 114, а — б показаны варианты рабочих органов для разделения клубней и комков, основанных на способе накалывания. В первых двух вариантах (рис. 114, а и б), которые разрабатываются в Саратовском институте, для накалывания используется кинетическая энергия, образующаяся при сбрасывании и свободном полете клубней. Клубни и комки, падая с определенной высоты, накалываются на иглы 1 транспортера 4 (или барабана 2). Вследствие недостаточной силы сцепления комков с иглами они сбрасываются с игл и удаляются из машины. Клубни же, имеющие большую силу сцепления, снимаются с игл сбрасывателем 3.

В другом варианте, предложенном в ЧССР (рис. 114, в), используется барабан, снабженный иглами, который перекатывается по мягкой постели (резиновая лента транспортера). Смесь камней, комков и картофеля проходит между указанными органами, при этом картофель нанизывается на иглы и затем снимается специальной гребенкой, тогда как камни и комки свободно проходят.

Принудительное накальвание путем пропуска клубней между игольчатым и прижимным гуммированным барабаном используется в выпускаемом в ГДР комбайне E665 для отделения мелких клубней от комков (рис. 114, а и рис. 115).

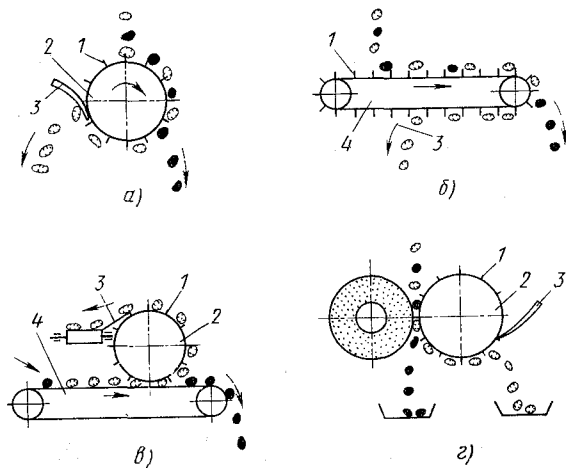


Рис. 114. Принципиальные схемы разделения клубней от комков и камней по различию твердости поверхности

По данным лабораторных исследований, проведенных в ГДР (рис. 116), ошибки при отделении клубней (потери клубней) составляют 8—10%, а количество камней, попавших с клубнями, не превышает 1% по весу. Содержание примесей при опытах было 96% по количеству и 129% по весу. Общий коэффициент разделения смеси составлял при этих опытах 88—92%.

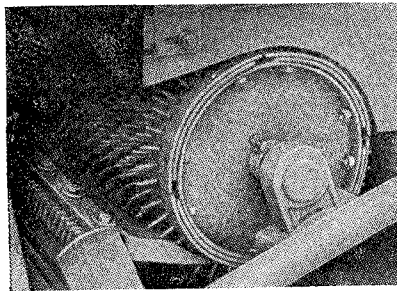


Рис. 115. Общий вид игольчатого сепаратора комбайна E665

На рис. 117 показана схема предложенного Саратовским институтом механизации сельского хозяйства агрегата с подачей свободно падающей массы на игольчатый сепаратор. Агрегат оборудован тремя последовательно установленными игольчатыми сепараторами.

Игольчатый механический переборщик, установленный на комбайне ККУ-2, также имеет три игольчатых сепаратора, состоящих из бесконечных резиновых транспортерных лент с размещенными на них в шахматном порядке (30 × 30 мм) стальными иглами диаметром 2 мм и длиной 30 мм.

Опыты, проведенные в ВИСХОМе и за рубежом (ГДР, ЧССР, ФРГ), показали, что коэффициенты трения скольжения и

качения для клубней и примесей имеют перекрывающиеся диапазоны рассеивания, вследствие чего полное разделение смеси по этим показателям невозможно. Несмотря на это большинство современных разделяющих устройств, установленных на картофелеуборочных комбайнах, основывается на применении способа разделения по принципу использования различия в коэффициентах трения. Объяснение этому следует искать в том, что разделяющий элемент можно выполнить в виде наклонной плоскости без усложнения конструкции комбайна и без больших перепадов высот, причем для него характерно минимальные повреждения клубней.

Известны устройства нескольких типов (рис. 118), которые могут быть применены для осуществления процесса отделения клубней от комков и других примесей с использова-

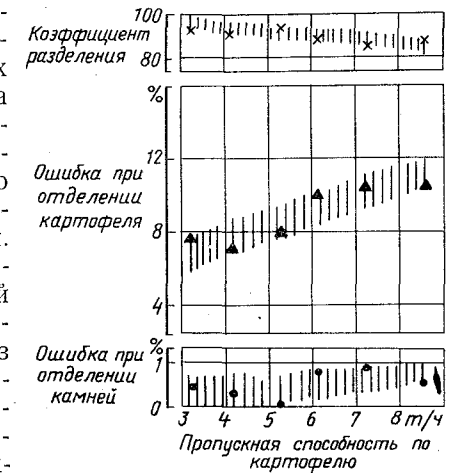


Рис. 116. Данные лабораторных исследований качества разделения

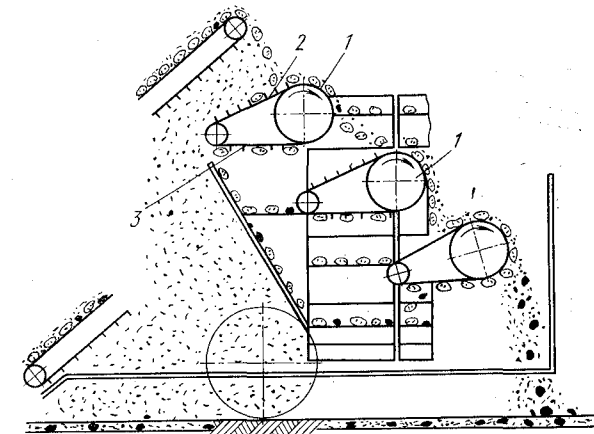


Рис. 117. Технологическая схема машины с игольчатыми сепараторами:

1 — барабаны; 2 — бесконечная лента; 3 — иглы

нием разницы в коэффициентах трения: скатный лоток (рис. 118, а), фрикционный барабан (рис. 118, б) продольная горка (рис. 118, в), поперечная горка (рис. 118, г).

Кроме перечисленных способов, которые используют различия в одном каком-либо свойстве картофеля, комков и камней, большое распространение получают комбинированные способы, которые одновременно используют несколько отличающихся свойств компонентов смеси.

Примером такого рабочего органа является устройство, исследованное в ГДР К. Баганом [59] и в ВИМе С. Н. Крашениниковым [20], состоящее из наклонного транспортера в сочетании

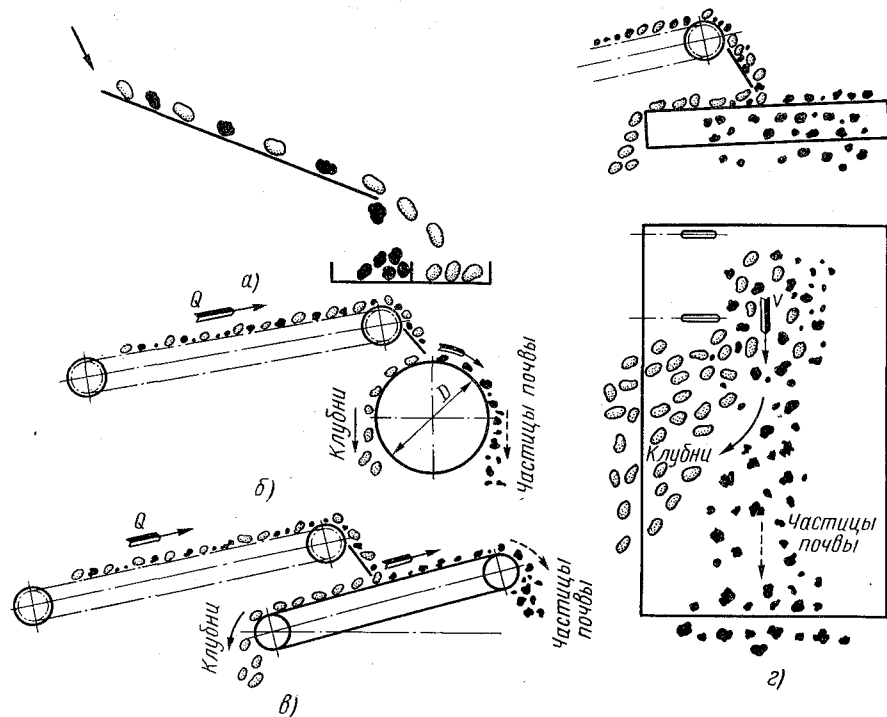


Рис. 118. Рабочие органы для отделения клубней от комков и других примесей по различию коэффициентов трения скольжения и качения

с вентилятором (рис. 119, а). Масса подавалась в поток воздуха на сортировочный стол. Под действием силы, создаваемой потоком воздуха, картофель, обладающий лучшей способностью качения, должен сдвигаться в сборные каналы, идущие параллельно столу, а камни должны отводиться столем. При помощи нескольких транспортерных лент с разными окружными скоростями должна быть исключена возможность плохого разделения клубней, попавших в места за камнями и защищенных от действия потока воздуха. Для разделения была использована разная способность качения и различные массы тел. В лабораторных условиях при поштучной подаче компонентов были

получены удовлетворительные результаты. Однако при массовой подаче материала качество разделения резко снижалось.

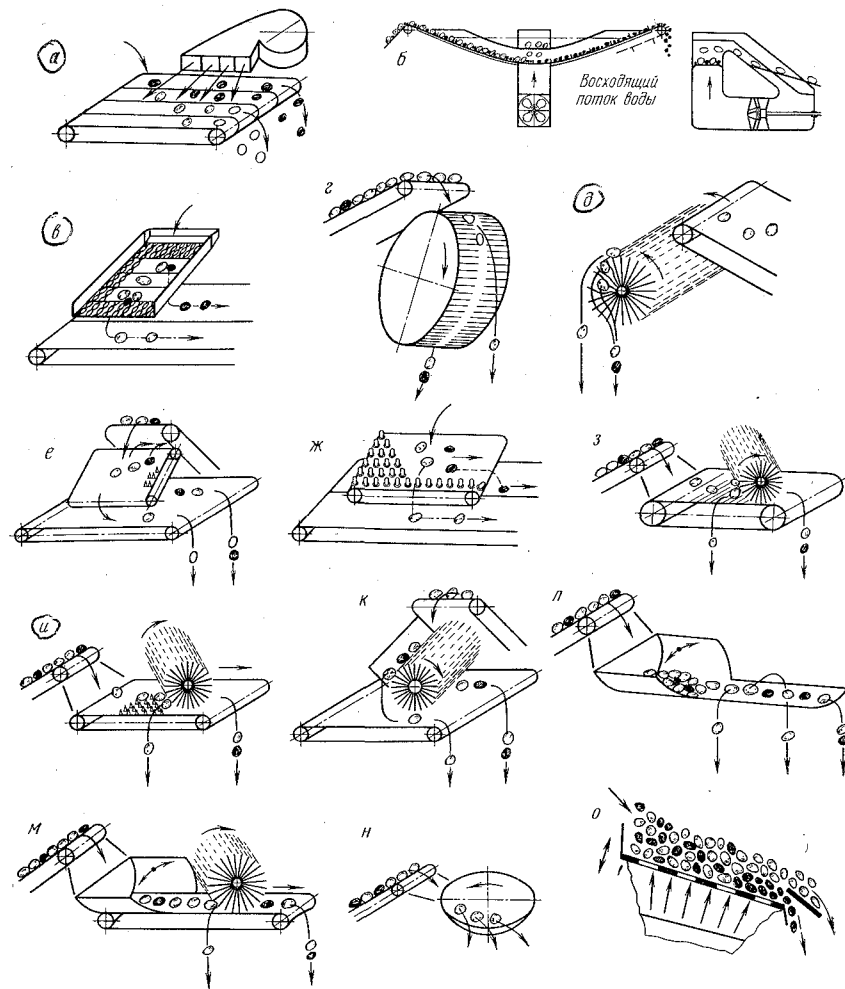


Рис. 119. Рабочие органы для отделения клубней от комков и камней, основанные на комбинированном использовании ряда свойств разделяемых компонентов

На рис. 119, б показана схема устройства для отделения клубней от твердых примесей в водяном потоке, предложенная д-ром техн. наук Б. М. Лебедевым.

На рис. 119, в показано применяемое на шведском комбайне «Эверум» сито из резиновых шнуров, при разделении на котором используются разный абсолютный вес тел и качество их поверх-

ности. Шнуры расположены и натянуты на раме так, что образуют просветы шириной 15 мм. Сита расположены в три ряда друг над другом. При работе тела с большим абсолютным весом стремятся раздвинуть резиновые шнуры и проникнуть через образовавшиеся широкие щели, тогда как тела с меньшим удельным весом скатываются по шнурам вниз. Происходит окончательное отделение камней, так как они проваливаются через все три ряда сит. Поскольку натяжение резиновых шнуров в ситах постепенно возрастает (в верхнем должно быть наименьшее, в нижнем — наибольшее), то разделение происходит постепенно. Одновременное колебательное движение обеспечивает непрерывное движение тел и тем самым способствует осуществлению процесса разделения.

Указанный способ разделения имеет недостатки, заключающиеся как в трудности обеспечения соответствующей эластичности сита, так и в том, что камни, раздвигающие резиновые шнуры, дают возможность проваливаться через увеличенный зазор картофелю.

Кроме того, на результат разделения сильно влияет размерный состав разделяемых компонентов.

Другое разделяющее устройство, основанное на использовании разного веса и свойств поверхности разделяемых компонентов, выполнено в виде бахромы из резиновых лент (рис. 119, з). Это резиновые полосы, которые закреплены по окружности двух колес, вращающихся на общем валу. Расстояние между колесами принято таким, чтобы бахрома колес почти соприкасалась. При работе картофель и камни подаются на бахрому. Камни проваливаются сквозь нее, тогда как картофель скатывается благодаря вращательному движению бахромы. Сущность разделения состоит в том, что два тела одинаковой формы, но с разным весом погружаются в бахрому на разную глубину. Недостаток заключается в том, что плоские камни не проваливаются, а выносятся вместе с картофелем. Подобные устройства можно найти в некоторых машинах, например в одном из вариантов комбайна «Хассиа» (ФРГ).

На принципе разного абсолютного веса разделяемых компонентов работают также щеточные валы, на которые подают картофель и камни (рис. 119, д). Клубни не проваливаются в щетку вала так глубоко, как камни, и выпадают из вращающейся щетки раньше, чем камни.

Некоторые зарубежные картофелеуборочные машины оборудованы поперечными наклонными транспортерами, которые снабжены резиновыми пальцами высотой 50 мм. При работе картофель вследствие меньшего удельного веса остается лежать на пальцах, тогда как камни погружаются между ними. При действии вибратора, смонтированного в ленточный транспортер, картофель сваливается с боковой стороны ленты транспортера, в то время как камни проходят дальше (рис. 119, е).

Такой же результат может быть получен при помощи продольного ленточного транспортера (горки) с пальцами (рис. 119, ж).

Значительно лучшее разделяющее действие было достигнуто в устройстве (ЧССР), где смесь подается цепью под щетку, которая как бы сметает ее, сообщая составляющим смеси вращательное движение (рис. 119, з). В зависимости от формы и массы компоненты либо скатываются вниз, либо остаются лежать на просеивающей цепи. При разделении здесь использован разный удельный вес, способность качения, масса и размеры тел.

Вариантом описанного устройства является устройство, названное «Лентой Пейса» [67]. Вместо транспортирующей цепи здесь использована резиновая лента с пальцами длиной 45 см и диаметром 4 мм, помещенными на ленте через каждые 20 мм. Две последовательно соединенные поперечно расположенные подвижные перлоновые щетки выметают из транспортируемой смеси картофель на рядом движущуюся ленту транспортера, а камни, которые проваливаются между пальцами, уносятся под щетками транспортерной лентой с пальцами (рис. 119, и).

Указанное сочетание резинового ленточного транспортера с пальцами и перлоновых щеток оценивается в зарубежной литературе как достижение в механических устройствах для разделения картофеля и камней [69].

Одним из перспективных устройств для разделения смеси картофеля и камней является наклонная вращающаяся щетка с неподвижным направляющим щитком (рис. 119, к). При работе этого устройства, впервые примененного фирмой Нимевер (ФРГ), более легкие тела перемещаются щеткой параллельно ее оси, а более тяжелые прогибают щетину щетки настолько, что проваливаются через образовавшийся зазор между направляющим листом и щеткой. Хорошее разделение камней и картофеля так же, как устройством, состоящим из резиновой ленты с пальцами в сочетании с вращающимися щетками, обусловлено строго определенной твердостью щетины щетки. Рабочий орган этого типа установлен на комбайне «Люни» (ФРГ) и других машинах.

В научно-исследовательском институте сельскохозяйственных машин (ЧССР) в лабораторных условиях хорошие результаты дали качающиеся желобы (рис. 119, л) и конусный отделитель (рис. 119, н). В этих устройствах разделение основывается на различии форм и шероховатости поверхности составных частей смеси. Однако в производственных условиях не были получены столь хорошие результаты (особенно у конусного отделителя), как в лабораторных.

Положительные результаты были получены при переделке устройства, основанного на принципе качающихся желобов. Устройство состоит из вибрирующего транспортера и поперечно расположенных вращающихся щеток (рис. 119, м). Составляю-

щие части смеси, движущейся по вибрирующему транспортеру, от вибрирующих движений сортируются, тяжелые частицы, камни и комки оседают, а более легкие (картофель) вытесняются кверху и при соприкосновении со щетками выбрасываются из транспортируемой смеси.

Разделение (расслаивание) комков и клубней на вибрирующей поверхности проверялось в ВИСХОМе (рис. 119, о). К недостатку этого способа относится медленное протекание процесса и необходимость предварительного сортирования компонентов на фракции по крупности, так как процесс погружения зависит не только от удельного веса тел, но и от их абсолютного размера.

Показатели эффективности разделения смеси

При оценке эффективности применения рабочих органов, отделяющих клубни от твердых примесей, необходимо учитывать, что они не полностью разделяют компоненты. Часть клубней уходит с примесями, а часть примесей остается в смеси с клубнями.

Поэтому при оценке рабочих органов этого типа целесообразно вычислять общий коэффициент разделения

$$\varepsilon = 100 - (\delta_{кл} + \lambda \delta_n), \quad (145)$$

где $\delta_{кл}$ — доля ошибочно отсортированных клубней в %;
 δ_n — доля ошибочно отсортированных примесей в %;
 λ — засоренность исходного материала в % (примеси-клубни).

Этот показатель необходим только для оценки рабочих органов, производящих частичное разделение компонентов и часто применяемых в картофелеуборочных комбайнах, так как подобные сепарирующие устройства в основном используются с последующей ручной переборкой продукта. Общий коэффициент разделения дает возможность судить о том, снижается ли после прохода через данный рабочий орган общее количество компонентов, которые должны быть отделены вручную. Наиболее правильно вычислять его не по весовым данным, а по штучным. При $\varepsilon = 100\%$ полностью отпадают затраты труда на ручной отбор; при $\varepsilon = 50\%$ затраты труда уменьшаются в 2 раза.

Формула (145) в представленном виде приемлема для расчетов только при $\lambda > 1$. Если $\lambda < 1$, т. е. комков или камней меньше, чем клубней, то формула должна использоваться в другом виде:

$$\varepsilon = 100 - \left(\frac{\delta_{кл}}{\lambda} + \delta_n \right). \quad (146)$$

В этих формулах за 100% принимается компонент, имеющийся в смеси в меньшем количестве, и предполагается, что при от-

сутствии оцениваемого рабочего органа этот компонент пришлось бы выбирать полностью вручную. Если показатель ε со знаком «+», то значит сепаратор уменьшает количество (или вес) компонентов, которые подлежат выборке, если же со знаком «—», то значит потребуется больше затрат труда на разбор материала вручную.

Основы расчета фрикционных сепарирующих рабочих органов

Теоретические предпосылки разделения по коэффициентам трения. При разделении клубней картофеля и комков на фрикционных сепараторах, как правило, происходит одновременно трение скольжения и качения разделяемых тел.

Сила трения качения (трения второго рода) по закону Кулона

$$F = \lambda \frac{N}{r},$$

где λ — коэффициент трения качения в м;
 r — радиус катящегося тела в м (для клубня картофеля $r = 15 \div 40$ мм).

Принимая $f_k = \frac{\lambda}{r}$, запишем закон в следующем виде:

$$F = f_k N,$$

где f_k — условный коэффициент трения качения.

Как и для трения скольжения при анализе и расчетах принимают $f_k = \text{tg } \varphi_k$ (где φ_k — угол качения).

Для получения представления об особенностях разделения тел предварительно рассмотрим движение шарообразного тела по наклонной поверхности.

Если шарообразный клубень или камень катится по ровной, несколько упругой поверхности, то в зоне их соприкосновения возникают силы трения и деформации (рис. 120, а). Нормальная составляющая опорной реакции проходит в зоне соприкосновения на расстоянии λ от составляющей, проходящей через центр тяжести тела. В результате получаются следующие уравнения движения¹:

$$G \sin \alpha - W - m j_s = 0; \quad (147)$$

$$W \rho - G \lambda \cos \alpha - J_s \varepsilon = 0, \quad (148)$$

где G — вес катящегося тела в кг;
 W — сопротивление качению в кг;
 ρ — радиус качения в м;
 m — масса катящегося тела в кг · сек²/м;

¹ Для упрощения эти уравнения составлены без учета неголономных кинематических связей. Решение задачи движения шара с учетом неголономных связей выполнено акад. С. А. Чаплыгиным.

- j_s — ускорение центра тяжести тела в $m/сек^2$;
 λ — плечо рычага трения при качении в m ;
 J_s — момент инерции массы относительно оси, проходящей через центр тяжести, в $кг \cdot м \cdot сек^2$;
 α — угол наклона поверхности транспортера в град;
 ε — угловое ускорение в $1/сек^2$.

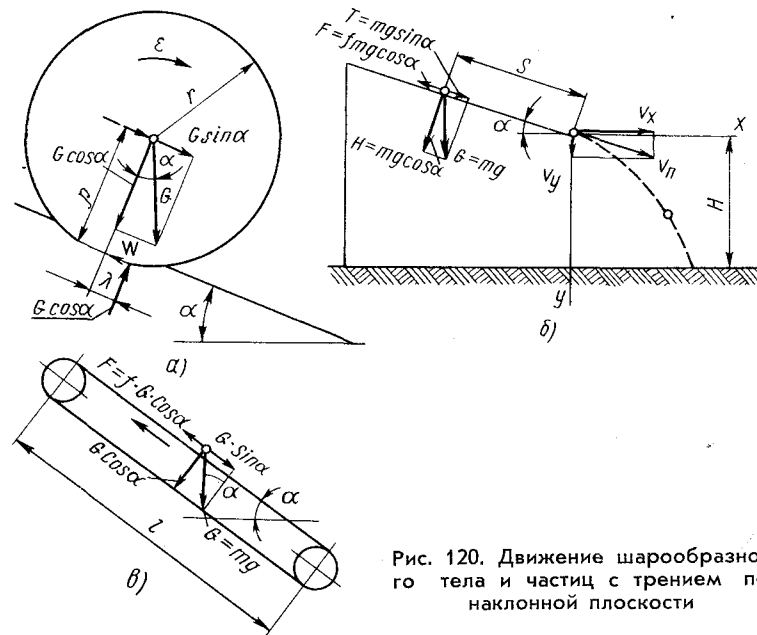


Рис. 120. Движение шарообразного тела и частиц с трением по наклонной плоскости

При свободном качении недеформирующегося шара радиусом r

$$j_s = r\varepsilon.$$

Так как деформация на поверхности прилегания мала по сравнению с радиусом шара, то радиус качения ρ можно приравнять радиусу шара r . Тогда

$$j_s = \frac{5}{7}g(\sin\alpha - f_k \cos\alpha).$$

Согласно этому уравнению, ускорение катящегося по наклонной плоскости шара не зависит от веса и размеров шара и определяется только параметрами f_k и α . Таким образом, определив f_k для шарообразного тела и подставив его вместо коэффициента трения движения в соответствующие уравнения, выведенные для материальной частицы, можно использовать эти уравнения для анализа возможности разделения шарообразных компонентов.

У тела произвольной формы коэффициент трения качения f_k зависит от его формы, поверхности и упругости и свойств поверхности наклонной плоскости.

При качении тела по мягкой поверхности этот коэффициент в незначительной степени зависит и от веса катящегося тела.

Исследования, проведенные К. Баганцем в ГДР, показали, что хотя коэффициент f_k камней в среднем больше, чем клубней, однако, границы колебаний этих коэффициентов взаимно перекрываются в такой степени, что полное разделение обоих компонентов по этому признаку невозможно. У клубней никакой зависимости коэффициента трения качения от веса и среднего размера радиуса не обнаружено.

Однако имеет место зависимость коэффициента трения качения от коэффициента формы клубня, вычисленного по формуле

$$k = [(r-a) + (r-b) + (r-c)](3r_{cp})^{-1},$$

где a , b и c — половины осей клубня;

$r_{cp} = (abc)^{1/3}$ — средний радиус клубня.

У камней никакой зависимости коэффициента трения качения даже от коэффициента формы вообще не наблюдалось. Среднее значение коэффициента трения качения f_k по К. Баганцу составило для клубней 0,17, для камней 0,26. На основании этих результатов можно ожидать отделения клубней от камней по различию коэффициента трения качения, однако применение одного этого способа приведет к определенной ошибке вследствие слишком большого рассеивания коэффициентов трения качения вызванного свойствами сортируемых тел. Еще в большей степени это относится к компонентам клубни—комки, о чем свидетельствуют данные лаборатории агрофизики ВИСХОМа (табл. 19).

Из табл. 19 следует, что во всех случаях как для клубней, так и для комков, коэффициенты трения качения меньше, чем коэффициенты трения скольжения. Следовательно, процесс разделения компонентов происходит при их качении по фрикционной поверхности.

Наибольшая разница в коэффициентах трения скольжения наблюдается на прорезиненном полотне и брезентовой ткани. Разница коэффициентов трения движения комков и клубней меньше, чем коэффициентов трения покоя.

Следует отметить также существенную разницу значений коэффициентов трения качения клубней, полученных К. Баганцем (0,17) и лабораторией агрофизики ВИСХОМа (0,22—0,40). Частично это можно объяснить неодинаковыми свойствами поверхностей, на которых определяли коэффициенты, а также различной методикой опытов. Но в основном такое различие следует объяснить разными сортами картофеля.

Клубни картофеля в зависимости от сорта могут иметь различную форму от шарообразной до удлинённой и приплюснутой.

Таблица 19

Коэффициенты трения качения и скольжения клубней и почвенных комков

Вид поверхности и род трения	Тело	Коэффициент трения качения f_k			Коэффициент трения скольжения f		
		средний	минимальный	максимальный	средний	минимальный	максимальный
Металлическая поверхность, трение покоя	Мелкие клубни	0,36	0,22	0,50	—	—	—
	Крупные клубни	0,33	0,15	0,62	0,47	0,20	0,75
	Сухие комки	0,39	0,27	0,71	0,63	0,46	0,80
	Влажные комки	0,54	0,37	0,72	0,72	0,60	0,84
Деревянная поверхность; трение покоя	Мелкие клубни	0,40	0,22	0,58	0,72	0,57	0,87
	Крупные клубни	0,40	0,16	0,63	0,75	0,59	0,91
	Сухие комки	0,52	0,29	0,74	0,63	0,46	0,80
	Влажные комки	0,60	0,41	0,80	0,75	0,60	0,90
Брезентовая поверхность; трение покоя	Мелкие клубни	0,28	0,16	0,40	—	—	—
	Крупные клубни	0,31	0,20	0,42	0,60	0,50	0,70
	Сухие комки	0,45	0,25	0,65	0,67	0,49	0,85
	Влажные комки	0,53	0,30	0,75	0,78	0,65	0,90
Прорезиненное полотно; трение покоя	Мелкие клубни	0,19	0,08	0,31	0,26	0,10	0,42
	Крупные клубни	0,28	0,08	0,48	0,33	0,13	0,52
	Мелкие комки	0,47	0,25	0,70	0,64	0,32	0,96
	Крупные комки	0,47	0,25	0,70	0,72	0,58	0,87
Вращающийся прорезиненный транспортер; трение движения	Мелкие клубни	0,22	0,18	0,26	—	—	—
	Крупные клубни	0,35	0,23	0,47	—	—	—
	Мелкие комки	0,38	0,27	0,49	—	—	—
	Крупные комки	0,41	0,35	0,47	—	—	—

С целью уточнения степени перекрытия углов (коэффициентов) трения качения комков и клубней на фрикционном лопастном барабане были определены углы скатывания комков почвы и клубней картофеля. Полученные вариационные кривые показаны на рис. 121. Если вариационная кривая для клубней близка по форме к кривой нормального распределения, то форма многоугольника распределения комков весьма неопределенна, что следует объяснить неправильной и непостоянной формой комков.

Если осуществляется процесс сепарации двух компонентов с коэффициентами трения покоя f_{s_1} и f_{s_2} , коэффициентами трения движения соответственно f_{d_1} и f_{d_2} , то эффективность сепарации будет зависеть от разности коэффициентов трения:

$$\Delta f_s = f_{s_1} - f_{s_2}; \quad \Delta f_d = f_{d_1} - f_{d_2}. \quad (149)$$

Если же процесс сепарации вести так, что один компонент будет выделяться рабочим органом по коэффициенту трения по-

кою f_{s_1} , а другой — по коэффициенту трения движения f_{d_2} , то получим для них разность коэффициентов трения

$$\Delta f = f_{s_1} - f_{d_2}. \quad (150)$$

Величина Δf всегда больше Δf_s и Δf_d . Поэтому следует отдать предпочтение такому рабочему органу, в котором процесс сепарации протекает при нахождении одного выделяемого компонента в состоянии относительного покоя, а другого в состоянии относительного движения по рабочей поверхности.

Полнота (степень) разделения двух компонентов определяется вариационными кривыми распределения по коэффициенту трения. При частичном совпадении вариационных кривых коэффициентов трения двух компонентов нельзя достигнуть их полного разделения. При частичном совпадении вариационных кривых, как это имеет место в рассматриваемом случае разделения клубней, комков и камней, неизбежно засорение обеих фракций.

Материал рабочей поверхности существенно влияет на степень совпадения вариационных кривых, а следовательно, и на эффективность сепарации. Степень совпадения вариационных кривых определяется также состоянием поверхностей комков. Если комки подвергались многократному механическому воздействию на картофелеуборочных машинах и картофелесортировках, то поверхность комков шлифуется, что снижает эффективность выделения комков фрикционным способом. Поэтому сепарацию комков на фрикционных рабочих органах необходимо вести в начале или середине технологического процесса, осуществляемого картофелеуборочным комбайном.

Рабочая поверхность фрикционных сепараторов может иметь различные формы: плоскую, цилиндрическую, коническую, винтовую. Эта поверхность может быть подвижная и неподвижная.

Рабочим органом скатной горки является неподвижная плоскость, наклоненная к горизонту под углом α , большим углом трения φ (рис. 120, б). Частица движется вниз с ускорением

$$j_s = g(\sin \alpha - f \cos \alpha), \quad (151)$$

Скорость движения частицы на участке скатной плоскости длиной s возрастает от нуля до v_{\max} и выражается зависимостью $v_{\max} = \sqrt{2j_s s}$.

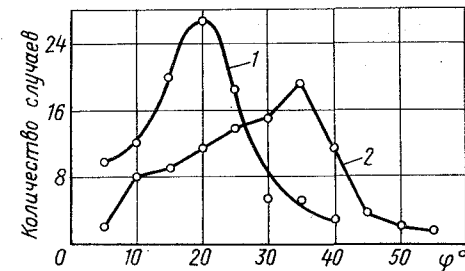


Рис. 121. Вариационные кривые углов трения качения:

1 — клубней; 2 — комков почвы

Траектория частицы, падающей с наклонной плоскости, по Н. Г. Гладкову [8], определяется выражением

$$x = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4B}}{2B}, \quad (152)$$

где

$$A = \operatorname{tg} \alpha; \quad B = \frac{1}{4 \cos^3 \alpha (\operatorname{tg} \alpha - f) s}.$$

При определенных значениях угла α и длины участка s коэффициенты A и B являются постоянными величинами. Из формулы (152) при $H = \operatorname{const}$ следует, что круглые частицы с меньшим коэффициентом трения падают дальше, а шероховатые и плоские частицы почвы и камни, имеющие больший коэффициент трения, — ближе.

Испытания такого рабочего органа на разделении клубней и комков дали неудовлетворительные результаты, так как дальность полета компонентов мало различалась. Кроме того, конструктивно длинные скатные доски плохо komponуются в машине. Подобным же образом работает винтовой сепаратор-змейка, широко применяемый при очистке зерна. Благодаря большой длине наклонной поверхности в винтовом сепараторе достигается большая разница в скоростях разделяемых компонентов и, следовательно, лучшее разделение их. Однако такой сепаратор громоздок, требует большого перепада высот и мало пригоден для применения в мобильных машинах.

Наибольший интерес для использования в картофелеуборочных комбайнах имеют продольные и поперечные горки.

Продольные горки. Силы, действующие на частицу, находящуюся на полотне продольной горки, показаны на рис. 120, в. Частица находится под воздействием силы тяжести G , нормальная составляющая которой $G \cos \alpha$ прижимает ее к полотну, а тангенциальная $G \sin \alpha$ стремится сдвинуть вниз. Движению частицы вниз препятствует сила сцепления (трения) $F = f_2 G \cos \alpha$, где f_2 — коэффициент трения покоя.

Если тангенциальная составляющая веса $G \sin \alpha$ становится больше предельной величины силы трения, то частица будет скатываться вниз. Движущая сила, определяемая величиной $G \sin \alpha - F$, сообщит клубням относительное ускорение

$$\frac{du}{dt} = \frac{G}{m} \sin \alpha - \frac{F}{m}.$$

Заменяв $G = mg$ и $F = mgf_1 \cos \alpha$, получим

$$\frac{du}{dt} = g \sin \alpha - gf_1 \cos \alpha = g \sin \alpha \left(1 - \frac{f_1}{\operatorname{tg} \alpha} \right),$$

где f_1 — коэффициент трения движения.

Обозначим $\frac{f_1}{\operatorname{tg} \alpha} = \Delta$, тогда

$$\frac{du}{dt} = g \sin \alpha (1 - \Delta). \quad (153)$$

Данное уравнение показывает, что в абсолютном движении частицы по полотну ускорение постоянно, не зависит от скорости полотна, а зависит от $\Delta = \frac{f_1}{\operatorname{tg} \alpha}$.

Интегрируя уравнение (153) и принимая во внимание начальные условия $t = 0, u = 0$, получаем выражение абсолютной скорости скатывания частицы

$$u = gt \sin \alpha (1 - \Delta). \quad (154)$$

Относительная скорость в данном случае равна разности переносной и абсолютной скоростей, так как они направлены в разные стороны (за положительное направление принимаем скорость, направленную вверх):

$$u_{om} = v_{nep} - u_a = v - gt \sin \alpha (1 - \Delta). \quad (155)$$

Для определения абсолютного перемещения частиц по полотну надо проинтегрировать уравнение (154):

$$x_a = gt^2 \sin \alpha (1 - \Delta) + C_x.$$

Начальные условия $t = 0, x = 0$, следовательно, $C_x = 0$,

$$x_a = \frac{1}{2} gt^2 \sin \alpha (1 - \Delta). \quad (156)$$

Относительное перемещение

$$x = vt - \frac{1}{2} gt^2 \sin \alpha (1 - \Delta). \quad (157)$$

При $\Delta > 1, f_1 > \operatorname{tg} \alpha, \alpha < \varphi$; в этом случае параболы будут располагаться над осью времени t , следовательно, частицы будут подниматься вверх. Частица движется вверх вначале с переменной скоростью от 0 до v , затем со скоростью полотна v .

При $\Delta = 1, f_1 = \operatorname{tg} \alpha, \alpha = \varphi$; частицы находятся на полотне в неопределенном положении, т. е. возможно их движение вверх, вниз или даже зависание на одном месте.

При $\Delta < 1, f_1 < \operatorname{tg} \alpha, \alpha > \varphi$; частицы будут двигаться вниз с непрерывно возрастающей скоростью.

Чтобы клубни скатывались вниз, необходимо обеспечить отношение $\frac{f_{1кл}}{\operatorname{tg} \alpha} = \Delta_1 < 1$. Чтобы в то же время почвенные комки выносились горкой вверх, необходимо выполнение условия $\frac{f_{1п}}{\operatorname{tg} \alpha} = \Delta_2 > 1$.

Определим f_{cp} по среднему значению $f_{1кл}$ и $f_{1п}$

$$f_{cp} = \frac{f_{1кл} + f_{1п}}{2},$$

где $f_{1кл}$ и $f_{1п}$ — коэффициенты трения движения клубней и почвенных комков.

Примем $\Delta_{cp} = 1$, тогда

$$\frac{f_{cp}}{\operatorname{tg} \alpha} = \Delta_{cp} = 1,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{f_{1кл} + f_{1п}}{2}. \quad (158)$$

Используя данные табл. 19, определим оптимальный угол наклона продольной горки из прорезиненного полотна. Для клубней и крупных комков имеем $f_{1кл} = 0,35$, $f_{1п} = 0,41$ и

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,35 + 0,41}{2} = 0,38; \quad \alpha = 20^\circ 50'.$$

Используя данные К. Баганца для клубней и камней $f_{1кл} = 0,17$ и $f_{1п} = 0,26$ и

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,17 + 0,26}{2} = 0,215; \quad \alpha = 12^\circ 10'.$$

К. Баганцом были проведены экспериментальные исследования процесса отделения клубней от камней на продольной горке. При любых скоростях ленты наилучший общий коэффициент разделения достигался при угле наклона $\alpha \approx 10^\circ$ и составлял $\varepsilon \approx 60\%$ (рис. 122, а). Коэффициент отделения камней η_k при этом колебался в пределах 80—90%.

Ухудшалась сепарация при повышенной подаче массы в единицу времени.

Подобные опыты по определению коэффициентов отделения клубней и комков на продольных горках, но в полевых условиях провел Е. Шефер в ФРГ [68].

На рис. 122, б показаны полученные им коэффициенты отделения клубней и камней в зависимости от угла наклона транспортера. При опытах, проведенных в полевых условиях на опытных делянках длиной 25 м, подача на горку составляла 990 клубней в минуту при среднем весе клубня 78,9 г; примесь камней по весу 25,4%, по количеству 19,1%; ботвы по весу 2,1% (клубни приняты за 100%). Коэффициент отделения клубней возрастает при увеличении угла наклона транспортера и достигает при угле наклона 22° почти 100%, коэффициент отделения камней при увеличении угла наклона транспортера уменьшается. По данным Е. Шефера оптимальные коэффициенты отделения получены при угле наклона 19° : для клубней по количеству 87,3%, по весу

87,0%, для камней по количеству 47,3%, по весу 38,3%, для ботвы по весу 99,0%.

Е. Шефером были проведены также опыты в лабораторных условиях при подаче 960 клубней в минуту с добавлением в смесь 25% камней. Опыты проводились отдельно со смесью, содержащей плоские (рис. 122, в) и круглые (рис. 122, г) камни.

Как и следовало ожидать, коэффициенты отделения плоских камней оказались в среднем на 20% выше, чем круглых.

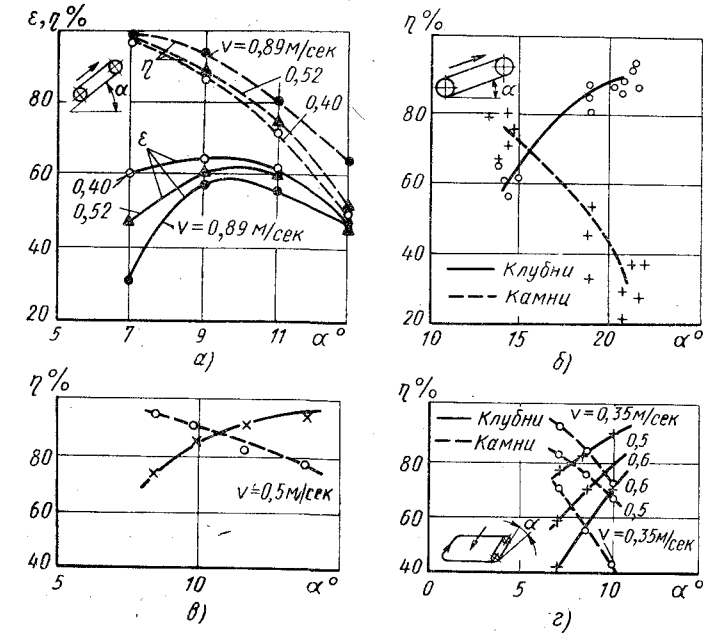


Рис. 122. Результаты опытов К. Баганца и Е. Шефера по отделению клубней от камней

В ВИСХОМе проведено в лабораторных условиях экспериментальное исследование процесса разделения на горке смеси, состоящей из клубней, почвенных комков и ботвы. Скорость ленты варьировали в пределах 0,5—1,5 м/сек, угол наклона в пределах 10—30°, величину подачи 0,75—3 кг/сек. Соотношение комков клубней и ботвы по весу было постоянным 5 : 2 : 1, отношение комков к клубням $\lambda = 2,5$.

Качество разделения оценивали как коэффициентами отделения η каждого компонента (η_n — для почвы и $\eta_{кл}$ — для клубней), так и общим коэффициентом разделения ε (рис. 123, а—в). На графиках не даны коэффициенты отделения ботвы, так как во всех опытах она отделялась полностью. Из графиков видно, что коэффициенты разделения смеси в опытах ВИСХОМа значительно ниже, чем в опытах К. Баганца. Это можно объяснить

во-первых тем, что в опытах ВИСХОМа отделялись комки, а в опытах К. Баганца — камни, во-вторых, тем, что К. Баганц проводил опыты при небольших подачах без ботвы. На основе экспериментальных данных можно установить, что оптимальными

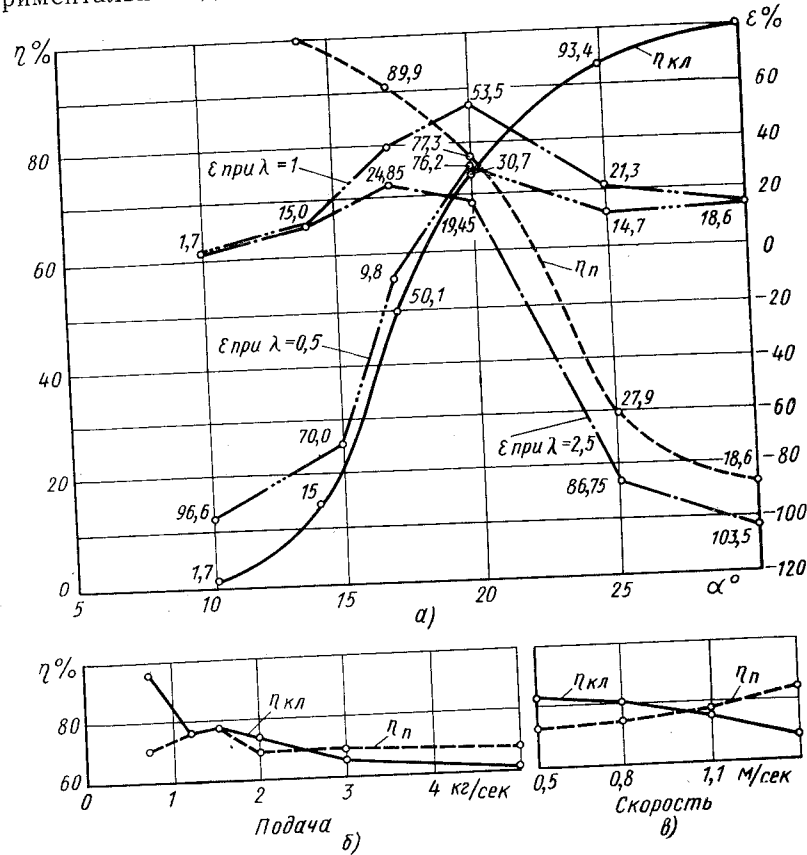


Рис. 123. Полнота разделения компонентов клубней — комки почвы в зависимости: а — от угла наклона; б — от подачи; в — от скорости полотна

пределами угла наклона горки являются 15—22°. При этом отделяются 50—80% клубней и 50—90% почвы. Коэффициент разделения ϵ компонентов (по весу) достигает 22—75%. Более пологие углы (14—20°) целесообразно применять при сильном засорении клубней комками ($\lambda > 1$), а более крутые (20—30°) — при малом засорении ($\lambda < 1$). При большой засоренности применение продольной горки с углом $\alpha > 20^\circ$ крайне неэффективно.

Опыты по изучению влияния на процесс разделения линейной скорости полотна (рис. 123, в) показывают, что с повышением

скорости общий коэффициент разделения увеличивается. Хотя, как вытекает из приведенного выше теоретического анализа, скорость полотна непосредственного влияния на процесс фрикционной сепарации не оказывает. При повышении скорости полотна коэффициент отделения клубней уменьшается, а коэффициент отделения комков увеличивается, так как даже округлые тела не успевают скатиться с ленты. Более эффективному процессу разделения при высоких скоростях, очевидно, способствует быстрый вынос примесей с высоким коэффициентом трения (особенно ботвы) и освобождение таким образом поверхности горки для новых порций материала. При этом вероятность столкновения частиц уменьшается.

Увеличение подачи до 1,5 кг/сек не вызывает ухудшения показателей процесса сепарации (рис. 123, б), однако при дальнейшем увеличении подачи показатели резко снижаются. Предельной подачей является 3,75—4,0 кг/сек на 1 м ширины горки.

Следует отметить, что опыты были проведены в наиболее трудных условиях при очень засоренной комками смеси, поэтому общий коэффициент разделения ϵ получился низким. При соотношении комков и клубней $\lambda \ll 1$ при тех же показателях разделения коэффициент ϵ получился бы значительно выше. Например, при $\lambda = 2,5$, потерях клубней $\delta = 33\%$, наличии неотделенной почвы $\delta_n = 16\%$

$$\epsilon = 100 - (33,0 + 2,5 \cdot 16,0) = 27\% .$$

При тех же показателях, но при $\lambda = 1,0$

$$\epsilon = 100 - (33,0 + 16,0) = 51,0\% .$$

Таким образом, продольная горка позволяет обеспечить снижение веса компонентов, подлежащих отбору на переборочном столе в пределах 10—50%.

Поперечные горки. На частицу, попавшую на полотно с поперечным наклоном, без начальной скорости (рис. 124) в точке А действуют следующие силы: активная составляющая силы тяжести $T = mg \sin \alpha$; сила трения, возникающая от составляющей силы тяжести $mg \sin \alpha$, направленная в сторону противоположную относительному движению, $F = fmg \cos \alpha$ [8].

Обозначив ν угол между касательной к траектории и осью x , разложим действующие силы на тангенциальные и нормальные составляющие.

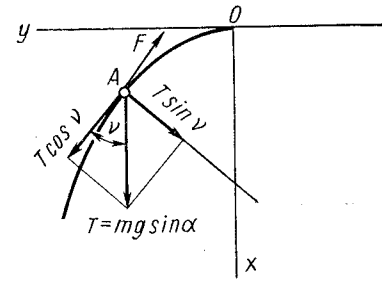


Рис. 124. Силы, действующие на частицу, находящуюся на поперечной горке

Тангенциальная результирующая составляющая

$$T \cos v - F = mg \sin \alpha \cos v - mgf \cos \alpha;$$

нормальная результирующая составляющая

$$T \sin v = mg \sin \alpha \sin v.$$

Уравнение относительного движения частицы по полотну:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{du}{dt} &= mg \sin \alpha \cos v - mgf \cos \alpha; \\ m \frac{u^2}{\rho} &= mg \sin \alpha \sin v, \end{aligned} \right\} \quad (159)$$

где ρ — радиус кривизны элементарной дуги траектории для точки A .

После интегрирования уравнений (159) и соответствующих преобразований получаем выражение скорости относительного движения

$$u = \frac{v}{2} z^{\Delta-1} (1 + z^2), \quad (160)$$

где

$$z = \operatorname{tg} \frac{v}{2}.$$

Составляющие относительной скорости:

$$u_x = \frac{dx}{dt} = \frac{u}{2} z^{\Delta-1} (1 - z^2); \quad (161)$$

$$u_y = \frac{dy}{dt} = \frac{u}{2} z^{\Delta-1} 2z = uz^{\Delta}. \quad (162)$$

Текущие координаты траектории относительного движения:

$$x_z = \frac{v^2}{4g \sin \alpha} \left[\frac{1}{\Delta^2 - 1} - \frac{z^2(\Delta - 1)}{2(\Delta - 1)} + \frac{z^2(\Delta - 1)}{2(\Delta + 1)} \right]; \quad (163)$$

$$y_z = \frac{v^2}{2g \sin \alpha} \left[\frac{4\Delta}{4\Delta^2 - 1} - \frac{z^{2\Delta-1}}{2\Delta - 1} - \frac{z^{2\Delta+1}}{2\Delta + 1} \right]. \quad (164)$$

Частицы, у которых $f > \operatorname{tg} \alpha$, в течение определенного времени

$$t_1 = \frac{v}{2g \sin \alpha} \cdot \left(\frac{2\Delta}{\Delta^2 - 1} \right) = C_1 \quad (165)$$

скользят по поверхности горки, а затем останавливаются и двигаются вместе с полотном горизонтально.

Координаты траекторий частиц в абсолютном движении:

$$x = \frac{v^2}{4g \sin \alpha} \left(\frac{1}{\Delta^2 - 1} - \frac{z^{2\Delta-2}}{2\Delta - 2} + \frac{z^{2\Delta+2}}{2\Delta + 2} \right); \quad (166)$$

$$y = \frac{v^2}{2g \sin \alpha} \left[\frac{2\Delta(1 + 2\Delta^2)}{(4\Delta^2 - 1)(\Delta^2 - 1)} - \left(\frac{z^{\Delta-1}}{\Delta - 1} + \frac{z^{\Delta+1}}{\Delta + 1} \right) + \left(\frac{z^{2\Delta-1}}{2\Delta - 1} + \frac{z^{2\Delta+1}}{2\Delta + 1} \right) \right]. \quad (167)$$

Экспериментальные исследования процесса разделения клубней и камней в лабораторных условиях на поперечной горке провели К. Баганц [59] и Е. Шефер [68].

Для исследования использовали искусственную смесь клубней и камней при относительно небольшом содержании послед-

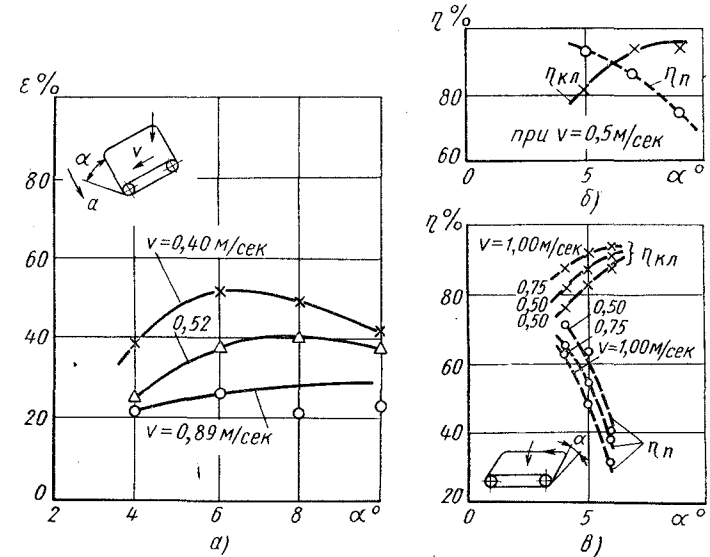


Рис. 125. Результаты исследований поперечных горок при разделении клубней и камней

них (1:1 в опытах К. Баганца и 1:4 в опытах Е. Шефера). К. Баганц проводил опыты с делителем, разделяющим поток на два, Е. Шефер на обычной горке без делителя.

На рис. 125, а показаны полученные К. Баганцом зависимости коэффициентов разделения смеси от угла наклона горки при наиболее рациональном размещении делителя. При данных условиях наилучший коэффициент разделения получался при низких скоростях движения ленты и углах наклона 6—8°.

Результаты опытов Е. Шефера показаны на рис. 125, б (отделение округлых камней) и рис. 125, в (отделение плоских камней).

Е. Шефер не вычислял общий коэффициент разделения смеси, без которого трудно судить об оптимальном угле наклона горки. Как и на продольной горке, повышение коэффициента отделения

клубней всегда связано со снижением коэффициента отделения камней и наоборот. Вычисление коэффициента ϵ , по данным Е. Шефера, показывает, что при отделении круглых камней он близок к нулю, а при отделении плоских камней достигает 15%. Оптимальным углом наклона при скорости полотна $v = 0,5$ м/сек является угол 8° .

К. Баганцом проведено сравнительное исследование эффективности разделения одинаковой по составу смеси клубней и камней на продольной и поперечной горках при разных подачах. Результаты опытов показаны на рис. 126. При небольших подачах (до 10 шт/сек) продольная горка, по данным К. Баганца, на 15—20% эффективнее поперечной.

В ВИСХОМе было проведено исследование процесса разделения смеси клубней и почвенных комков на поперечной горке. Было проведено две серии опытов: в первой серии состав исходного материала и подачи были такими же, как и при исследованиях продольной горки, $\lambda = 2,5$; во второй серии опытов в смеси отсутствовали растительные примеси и ботва, а соотношение компонентов клубни — комки по количеству было 1 : 1.

Графики, показывающие зависимость коэффициентов разделения клубней и почвенных комков, а также общего коэффициента разделения смеси ϵ от угла α в первой серии опытов показаны на рис. 127, а.

Коэффициент разделения смеси ϵ во всех опытах оказался отрицательным, причем абсолютная величина его возрастала с увеличением угла наклона. Чем больше угол наклона, тем менее эффективно работает в этих условиях поперечная горка. Опыты с увеличенной скоростью полотна (0,5—1,4 м/сек) не привели к улучшению показателя ϵ (рис. 127, б).

Сравнительный анализ данных, полученных при исследовании продольной и поперечной горок, показывает, что разделение на поперечной горке происходит менее четко, чем на продольной. Характерно, что при одинаковых углах наклона полотна полнота разделения клубней на поперечной горке выше. Это объясняется более длительным пребыванием компонентов на поперечной горке. Так, например, при $\alpha = 17^\circ$ продольная горка выносит с ком-

ками около 50% клубней, а поперечная только 25%. Однако в этом случае значительно больше скатывается с клубнями и комков, что предопределяет при $\lambda > 1$ отрицательное значение коэффициента ϵ . Если же вычислить коэффициент ϵ при тех же значениях показателей разделения клубней и комков, но при $\lambda = 1$, то он становится положительным.

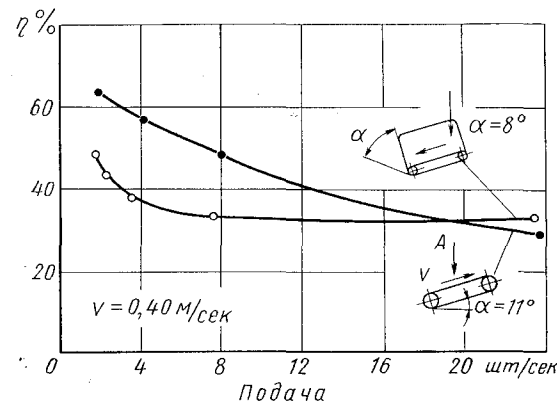


Рис. 126. Сравнительные показатели разделения клубней и камней на продольной и поперечной горках (по данным К. Баганца)

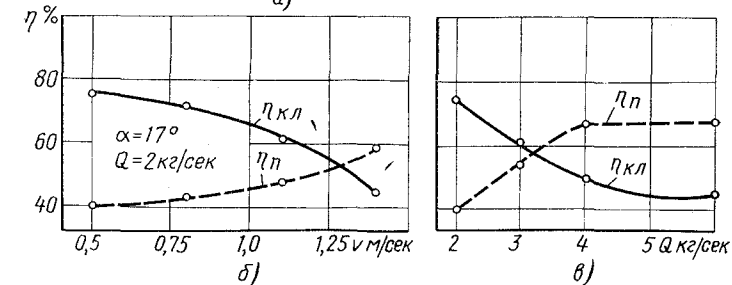
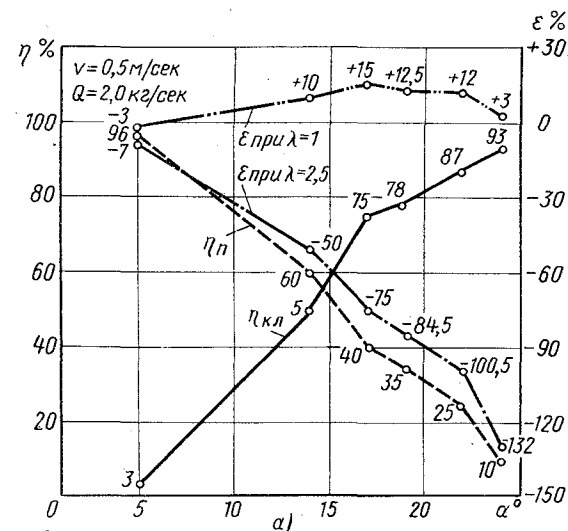


Рис. 127. Зависимость полноты разделения компонентов клубни — комки на поперечной горке при большой засоренности клубней ($\lambda = 2,5$):

а — от угла наклона; б — от скорости полотна; в — от подачи

Таким образом, поперечная горка неэффективна при разделении смеси, содержащей большое количество почвенных комков и ботвы. Следовательно, этот рабочий орган не может быть использован в середине технологического процесса.

Во второй серии опытов на поперечную горку подавалась масса без ботвы и растительных примесей при соотношении клубней и комков $\lambda = 1$, характерном для массы, выдаваемой в конце технологического процесса. Результаты опытов показаны на гра-

фиках рис. 128. Опыты проводили для двух сортов картофеля: с округлыми клубнями сорта Лорх (рис. 128, а) и с продолговатыми клубнями сорта Северная роза (рис. 128, б). На этих же графиках нанесены полученные экспериментальным путем коэффициенты полноты скатывания клубней при пропуске их по горке без примесей (ϵ при $\lambda = 0$). Используя этот показатель и условно принимая коэффициент разделения комков таким же, как и при опытах с $\lambda = 1$, можно вычислить по формуле (145) ориентировочные коэффициенты разделения компонентов ϵ при наличии небольшого количества примесей в смеси ($\lambda < 1$), а также

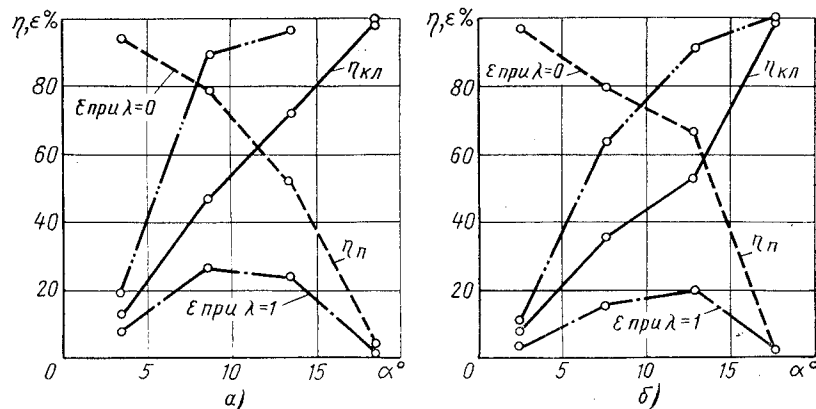


Рис. 128. Зависимость полноты разделения компонентов клубни — комки

установить предельный угол наклона поперечной горки, обеспечивающий полное скатывание клубней при поступлении их без примесей.

Анализ экспериментальных данных показывает, что для эффективного использования поперечной горки при различных соотношениях почвенных комков и клубней, а также при работе на разных сортах картофеля необходимо регулировать угол наклона полотна.

При большом содержании примесей ($\lambda > 1$) угол должен быть минимальным, порядка $2^\circ 30' - 5^\circ$. При содержании примесей и комков в одинаковом количестве ($\lambda = 1$) оптимальный угол лежит в пределах $7^\circ 30' - 12^\circ 30'$, при этом меньшие значения угла берут для округлых сортов картофеля типа Лорх и большие — для продолговатых типа Северная роза. Наконец, при небольшом содержании комков ($\lambda < 1$) эффективная работа поперечной горки возможна только при угле наклона порядка $17-20^\circ$, когда обеспечивается коэффициент отделения клубней, близкий к 100%. Следовательно, должно обеспечиваться условие: компонент, содержащийся в смеси в большем количестве, должен выделяться более полно (не ниже 90%).

Компоновка горок в схеме комбайна и расчет их параметров

Вследствие того, что горки не обеспечивают полного отделения клубней от примесей, они могут быть использованы не как самостоятельный рабочий орган, выносящий отделенные примеси из машины, а только лишь как вспомогательный, обеспечивающий предварительное разделение компонентов для облегчения последующей ручной или автоматической их переборки.

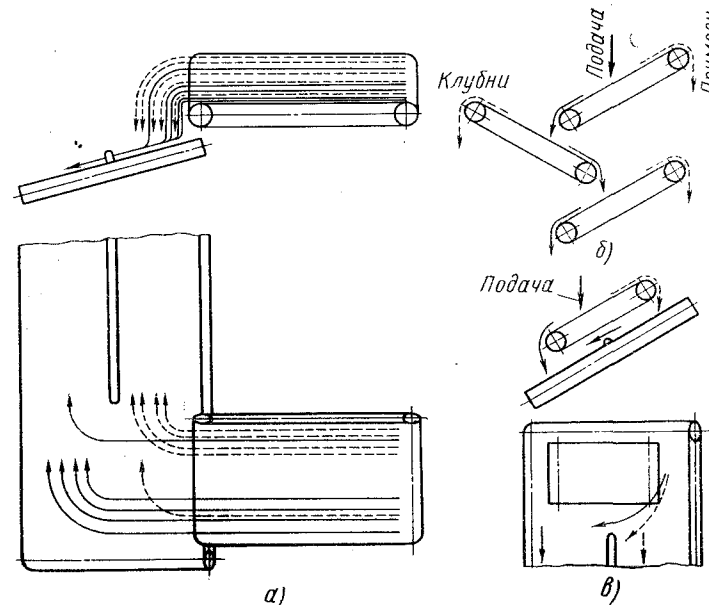


Рис. 129. Примеры компоновок горок и их сочетаний в схеме картофелеуборочного комбайна

Данные опытов показывают, что, хотя горки успешно справляются с отделением ботвы и растительных примесей, все же волокнистые примеси значительно снижают коэффициенты разделения других компонентов. Наиболее эффективное отделение комков и камней обеспечивается горкой, если на нее не попадают растительные примеси.

Исходя из этих соображений заслуживают наибольшего внимания последовательные сочетания горок, первая из которых (по ходу технологического процесса), расположенная под большим углом наклона, в основном предназначена для выноса растительности, а вторая, работающая в более легких условиях, для разделения основных компонентов.

На рис. 129 показаны примеры компоновок горок: сочетание двух продольных горок (рис. 129, а), сочетание двух попереч-

ных горок (рис. 129, б), сочетание продольной и поперечной горки (рис. 129, в).

При проектировании горок расчетными параметрами являются: угол наклона α полотна к горизонтали; скорость v полотна; ширина B полотна; расстояние l между валиками (рис. 130). Определенное значение имеет материал рабочих поверхностей.

Угол наклона полотна зависит от коэффициента трения клубней и примесей по заданному материалу рабочей поверхности и определяется формулой (158). Учитывая, что коэффициенты трения качения комков, камней и разных сортов картофеля колеблются в довольно широких пределах, необходимо предусматри-

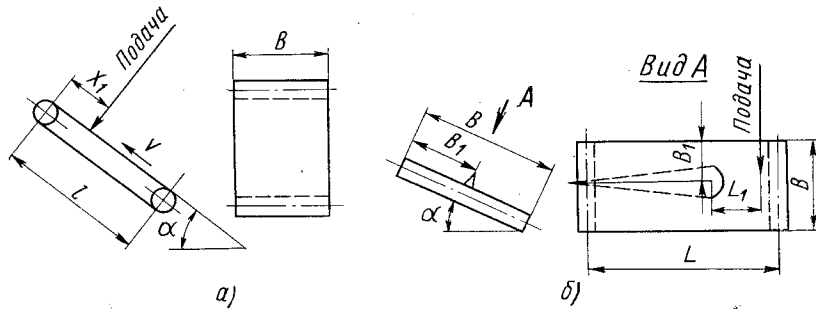


Рис. 130. Схемы к расчету параметров горок: а — продольной; б — поперечной

вать регулирование угла наклона продольной горки в пределах $10-25^\circ$, а поперечной в пределах $5-15^\circ$.

Расстояние между валиками продольной горки

$$l \geq 2x_1, \quad (168)$$

где x_1 — расстояние от места подачи массы до верхнего валика полотна,

$$x_1 = \frac{u^2}{2g \sin \alpha \left(\frac{f_2}{\operatorname{tg} \alpha} - 1 \right)}. \quad (169)$$

Как показывают экспериментальные данные, скорость полотна может приниматься в пределах $0,5-1,5$ м/сек.

Ширина полотна B определяет производительность Q продольной горки

$$Q = kB, \quad (170)$$

где k — удельная нагрузка, допустимая на 1 м ширины (4 кг/сек·м).

По данным исследований Н. Г. Гладкова и других установлено, что качество работы продольной горки повышается, если

снизить влияние встречных потоков разделяемых компонентов путем порционной подачи. Целесообразно осуществлять периодичность подачи материала со временем, определяемым по формуле

$$t_m = \frac{2v}{g \cos \alpha (f_1 - f_2)} \text{ сек},$$

где v — скорость полотна горки;

α — угол наклона горки;

f_1 — коэффициент трения (качения) почвенных частиц;

f_2 — коэффициент качения клубней.

Длина и ширина полотна поперечной горки должны устанавливаться из условий, обеспечивающих возможность скапывания клубней.

На рис. 131 показаны траектории абсолютного движения частиц при различных Δ , вычисленные по формулам (166) и (169).

По горизонтальной оси отложена длина полотна, а по вертикальной — ширина в масштабе

$$K = \frac{v^2}{4g \sin \alpha}. \quad (171)$$

При проектировании поперечной горки, являющейся одновременно переборочным столом, необходимо учитывать, то что рабочей длиной полотна является его участок до того места, где расположен делитель. Обозначим общую длину полотна L , а рабочую длину поперечной горки L_1 . То же самое относится к ширине полотна. При общей ширине полотна B рабочей его шириной является верхняя часть до делителя, обозначенная B_1 . Общая ширина полотна определяется конструктивными соображениями, и в двухрядном комбайне она находится в пределах $1000-1200$ мм. Рабочую ширину B_1 целесообразно выполнять регулируемой в пределах $B_1 = \left(\frac{1}{4} \div \frac{3}{4} \right) B$ за счет шарнирного крепления делителя.

Рабочая длина полотна L_1 зависит от его скорости v . Чем больше скорость полотна v , тем больше должна быть его рабочая длина. На основе эксперимента установлено, что при ско-

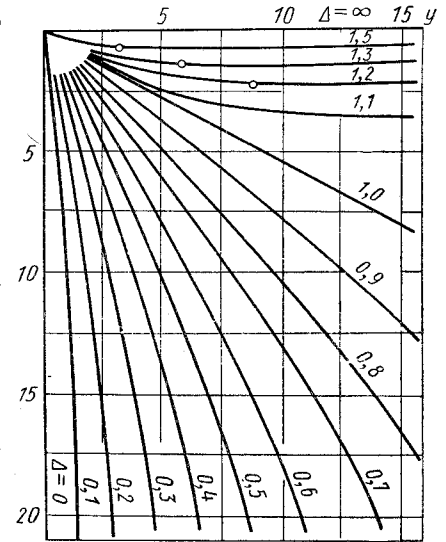


Рис. 131. Траектория полного (абсолютного) движения частиц на полотне поперечной горки (по данным Н. Г. Гладкова)

рости ленты $v = 0,5$ м/сек рабочая длина зоны разделения должна быть около 400 мм, а при $v = 1$ м/сек — около 750 мм.

Теоретически при известных V_1 и v рабочая длина поперечной горки может быть установлена из следующих соображений. Процесс разделения на горке прекращается, когда частицы с $\Delta > 1$ остановятся и приобретут скорость полотна. Угол наклона касательной в точке M станет равным нулю и, следовательно,

$$z = \operatorname{tg} \frac{v}{2} = 0.$$

Подставив $z = 0$ в уравнения (166) и (167), получим координаты точки M :

$$x_M = \frac{v^2}{4g \sin \alpha} \cdot \frac{1}{\Delta^2 + 1}; \quad (172)$$

$$y_M = \frac{v^2}{2g \sin \alpha} \cdot \frac{\Delta(1 + 2\Delta^2)}{(4\Delta^2 - 1)(\Delta^2 - 1)}. \quad (173)$$

Длину рабочей части полотна следует принять равной y_M .

Пальчатые горки

Пальчатые горки представляют собой ленточные наклонные транспортеры с резиновыми пальцами. Так же, как горки с гладкими поверхностями, они могут выполняться с продольным или поперечным углом наклона. Разделяющее действие этого рабочего органа основано на одновременном использовании ряда свойств разделяемых компонентов: коэффициента трения качения, размеров, абсолютного веса. По данным исследований, проведенных в ЧССР, оптимальные параметры пальчатого полотна следующие: шаг пальцев 25×25 мм при расположении их по квадрату; длина пальцев 40 мм, форма — коническая при диаметре внизу 18 мм, вверху 10 мм. Оптимальный угол наклона для продольной пальчатой горки порядка 40° , для поперечной $20-25^\circ$.

Клубни скатываются с наклонной плоскости, образованной основаниями пальцев, а примеси должны удерживаться пальцами и выноситься вверх (на продольной горке) или вбок (на поперечной).

Результаты испытаний пальчатых горок показывают, что они эффективно отделяют от клубней мелкую почву, растительные примеси, а также мелкие камни. Комки почвы и камни средней и большой величины пальчатые горки отделяют так же, а в ряде случаев и хуже, чем гладкие горки.

Данные проведенных Е. Шефером [68] исследований поперечной пальчатой горки на картофелеуборочном комбайне в полевых условиях приведены в табл. 20. Опыты проводились на двух типах почв.

Коэффициенты отделения на пальчатой поперечной горке

Номер опыта	Коэффициент отделения в %					Общий коэффициент разделения* в %	
	клубней		камней		ботвы	по количеству	по весу
	по количеству	по весу	по количеству	по весу	по весу		
1	78,0	88,8	57,1	42,0	93,2	35,1	30,0
2	78,4	88,0	42,5	27,6	100,0	20,9	15,6

* Вычислен автором

Как видно из таблицы, вычисленный по данным Е. Шефера общий коэффициент разделения невысок — 15,6—30% по весу и 20,9—35,1% по количеству.

Следует отметить особенность этого рабочего органа, заключающуюся в том, что одновременно с частичным разделением компонентов он, в отличие от обычной горки, как бы сортирует их по размерам. Выносятся, как правило, мелкие клубни и камни, а скатываются крупные клубни и камни, что облегчает отбор последних.

Щеточные сепараторы

Из всех разновидностей щеточных сепараторов, описанных в первом параграфе этой главы, по данным исследований, проведенных в ЧССР, ГДР и ФРГ, лучшие результаты обеспечивает рабочий орган с верхней загрузкой материала, имеющий щеточный барабан в сочетании с направляющей заслонкой (щитком). Для увеличения производительности щеточные барабаны могут быть установлены параллельно по несколько штук, образуя батарею, как это сделано, например, на комбайне «Люни» (рис. 132). Устройство работает следующим образом. Масса, сходящая с питающего транспортера, разделяется на три потока и поступает на четыре вращающиеся щетки. Благодаря вращению щеток масса перемещается вниз по четырем каналам, образуемым каждой щеткой и заслонкой, при этом тяжелые камни и часть комков отгибают ворс щеток и проваливаются вниз, попадая на транспортер камней, а клубни и легкие примеси сходят со щеточного устройства.

Основные параметры щеточного устройства комбайна «Люни» следующие:

Длина щеток в мм	410
Наружный диаметр щеток в мм	320
Длина ворсины в мм	130
Диаметр ворсины в мм	1
Величина открытия заслонок в мм	0—32
Угол наклона оси щетки к горизонтали	8—11°
Число оборотов щеток в минуту	100 и 125

Испытания щеточного отделяющего устройства комбайна «Люни» проводили на Западной МИС в лабораторных и в лабораторно-полевых условиях.

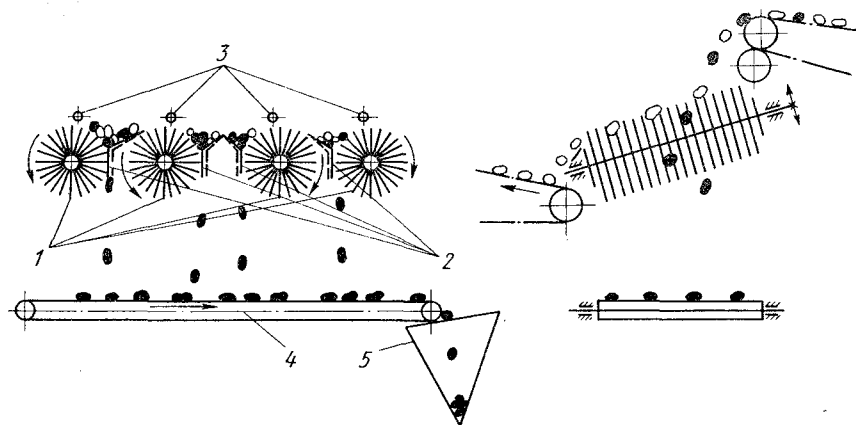


Рис. 132. Щеточное устройство для отделения камней комбайна «Люни»: 1 — вращающиеся щетки; 2 — заслонки; 3 — пальцевые решетки; 4 — транспортер для камней; 5 — бункер для камней

При лабораторных испытаниях на щеточное устройство подавали смесь клубней сорта Скороспелка № 1, имеющих округлую форму, и камней в соотношении по количеству $\lambda_1 = 0,25$ (80% клубней и 20% камней), по весу $\lambda_2 = 0,6$. Средний вес клубня 61,6 г, камня — 162,5 г. В процессе испытаний определяли показатели отделения камней и клубней в зависимости от угла наклона и числа оборотов щеток, а также от величины просвета между ворсинами щетки и заслонкой. Основные результаты опытов приведены на рис. 133.

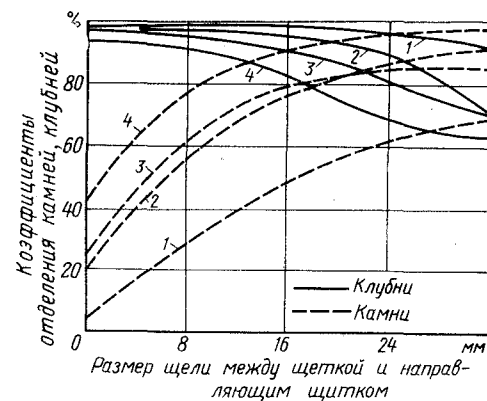


Рис. 133. Зависимость коэффициентов отделения клубней и камней от величины щели:

1 — $\alpha = 11^\circ$; $n = 125$ об/мин; 2 — $\alpha = 8^\circ$; $n = 125$ об/мин; 3 — $\alpha = 11^\circ$; $n = 100$ об/мин; 4 — $\alpha = 8^\circ$; $n = 100$ об/мин

Полевые испытания комбайна со щеточным отделителем проводили в опытном хозяйстве Западной МИС на среднесуглинистой почве, засоренной камнями в количестве 15,1 тыс. шт. на 1 га (6 шт. на 1 м²). Средний вес одного камня составлял 253,7 г при среднем диаметре 87,9 мм.

Сорт картофеля — Берлихинген, урожай 190,6 ц/га при среднем весе клубня 53,2 г.

Результаты опытов приведены в табл. 21.

Как видно из данных табл. 21, полнота отделения камней щеточным устройством изменяется в широких пределах — 5,5—96,1% в зависимости от размера щели между щеткой и заслонкой, угла наклона щеток к горизонту и скорости вращения щеток.

При увеличении угла наклона щеток в пределах 8—11° количество отделенных камней уменьшается на 15—30%. Это явление объясняется увеличением скорости прохождения камней и клубней по щеткам. Как показала скоростная киносъемка, средняя скорость перемещения частиц возросла с 0,43 м/сек при $\alpha = 8^\circ$ до 1,03 м/сек при $\alpha = 11^\circ$. Соответственно уменьшилось время контакта тел с ворсинами щеток.

Аналогичное влияние оказывает увеличение числа оборотов. Но наиболее чувствителен щеточный механизм к изменению размера щели между щеткой и направляющим щитком. При всех режимах работы с увеличением размера щели происходит увеличение количества отделенных камней (рис. 133). Наиболее интенсивное возрастание коэффициента отделения камней происходит при увеличении щели до 16 мм при $n = 100$ об/мин и до 24 мм при $n = 125$ об/мин.

Однако при всех режимах при увеличении щели s наряду с увеличением коэффициента отделения камней резко возрастают потери клубней, т. е. падает коэффициент отделения клубней. При соотношении $\lambda < 1$ это приводит к резкому снижению общего коэффициента разделения смеси. При вычислении этого коэффициента по количеству неправильно отделенных тел, в связи с тем, что неправильно отделяются в основном мелкие клубни, он может принять даже отрицательное значение.

При малом значении угла α материал недостаточно быстро продвигается вдоль щеток, имеется тенденция к сгуживанию, поэтому оптимальным следует считать угол $\alpha = 11^\circ$.

Параметры n и s целесообразно предусматривать регулируе-

Таблица 21

Показатели качества работы щеточного сепаратора комбайна «Люни» при лабораторно-полевых испытаниях (при $\alpha = 11^\circ$)

Число оборотов щеток в минуту	Величина щели в мм	Коэффициент отделения в %			
		камней		клубней	почвы
		по количеству	по весу	по весу	по весу
100	0	25,1	23,5	95,55	16,41
	16	77,8	79,0	95,70	17,56
	32	92,3	95,5	68,3	48,62
125	0	21,1	23,8	97,1	20,81
	16	67,23	62,6	96,5	36,47
	32	90,1	96,2	78,7	67,45

мыми. Если в смеси преобладают клубни, то величина s должна быть минимальной с тем, чтобы с камнями проваливалось небольшое количество клубней. В этом случае даже отделение 50% камней снизит затраты труда на их отбор на 50—60%. Если в поступающей массе преобладают камни, то параметр s должен устанавливаться максимальным, чтобы отделить максимальное количество камней даже за счет снижения полноты отделения клубней.

Следовательно, щеточное устройство при правильной регулировке является довольно эффективным рабочим органом для отделения камней.

Испытания этого устройства при отделении комков почвы показали, что в связи с относительно небольшой разницей в удельном и абсолютном весе комков и клубней разделение их происходит менее эффективно, в основном отсеивается мелкая почва.

Как видно из табл. 21, отделение почвы достигает 67,45%.

Очень чувствительно это устройство к растительным примесям, которые, наматываясь на щетки, препятствуют прохождению материала.

Щеточный барабан в сочетании с пальчатым транспортером

В последнее время получает распространение рабочий орган для отделения клубней от примесей, состоящий из бесконечной транспортерной ленты, на две трети ширины снабженной резиновыми пальцами, и двух поставленных под углом над пальцами вращающихся щеточных барабанов (рис. 134). Щеточный барабан обычно изготавливают из перлоновой ворсины диаметром 0,3 мм. За рубежом этот рабочий орган называют лентой Пейса, по имени автора [66].

Жесткость ленты с резиновыми пальцами и жесткость щеток определяется их материалом, длиной и диаметром пальцев и перлоновой щетины, а также плотностью их расположения. От этих факторов зависит глубина погружения тел и их способность к боковому смещению. Так как перлон гигроскопичен, жесткость щетины снижается при увеличении влажности воздуха.

Поведение на резиновой пальцевой ленте двух одинаковых по форме, но разных по весу тел показано на рис. 134. Более легкое тело лежит почти сверху пальцев, а более тяжелое глубоко погружается в пространство между ними. Следовательно, у более легкого тела, значительно большая поверхность подвергается воздействию вращающихся щеточных барабанов, чем у более тяжелого. На более легкое тело воздействует большее количество щеток с большим усилием каждой щетки. В результате легкое тело сметается на сторону значительно легче, чем тяжелое. Более крупные тела хотя и погружаются глубже, но их вы-

ступающие части соответственно больше, вследствие чего соотношение между удерживающими силами и силами, стремящимися сдвинуть тело, практически не изменяется. Следовательно, будет ли тело задерживаться на ленте или сдвигаться щетками зависит не только от его величины и формы, но и от его удельного веса. Поскольку различие в удельном весе клубней ($1,1 \text{ г/см}^3$) и камней ($2,5 \text{ г/см}^3$) относительно велико, можно ожидать хорошего разделения камней и клубней одинаковой формы.

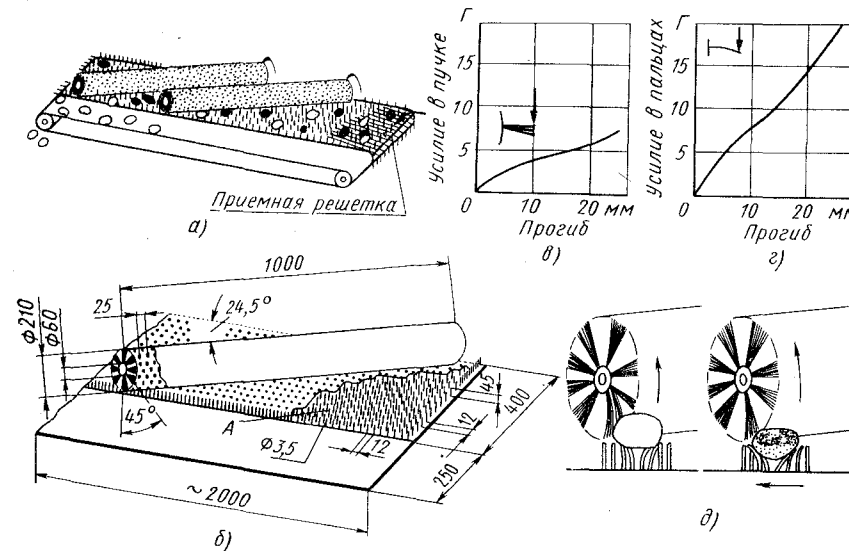


Рис. 134. Схема работы и параметры пальчато-щеточного сепаратора (ленты Пейса):

а — схема работы; б — технические данные (150 нитей в пучке, диаметр нити — 0,3 мм); в — зависимость усилия в пучке щетки от прогиба; г — то же, в резиновом пальце; д — способ действия резиновой пальцевой ленты и щеточного барабана на клубни (слева) и на камни (справа)

Более плоские тела сметаются с ленты хуже, чем круглые. Так как камни имеют более плоскую форму, чем клубни, различие по форме улучшает отделение.

Анализ действия ленты Пейса показывает, что на сепарацию могут влиять следующие факторы: жесткость пальцевой резиновой ленты, скорость движения ленты, жесткость перлоновых щеток, число оборотов щеточных барабанов, расположение щеточных барабанов по отношению к ленте, продольный и поперечный наклон сепаратора, степень загрузки ленты клубнями и камнями.

Для выяснения влияния этих факторов Ф. Рерсом (ФРГ) были проведены опыты на испытательном стенде и в полевых условиях. При лабораторных исследованиях состав исходного материала (клубни, камни) и методика опытов были такие же, как

и в описанных опытах Е. Шефера при исследовании горок [68]. Это позволило получить сравнимые результаты.

В качестве опытного материала для стендовых испытаний служили овальные и удлиненно-овальные клубни картофеля сорта Лори и удлиненно-овальные и удлиненные клубни сорта Карла. Примесь состояла из круглых камней. Загрузка сепарационного устройства при стендовых опытах составляла 1240 клубней и 930 камней в минуту (коэффициент засоренности $\lambda = 0,75$).

При полевых опытах на супесчаной почве при урожайности 240 ц/га была достигнута загрузка только 1100 клубней в минуту из-за большого среднего веса клубней. Чтобы достичь такого же соотношения клубней и камней, как и при стендовых испытаниях, перед каждым учетным заездом по ряду распределяли камни, число которых соответствовало ожидаемому в данном ряду числу клубней. Ширина камней была более 34 мм, так как иначе слишком большое их количество отсеивалось вместе с почвой. Ботву удаляли вручную заранее. Исходя из результатов стендовых испытаний, опыты в поле проводили при скорости ленты 1,33 м/сек и числе оборотов щеточных барабанов 180 в минуту.

Результаты опытов приведены на рис. 135, а—д. Все точки на диаграммах представляют собой средние значения из четырех повторностей для стендовых опытов и из трех — для полевых.

При увеличении скорости и оборотов барабанов качество сепарации картофеля улучшается, а камней ухудшается. При увеличении скорости ленты из-за сокращения времени на погружение разделяемые тела проникают неглубоко в пространство между пальцами, что способствует их сдвиганию на сторону. Такое же явление происходит при увеличении оборотов щеточных барабанов, потому что сдвигающая сила щеток увеличивается при увеличении числа забирающих за единицу времени ворсин. При оптимальной скорости ленты 0,9 м/сек и числе оборотов барабана 240 в минуту 95,7% клубней и 94,5% камней отсортировывались правильно. Такая скорость ленты и обороты барабанов сохранялись и при исследовании других факторов на испытательном стенде. Однако скорость и обороты не должны быть слишком высокими, чтобы избежать ранений клубней, получивших большое ускорение, о боковую стенку устройства или о медленно движущую сортировочную ленту.

На рис. 135, б показаны зависимости коэффициентов отделения камней и клубней от величины зазора между пальцевой лентой и щеточными барабанами. При увеличении зазора уменьшается число забирающих ворсин и усилие каждой из них, вследствие чего барабаны пропускают больше тел. Коэффициент отделения камней увеличивается, а клубней уменьшается.

Кривые коэффициентов отделения для картофеля и камней при нормальной и особой смеси, состоящей из мелких клубней и крупных камней, несколько сдвинуты, но различие абсолютных

величин при правильном регулировании невелико (3%). Регулирование зазора между щеткой и лентой, так же как для щетки в сочетании с заслонкой, позволяет в случае необходимости приспособить сепаратор к различному размерному составу перера-

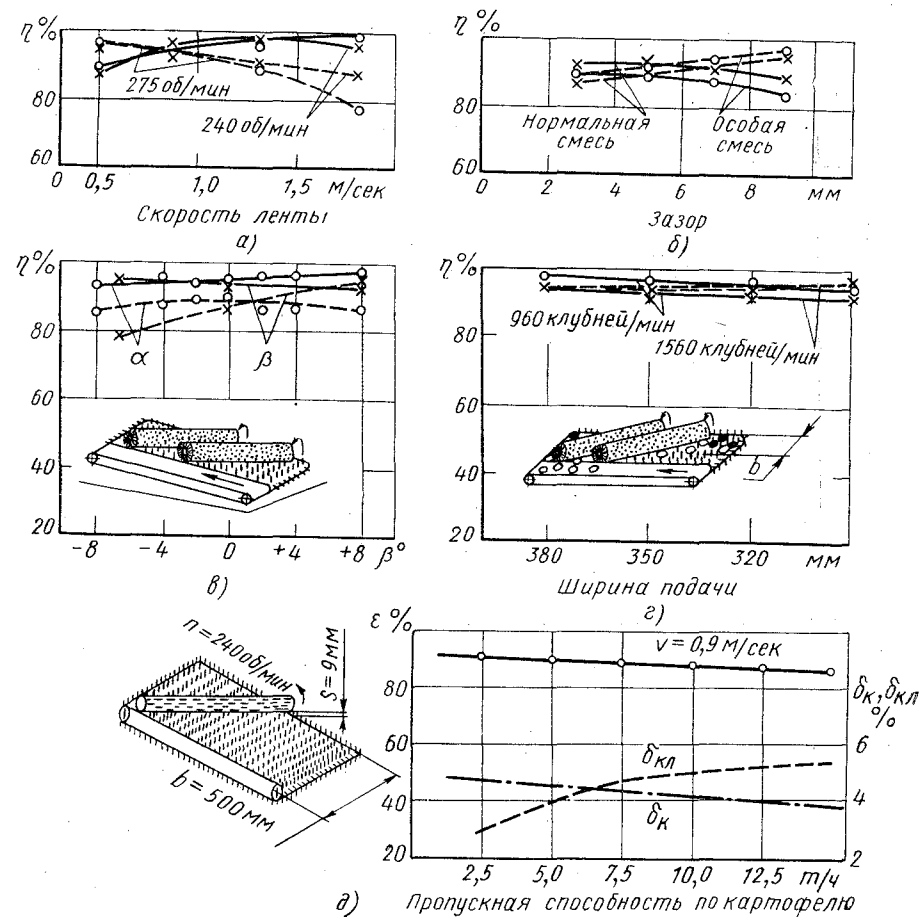


Рис. 135. Результаты исследования щеточного сепаратора в сочетании с пальцевым транспортером по данным Ф. Перса и К. Баганца (сплошные линии — для клубней; штриховые — для камней)

батьваемой смеси. Изменение угла установки оси барабанов к направлению движения ленты в пределах 22,5—32° не оказывало никакого влияния на коэффициенты отделения.

На рис. 135, в приведены результаты исследования влияния наклона сепаратора на его работу. Наклон относительно поперечной оси (изменение угла α) не дает существенных изменений работы сепаратора. При полевых опытах установили, что с из-

менением наклона сепаратора относительно продольной оси (изменение угла β) значительно изменяется только коэффициент отделения камней. При положительном угле β , несмотря на то, что щеточные барабаны сдвигают клубни на подъем, коэффициент отделения клубней улучшается незначительно, а качество сепарации камней существенно ухудшается. Усилия щеток недостаточны для перемещения камней на подъем.

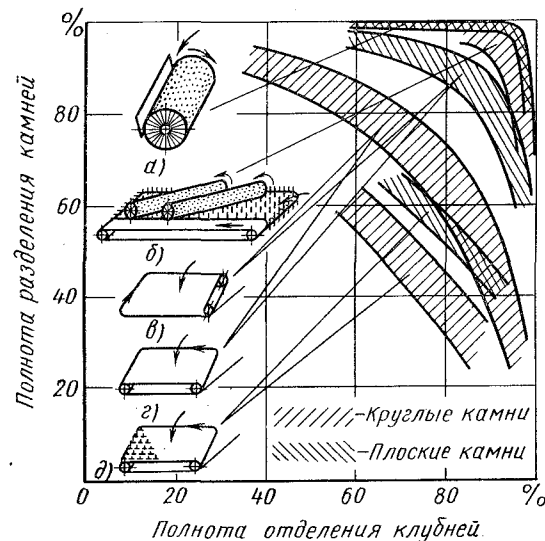


Рис. 136. Показатели качества способов сепарации, основанных на различиях в коэффициентах сопротивления качению и в плотности сепарируемых тел по данным стендовых опытов Е. Шефера и Ф. Перса:

a — щеточный барабан с направляющей заслонкой; *b* — лента Пейса с двумя щеточными барабанами; *v* — наклоненная в направлении подачи лента с противоточным движением; *g* — наклоненная в направлении подачи пальцевая лента с поперечным движением

лял при двух щеточных барабанах в среднем 92%. Коэффициент отделения клубней при увеличении загрузки ухудшался с 96,5 до 88,5%, так как с увеличением загрузки увеличивались и взаимные помехи для сдвигаемых клубней. При одном щеточном барабане коэффициент отделения камней был только на 2% лучше, а клубней в среднем на 5% хуже, причем это ухудшение несколько увеличивалось с повышением загрузки.

Исследования подобного сепаратора, проведенные в ГДР, К. Баганцом также показали достаточно высокую эффективность разделения смеси клубней и камней (рис. 135, *д*). При содержании в смеси камней 120% по весу (или 60% по количеству) и величине подачи до 15 т/ч количество неправильно отделенных клубней и камней не превышало 5—6%. В отличие от Е. Шефера

и Ф. Перса К. Баганц определял общий коэффициент полноты разделения смеси, который был равен 90—95%.

Представляют интерес данные по сравнительной оценке разделяющих устройств разного типа, приводимые Ф. Персом (рис. 136). Зона разброса значений коэффициентов для ленты Пейса располагается несколько ниже зоны разброса для устройства, состоящего из щеточного барабана и направляющего листа, но в полевых условиях устройства обоих типов показали равноценные результаты.

При использовании полученных результатов нужно иметь в виду, что на практике сепарация будет протекать несколько хуже, чем в лабораторно-полевых условиях, так как из-за колебаний загрузки, оборотов и наклона не всегда можно сохранить оптимальную регулировку машины.

Длинные стебли ботвы и сорняков могут наматываться на барабаны в обоих сепарационных устройствах и ухудшать качество сепарации. Опыты Е. Шефера показывают, что при коротких остатках ботвы и растительности лента Пейса работает несколько лучше.

При компоновке камнеотделяющих устройств комбайна следует учитывать, что лента Пейса с двумя щеточными барабанами занимает на машине много места, в то время как ленту с одним барабаном можно расположить между подъемным колесом и транспортером-переборщиком. При проектировании этого рабочего органа нужно обратить особое внимание на подачу, чтобы клубни и камни, достигая зоны сепарации, не прыгали и не катились. Кроме того, необходимо оградить щеточные барабаны с тем, чтобы поднимаемая ими пыль не попадала на сортировщиков.

Переборочные столы

В связи с тем, что в настоящее время еще не созданы достаточно надежные и производительные рабочие органы для полного отделения клубней от прочных комков и камней, на современных картофелеуборочных комбайнах применяют переборочные столы, на которых вручную рабочие-переборщики выбирают посторонние примеси. На некоторых комбайнах предусматривается при наличии большого количества комков или камней осуществлять отбор не примесей, а клубней.

Переборочные столы применяют различных типов: ленточные транспортеры, вращающиеся плоские диски, грохоты с колебательным движением решет и др. (рис. 137).

Схема переборочного транспортера, приспособленного для работы по двум вариантам — отбор примесей и отбор клубней, показана на рис. 137, *a*.

Наибольшее распространение имеют переборочные столы транспортерного типа. Поверхность стола может быть изготов-

лена из прорезиненной или пластмассовой ленты, деревянных планок или металлических прутков. Для облегчения работы переборщиков транспортеры могут быть установлены с поперечным

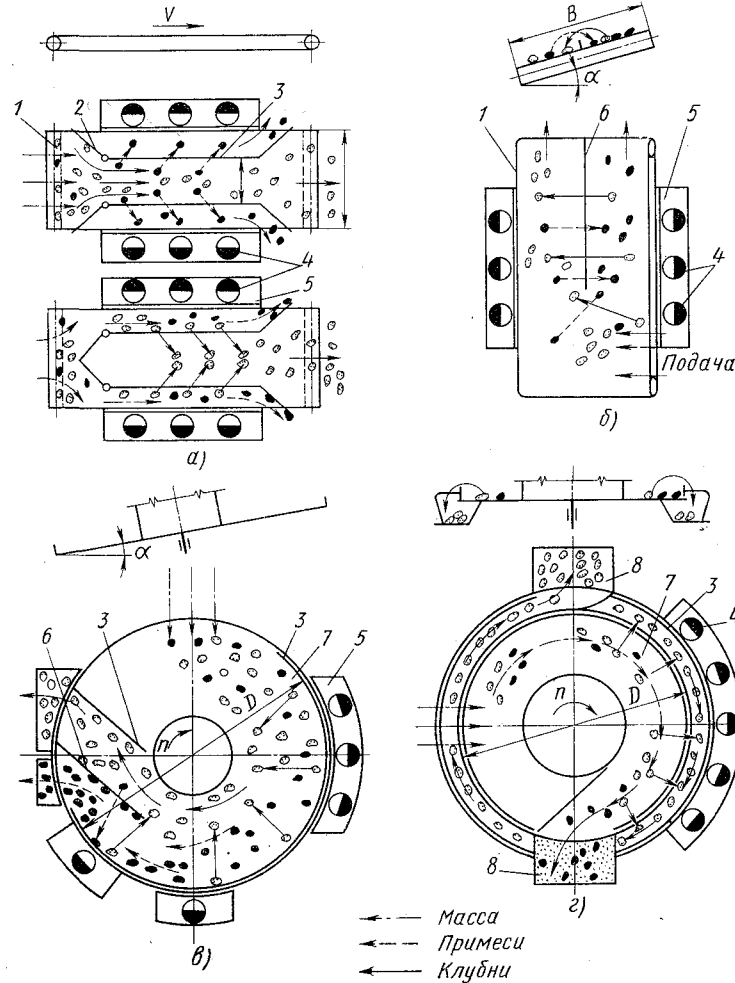


Рис. 137. Переборочные столы:

а — ленточный переборочный транспортер; б — наклонный переборочный транспортер; в — дисковый наклонный переборочный стол; г — дисковый стол с отбором клубней; 1 — транспортер; 2 — шарнирные направляющие щитки; 3 — направляющие щитки; 4 — рабочие переборщики; 5 — подножка; 6 — делитель; 7 — дисковый стол; 8 — скатный лоток

углом наклона, т. е. могут выполнять функции поперечной горки (рис. 137, б).

При такой установке транспортера клубни скатываются к нижнему краю, а примеси задерживаются в верхней части. Оба

потока разделяются плавающим делителем. Линейная скорость ленты 0,2—0,3 м/сек. Для уменьшения габаритов переборочного стола рабочие, как правило, располагаются с двух сторон транспортера. При необходимости подъема материала вверх переборочный транспортер может иметь и продольный угол наклона 5—7°.

Применяемый на комбайне «Шотболт» (Англия) для отбора примесей круглый дисковый стол (рис. 137, в) имеет диаметр около 2000 мм, окружную скорость края стола 0,91 м/сек и угол наклона, регулируемый в пределах 0—15°. К недостаткам дискового переборочного стола следует отнести различную скорость его от периферии к центру, что затрудняет действие переборщиков. Отбор примесей на колеблющейся поверхности также затруднен.

На рис. 137, г показана разновидность круглого стола, примененного на комбайне «Массей-Фергюсон» (Англия).

В качестве наиболее рационального переборочного стола следует назвать ленточный наклонный транспортер, рабочий орган которого образует закрытую поверхность. Имеет распространение переборочный стол, транспортирующий элемент которого образует прутковый элеватор (прутковый транспортер). Поверхность такого транспортера, образованная прутками с просветами между ними, позволяет отсеивать мелкую почву. Однако следует отдать предпочтение ленточному переборочному транспортеру по сравнению с прутковым элеватором, так как на нем растительные примеси не застревают в просветах и нет опасности, что рабочие-переборщики повредят пальцы. К этому нужно добавить, что движущиеся туда и обратно ветви пруткового транспортера создают перед глазами рабочего мелькание. Недостаток ленточного транспортера, заключающийся в отсутствии просеивания мелкой почвы, может быть легко устранен расположением вслед за ним небольшого сепарирующего элеватора.

Производительность переборки. Производительность существующих картофелеуборочных комбайнов часто лимитируется производительностью труда рабочих, занятых на переборке поступающей массы перед загрузкой ее в бункер. Под производительностью труда в данном случае понимаем количество компонентов (клубни, камни, комки) в штуках, которое отбирает один рабочий в минуту. Очевидно, что производительность труда при переборке зависит от многих факторов: количества поступающих компонентов, их взаимного соотношения, размеров компонентов, скорости полотна переборочного стола, условий работы и др. В 1956 г. ВИСХОМом были проведены опыты [35] по определению производительности отбора клубней на картофелекопатель с переборочным столом ЛПУ-1. Во время опытов изучали влияние слоя почвы и наличия ботвы на переборочном столе, а также количества рабочих, занятых на переборке. Результаты опытов,

проведенных на делянках длиной 100 м на тяжелой суглинистой почве, представлены в табл. 22.

Таблица 22

Производительность труда на отборе клубней

Скорость машины в м/сек	Количество рабочих на отборке	Подача клубней в шт/мин	Высота слоя почвы на столе в мм	Состояние ботвы	Полнота отбора клубней в %		Количество клубней, отбираемое рабочим за 1 мин
					по весу	по количеству	
1,26	8	1050	200	Удалена ботводробителем на 60%	47,6	42,5	55
1,26	12	1050	200	То же	52,0	59,0	34
0,44	4	360	40—50	»	95,6	95,2	66
0,44	4	360	40—50	Ботва не удалялась	86,4	78,0	70

Анализ данных, помещенных в таблице, показывает, что решающее влияние на производительность отбора оказывает наличие на столе почвы и ботвы. При уменьшении слоя почвы производительность возросла в 1,5—2 раза. Введение дополнительных четырех рабочих при пропуске толстого слоя почвы практически не дало эффекта, так как при большом количестве рабочих в ряд (6 человек) каждый из них невольно снижает производительность, надеясь на следующего. Интересно отметить, что полнота отбора клубней в процентах по количеству, как правило, ниже, чем по весу, так как рабочие стараются отбирать в первую очередь более крупные клубни.

Эти опыты показали, что при повышении эффективности сепарации почвы и ботвы и обеспечении подачи в один слой только клубней и комков можно достигнуть дальнейшего повышения производительности труда на отборе примесей.

Исследования этого вопроса были проведены в ФРГ [61, 62] и Англии. Так, Х. Хехельман считает, что средняя производительность при длительной работе составляет 65 шт. примесей в минуту. При этом форма и размер примесей вызывают отклонения производительности. При собирательном захвате, когда рабочий имеет возможность за один прием захватить несколько штук, по Хехельману могут быть выбраны в среднем 100 примесей в минуту, при «ускоренном движении» даже до 200.

При опытах Е. Шефера была определена производительность первого рабочего на переборочном транспортере. На рис. 138, а показана производительность одного рабочего-переборщика, который выбирает из потока примесей ошибочно отделенные клубни, причем эта производительность выражена в зависимости от величины подачи ошибочно отделенных клубней. Кроме того, на

графике изображена прямая, характеризующая качество отбора, равное 100%. При этом под качеством отбора следует понимать количество клубней в процентах, выбранное из потока примесей, в пересчете на количество поступивших ошибочно отделенных клубней. Измерения, проведенные для машин трех типов, объединены на графике в одном диапазоне рассевания. Если все ошибочно отделенные клубни должен выбирать один человек, то в лучшем случае ему удастся выбрать 120 шт/мин. Если же количество отделенных клубней больше, то во избежание потерь клубней необходимы дополнительные рабочие.

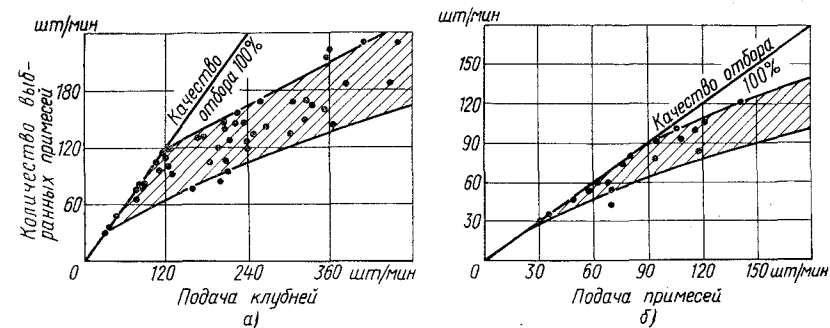


Рис. 138. Результаты опытов по переборке, проведенных Е. Шефером: а — производительность одного переборщика на выборке клубней картофеля в зависимости от ошибочно попавших клубней; б — производительность на выборке камней одним рабочим в зависимости от ошибочно отделенных камней

На рис. 138, б нанесена производительность труда одного рабочего, который выбирает из потока клубней ошибочно попавшие туда камни. Производительность выражена количеством отделенных камней в минуту. Так как ошибочно попавшие в поток клубней камни могут при сравнительно небольшом их содержании быть выбраны лишь по одному, то производительность переборки здесь ниже, чем при отборе клубней. При высокой загрузке камней, более 90 шт/мин, требуются дополнительные переборщики. Так как производительность Е. Шефер определял за короткие отрезки времени, то он считает, что при длительной эксплуатации нужно производить расчеты с несколько меньшими показателями.

В. Краузе (ФРГ) определял количество выбранных примесей одним переборщиком за минуту при разных количествах загруженных примесей (рис. 139, а). На основании результатов его опытов можно сделать вывод, что при отделении примесей решающее значение для производительности имеет количество отбираемого материала, поступающее в единицу времени, а не процентное содержание отдельных примесей в общей смеси материала.

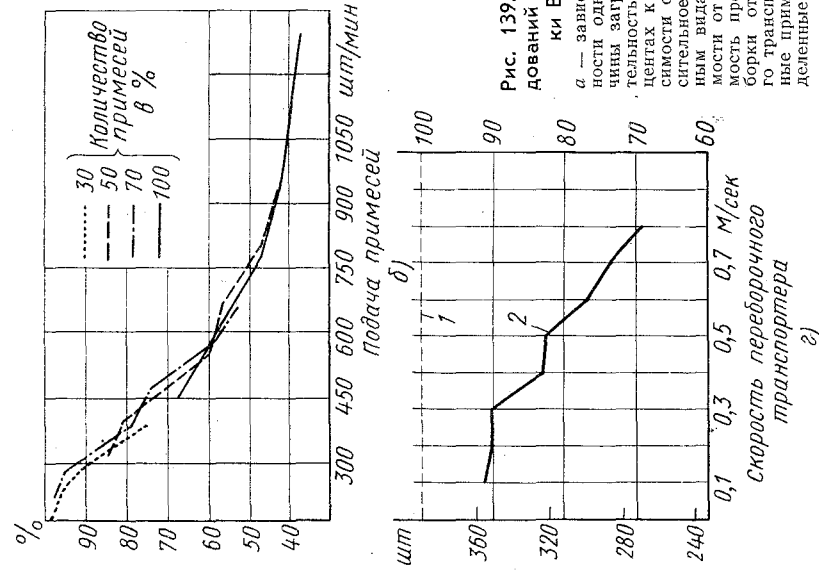
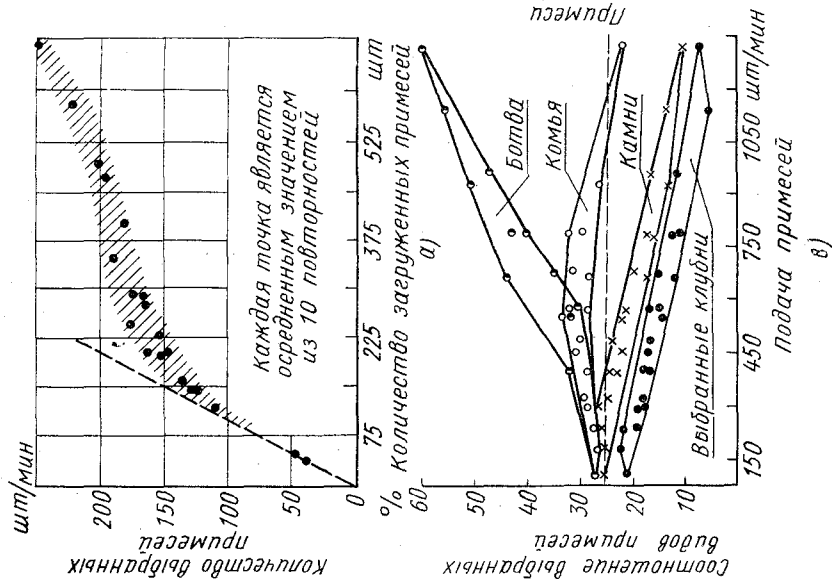


Рис. 139. Результаты исследования процесса переборки В. Краузе (ФРГ):
 а — зависимость производительности одного рабочего от величины загрузки; б — производительность на переборке (в процентах к поступлению) в зависимости от загрузки; в — относительное предпочтительное отделение примесей в зависимости от скорости переборки; г — зависимость от скорости переборки транспорта; 1 — загруженные примеси; 2 — примеси, отделенные двумя переборщиками за 1 мин

По данным В. Краузе при отборе примесей, количество клубней, которые двигаются по транспортеру, не оказывает никакого влияния на производительность переборки. Однако это справедливо лишь тогда, когда примеси выбирают отдельными захватами и не используют, так называемые, собирательные захваты.

При загрузке 110 шт/мин один человек выбирает практически все загруженные примеси. При дальнейшем увеличении загрузки производительность возрастает медленнее и при загрузке 300 шт/мин на одного человека достигается оптимального значения приблизительно 170 шт/мин на человека. Эта производительность может считаться постоянной в практических условиях, так как она сохранялась и при длительных опытах.

Кривая на рис. 139, а в средней части обнаруживает тенденцию к горизонтальному расположению; однако при загрузке более 500 шт/мин кривая снова идет вверх. Это объясняется изменением условий захвата. При большой загрузке рабочий-переборщик может выполнять собирательные захваты двумя руками, в результате выбирает больше примесей из материала, чем при единичных захватах.

При собирательных захватах нельзя, конечно, избежать того, что одновременно будет забираться и часть клубней, однако эти ошибки, по данным В. Краузе, менее 1%.

На рис. 139, б в зависимости от количества загруженных примесей указывается результат отделения их в процентах. Из этого рисунка еще яснее, чем из рис. 139, а, видно, что результат отделения определяется количеством поступающих на транспортер примесей, а не долей примесей по отношению к количеству клубней.

Из графиков, показанных на рис. 139, б, можно, например, установить, что при загрузке 700 шт/мин (350 шт/мин на человека) каждый рабочий-переборщик выбирает свыше 50% загруженных примесей (около 185 шт.). Можно предположить, что четыре переборщика выберут 100% примесей, на самом деле это не так. При работе на переборочных столах картофелеуборочных комбайнов рабочие располагаются с обеих сторон транспортера по одному, по два или по три с каждой стороны. К каждому последующему рабочему поступает меньшее количество неотделенных примесей (или клубней), поэтому его производительность ниже, чем предыдущего. Средняя производительность переборки такой бригады может устанавливаться 140 шт/мин на человека при продолжительной эксплуатации.

При отборе примесей от клубней на переборочный транспортер могут одновременно попадать примеси четырех видов, которые подлежат выборке: комки почвы, камни, ботва и поврежденные клубни. Какому виду примесей отдает предпочтение рабочий в первую очередь, видно из графика на рис. 139, в.

Если бы рабочие-переборщики отбирали все примеси одинаково, все точки лежали бы на горизонтали, на ординатах, соот-

ветствующих 25%. Предпочтение начинается уже при большей загрузке и постоянно возрастает. Некондиционные клубни определить намного труднее, чем комья, камни или ботву, что выражается на графике в почти прямолинейно падающем диапазоне для клубней. При количестве примесей до 300 шт/мин выбирают в равной степени ботву, комья и камни. Между 300 и 600 шт/мин предпочтение отдают ботве и комьям, а при загрузке свыше 600 шт/мин предпочтение оказывают исключительно ботве.

Опыты проводились со следующим составом смеси: 10% ботвы, 60% комьев, 20% камней и 10% клубней.

Анализ данных исследований показывает, что чем больше состав группы, тем меньше средняя производительность каждого рабочего. Это, во-первых, объясняется тем, что переборщики надеются на то, что сосед отберет частицу, которая не была захвачена им. Во-вторых, как указывалось выше, каждому рабочему подается для переборки смесь другого состава, так, например, по данным В. Краузе, при загрузке примесей 480 шт/мин первый переборщик выбирал 176 шт/мин, второй при загрузке (480—176) = 304 шт/мин выбирал 168 шт/мин и третий при загрузке (304—168) = 136 шт/мин выбирал 106 шт/мин. Остался остаток 30 шт/мин или 6,5% от первоначально поступивших примесей. В данном случае установка четвертого переборщика нецелесообразна.

В. Краузе провел серию опытов с изменением скорости переборочного транспортера в пределах 0,1—0,8 м/сек (рис. 139, г). Как видно из графика, наибольшая производительность достигается при скорости менее 0,3 м/сек.

При определении оптимальной площади, необходимой для рабочего-переборщика, за критерий берут размеры тела среднего человека. Установлено, что сидячее положение лучше, чем стоячее; перемена положения должна позволить избежать односторонней мускульной нагрузки, которая приводит к преждевременной усталости.

Самая благоприятная разница по высоте между местом сидения и площадью переборки составляет 27—28 см. При неподвижной верхней части корпуса руки протягиваются наклонно вверх на 50 см и в сторону на 30 см. Зная эти размеры, можно определить площадь захвата в виде участка 0,5 × 0,6 м. Условия видимости на такой площади захвата удовлетворительные. Только непосредственно перед рабочим имеется зона шириной около 15 см, которая плохо просматривается, т. е. которую можно рассматривать только при умышленном изменении положения головы. Поэтому прямо перед рабочим на расстоянии около 15 см целесообразно располагать собирающее устройство (конвейер, воронка) для выбранных частиц материала.

В последнее время за рубежом появилось несколько работ о движении кисти и руки. Согласно этим исследованиям самое благоприятное направление для движения рук в секторе с углами

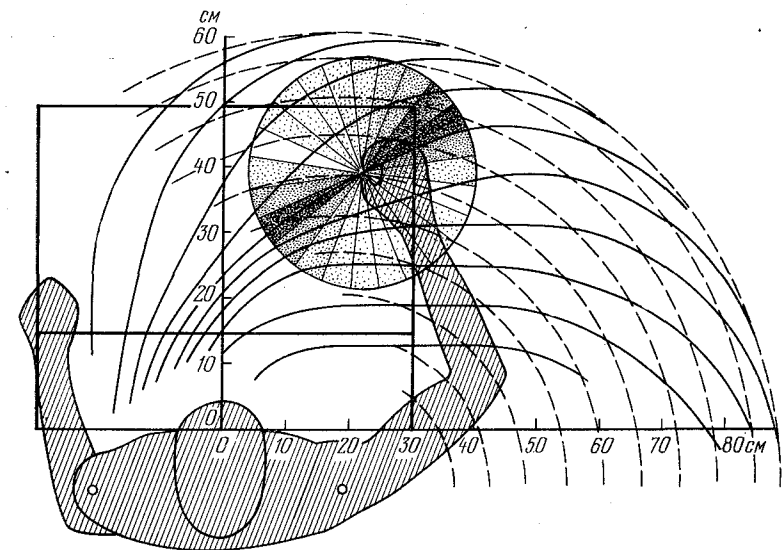


Рис. 140. Направление движения руки для каждой точки рабочего поля (по данным Штира)

145—325°, следовательно, «слева вперед — направо назад», Штир (ФРГ) уточнил этот результат и разработал схему (рис. 140), которая дает для каждой точки диапазона захвата самое благоприятное направление при работе, т. е. направление,

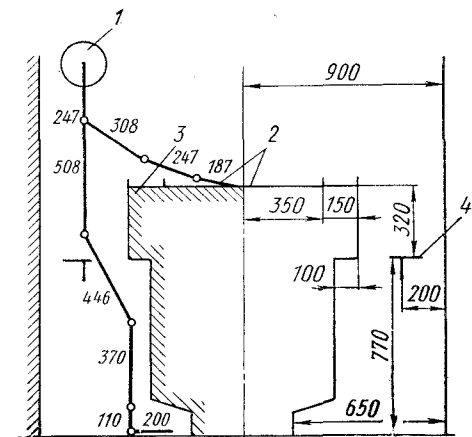


Рис. 141. Рациональные параметры рабочего места переборщика на картофелеуборочном комбайне:

1 — рабочий-переборщик; 2 — транспортер клубней; 3 — транспортер примесей; 4 — сиденье

при котором для определенного движения необходимо будет затратить максимально короткое время. Уменьшение интенсивности окраски секторов указывает на увеличение времени, затрачиваемого на движение.

Следовательно, при проектировании переборочных столов необходимо предусматривать минимальные расстояния, на которые переносятся отбираемые примеси. С другой стороны, габариты рабочего места должны быть такими, чтобы не стесняли рабочих. Чем сильнее стеснен человек в свободе движений при работе на машинах, тем быстрее он утомляется. Поэтому рациональным следует считать рабочее место (рис. 141), которое позволяет переходить от стоячего состояния к сидячему. Сидение должно быть полужестким и без пружин, целесообразнее всего круглой формы. Не оправдали себя сиденья типа седла. Для каждого рабочего должен отводиться участок транспортера не менее 600 мм.

Глава XI

Новые принципы автоматического отделения клубней от комков и камней

Специфические особенности сепарации с применением электроники

Результаты исследований, изложенные в предыдущей главе, показывают, что механические способы не позволяют обеспечить полного и устойчивого разделения клубней и твердых примесей. Поэтому в последние годы в СССР и за рубежом (Англия, США, ФРГ, ГДР) интенсивно ищутся возможности отделения клубней от твердых примесей с использованием различных физических свойств компонентов, например электропроводности, отражательной способности света, поглощения радиоактивного излучения и др. Различия в этих физических свойствах могут быть использованы для срабатывания соответствующих датчиков, управляющих исполнительными механизмами.

Общей чертой этих рабочих органов, отличающей их от рабочих органов, использующих механические принципы разделения, является необходимость инспекции каждого тела (клубня, комка) в отдельности. Это, во-первых, ограничивает производительность разделяющих рабочих органов, во-вторых, требует создания специальных механизмов-дозаторов, упорядочивающих поток клубней и комков (распределяющих их в один слой и в один ряд).

Особенностью использования методов электроники при разделении компонентов в большинстве случаев является отсутствие контакта между телом и средством измерения параметра, по которому производится разделение. Такой контакт имеет место лишь в рабочих органах, основанных на измерении электрических свойств тел и регистрации звуковых эффектов при соударении.

Для сепарации клубней от твердых примесей необходим прежде всего источник первичных импульсов, посредством которого производится оценка значения соответствующего параметра у каждого из разделяемых тел. Трансформированные разделяемыми телами импульсы принимаются приемником, где они преобразуются в электрический ток. Полученный электрический импульс усиливается, затем в дискриминаторе производится оценка его величины, и в зависимости от этого происходит срабатывание или несрабатывание исполнительного механизма, производящего отделение клубней от комков и камней.

Вопросы, связанные с созданием, преобразованием, усилением, анализом и превращением импульсов в механическое движение сбрасывающих устройств, в принципе уже решены специалистами тех отраслей науки и техники, которые связаны с электроникой. Новыми, возникающими в связи с перспективами

применения электроники для сепарации клубней картофеля от комков и камней, являются вопросы, связанные с выбором свойств, позволяющих произвести высококачественное разделение при использовании возможно более простых электронных сепарирующих устройств.

Сложность схемы электронного сепарирующего устройства зависит от тех операций, которые требуется произвести для оценки величины используемого признака. Как отмечалось выше, все известные способы отделения клубней от комков и камней с применением электронных сепараторов требуют контроля признака у каждого тела в отдельности.

Создание механизмов (дозаторов), обеспечивающих равномерную поштучную подачу разделяемых тел, учитывая их неоднородность по размерам и форме, представляет довольно сложную задачу. Основные разновидности дозаторов показаны в табл. 23.

Анализ цепного, транспортерно-лопастного, транспортерно-фрикционного, дискового, вычерпывающего и роликового дозаторов показывает, что для их надежной работы нужно предварительное сортирование компонентов по размерам.

Наиболее работоспособным и надежным является винтовой дозатор, обеспечивающий не только поштучную подачу компонентов, но и отделение остатков мелкой почвы и растительности. Для исключения повреждений кожицы клубней поверхность винтов необходимо покрывать полиэтиленом.

Среди исполнительных механизмов, как показывает практика, наибольшую перспективу имеют пневматические устройства.

Сепарация с использованием электрических свойств компонентов

Исследования, проведенные в ВИСХОМе В. В. Сташковым и В. М. Чаусом, показали, что электрическое сопротивление клубня с ненарушенной кожицей мало отличается от сопротивления комков почвы. Если же кожица клубней прокалывается или надрезается электродами, то сопротивление мякоти клубня резко уменьшается и становится значительно меньшим, чем у почвенных комков. Так, например, электрическое сопротивление комка почвы при средней влажности $w = 16,1\%$ равнялось 243 Ом, в то же время у свежевыкопанного клубня нормальной влажности с надрезанной кожицей оно составляло лишь 69,9 Ом.

Было предложено несколько вариантов устройств для отделения клубней от комков, основанных на различии их электрических сопротивлений. Одно из таких устройств, разработанное В. М. Могилевским [29], показано на рис. 142, а — в.

Нож 1 и два токонесущих контакта 2 последовательно включены между собой и расположены по направлению движения транспортера. Нож и контакты смонтированы на подпружинном

Типы дозаторов

Тип дозатора	Схема работы	Способ распределения компонентов	Полнота распределения	Примечание
Цепной		В ячейках крюковой цепи	Частичное	Требуется предварительное сортирование
Транспортерно-лопастной		Между лопастями транспортера	Частичное	То же
Транспортерно-фрикционный		Зажимаются между двумя лентами и транспортируются ими	Частичное	»
Дисковой		Поштучно в ячейках диска	Частичное	»
Вычерпывающий		Ложечки аппарата вычерпывают из бункера по одному компоненту	Частичное	»
Винтовой		Друг за другом, за счет прутков, закрепленных на цилиндрах по винтовой линии	Полное	Предварительное сортирование не требуется
Роликовый		Между роликами транспортера	Частичное	Требуется предварительное сортирование

рычаге 3. При встрече с твердым комком почвы или камнем нож, выступая над контактами, приподнимает последние и цепь не замыкается.

Транспортер 4, выполненный в виде цилиндров, насаженных на неподвижной оси 5, свободно вращается с линейной скоростью, равной скорости движения агрегата (уборочного). На поверхности цилиндра имеется десять-двадцать каналов с шарнирно закрепленными на равном расстоянии по окружности восемью подпружиненными лапками 6, захватывающими при вращении цилиндра клубни или комки почвы с подводящего транс-

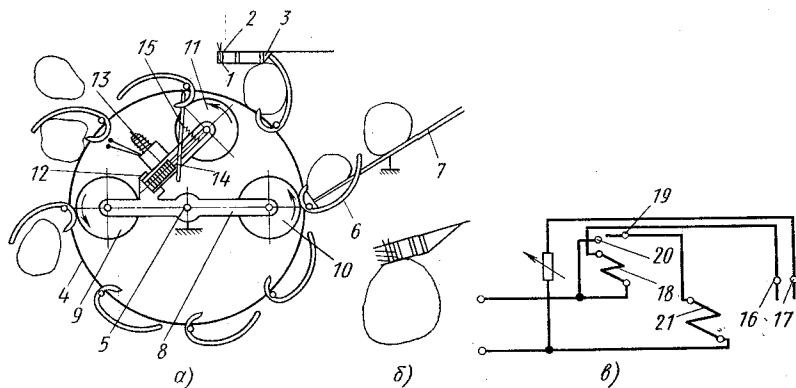


Рис. 142. Устройство для отделения клубней картофеля от камней и почвенных комков в зависимости от их сопротивления

портера 7. На неподвижной оси смонтированы кронштейны 8, несущие два шарнирно закрепленных ролика 9 и 10, и звездочка 11, которая удерживается от движения по прорези пружинной 12. Ролики 9 и 10, воздействуя на нижние кронштейны лапок, способствуют захвату камней и комков почвы и удерживают их при прохождении мимо токонесущих контактов, не дающих при этом сигнала. Камни и комки сбрасываются вниз мимо бункеров.

При прохождении клубней мимо ножа последний наносит царапину и, создавая этим токопроводящую среду, при помощи токонесущих контактов передает сигнал, вследствие чего якорь соленоида 13 входит в отверстие 14 и не позволяет звездочке 11 передвигаться по прорези. Лапка, несущая клубень, опрокидывается, и клубень скатывается в бункер. Рычаг 15 фиксирует положение якоря. При движении лапка нажимает на рычаг, который освобождает якорь.

Контакты 16 и 17 замыкаются по поверхности проходящего под ними клубня картофеля и замыкают контакты 19 и 20. Силовые контакты замыкают цепь соленоида 21 и заставляют удерживать звездочку 11 в нужном положении.

Однако этот и другие подобные рабочие органы пока не на-

шли применения в машинах, так как требуют преднамеренного повреждения (надрезания) клубней ножевыми электродами на глубину до 5 мм, что недопустимо. Кроме того, при повышении влажности почвенных комков до 22,0% разделение клубней и комков по электрическому сопротивлению становится невозможным, так как электрическое сопротивление комков падает и может стать даже меньшим, чем у клубней.

Несколько по другому использовал различия в электропроводности комков и клубней В. Жильмар (США) [60]. В предложенном им рабочем органе используется зависимость между электрическим сопротивлением клубней и комков и площадью контактирующихся с ними электродов.

В. Жильмар установил, что электропроводность клубней и комков почвы зависит не только от физических свойств материала, но также от формы электродов-контактов, соприкасающихся с телом. Если клубень находится между двумя электродами с тупыми концами, то он создает сопротивление свыше 50 ом, так как кожица клубня не нарушается. Сопротивление клубня, на который надавливают два игольчатых электрода, по данным В. Жильмара, составляет лишь 20—30 ом. В противоположность этому сопротивление почвенных комков при тупых электродах меньше, чем при игольчатых. Для автоматического отделения от комков и камней создан датчик, показанный на рис. 143, а. В металлическом цилиндре 1 диаметром 25,4 мм, являющимся корпусом датчика, укреплены четыре трубки 2 из неэлектропроводного материала. На нижних концах трубок смонтированы два тупых электрода 3 и два остроконечных электрода 4, которые нажимают на испытуемый объект (клубень или ком) с постоянным усилием, создаваемым пружинами 5. При нажиме электрода на клубень или комок трубка 2 оттесняет шарик 6, в результате пружинный контакт 7 отходит от кольца 8, изолированного от цилиндра прокладкой 9.

Пока хотя бы один из электродов не войдет в соприкосновение с клубнем или комком, цилиндр будет соединен с кольцом и электрическая часть прибора будет бездействовать.

Электрическая схема устройства показана на рис. 143, б. Устройство питается постоянным током от двух аккумуляторных батарей напряжением 12 в. Электроды шунтированы сопротивлениями, которые предотвращают появление сильных токов в системе при случайном соприкосновении электродов с металлическим предметом. Оценка сопротивления между тупыми и остроконечными электродами производится по принципу двоянного потенциометра. Направление тока, поступающего на полупроводниковый триод, зависит от соотношения сопротивлений между парами электродов. Если электроды соприкасаются с почвенным комком, то сопротивление между тупыми электродами меньше, чем между остроконечными, в результате чего происходит запираание триода, т. е. анодный ток прекращается. При сопро-

тивлении остроконечных электродов, меньшем сопротивлении между тупыми электродами, направлении тока, поступающего на триод, изменяется и сила анодного тока увеличивается до значения, достаточного для включения электромагнита X2, который управляет одним из клапанов пневмосистемы. Этот клапан может приводиться в действие при помощи выключателя S2, работающего независимо от полупроводникового триода. Электромаг-

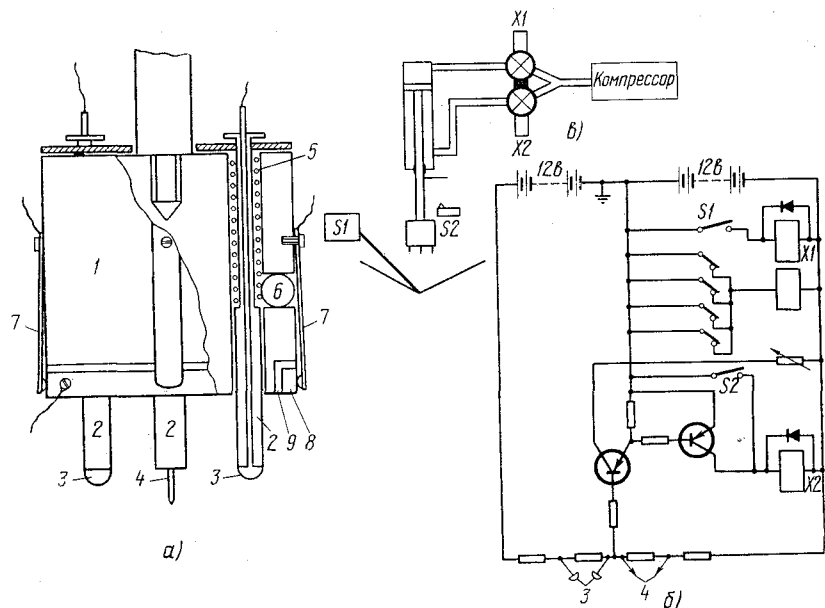


Рис. 143. Электропневматическое устройство В. Жильмара (США) для отделения клубней от комков и камней

нит X1, управляющий вторым клапаном пневмосистемы, получает ток через микровыключатель S1. Датчик с электродами устанавливается на штоке пневмоцилиндра, перемещающемся в направлении, перпендикулярном движению ленты транспортера (рис. 143, а).

При встрече щупа микровыключателя S1 с клубнем или комком клапан, связанный с этим выключателем, выпускает воздух, нагнетаемый компрессором, в дальнюю полость цилиндра; вследствие чего поршень совершает выталкивающий ход, а датчик сближается с предметом, задержанным щупом. Если этот предмет является клубнем, то в момент соприкосновения электродов с его поверхностью электромагнит X2 выпускает воздух в противоположную полость цилиндров и датчик отходит от клубня, который сбрасывается с ленты в конце транспортера. Если включение цилиндра вызвано комком или камнем, то при соприкосновении электродов триод не пропускает ток к электромагниту X2

и датчик продолжает движение, толкая перед собой комок или камень. Остановка штока с датчиком происходит только при контакте упора, укрепленного на штоке, с микровыключателем S2. Длина дополнительного хода штока достаточна для того, чтобы сбросить комок или камень в сторону с транспортной ленты.

Исследования показывают, что датчик отличает клубень от комка или камня за очень малое время (около 0,001 сек). С учетом времени срабатывания реле продолжительность одного определения достигает 0,005 сек. При средней длине хода штока 50 мм продолжительность одного цикла работы устройства равна 0,1 сек. За 1 сек устройство может проинспектировать 10 предметов, что недостаточно, так как на переборочном транспортере картофелеуборочного комбайна необходимо произвести 50—100 определений в секунду. Следовательно, одно устройство не в состоянии справиться со всей массой клубней и комков.

По мнению В. Жильмара, комбайн должен быть оборудован устройством для предварительной механической сепарации, вслед за которым должны быть установлены четыре электропневматических устройства с длиной хода штока 40 мм и два устройства с длиной хода 100 мм. Им рекомендуется схема с синхронной работой всех устройств и ритмичной поштучной подачей клубней при помощи диска с ячейками, совершающего периодические повороты, синхронизированные с движением штоков.

Исследования точности работы электропневматического сортировального устройства показывают, что отношение количества ошибочно выброшенных клубней к количеству ошибочно оставленных комьев равно 2:1. Точность работы опытной установки составляла 90% и изредка уменьшалась до 85%. Основными причинами погрешностей являются наличие на клубнях большого слоя налипшей почвы и бугристость клубней, которая препятствует хорошему контакту электродов с их поверхностью. Резаные клубни имеют чрезмерно низкое сопротивление и часто отбрасываются в неправильном направлении. Остроконечные электроды оставляют на поверхности клубней наколы диаметром и глубиной около 0,5 мм.

В ВИСХОМе изучалась возможность использования для разделения клубней и примесей различия в диэлектрических постоянных. Принцип сепарации заключается в том, что разделяемые компоненты проходят через емкость осциллятора свободных колебаний. Вследствие различия диэлектрических постоянных частота осциллятора свободных колебаний меняется. Изменение частоты осциллятора колебаний преобразуется в электрические сигналы, которые после соответствующей обработки и усиления подаются к механизму, осуществляющему отделение клубней от примесей. Анализ показывает, что применение этого способа может быть эффективным лишь при отделении от клубней сухих почвенных комков, так как с увеличением влажности различие в диэлектрических постоянных клубней и комков уменьшается.

В СССР и ФРГ были предложены рабочие органы, использующие различие в звуковых импульсах при соударении клубней и примесей с поверхностями.

По способу, предложенному В. В. Сташковым [50], для отделения от клубней комков земли, камней, гнилых и маточных клубней массу делят на несколько потоков, компоненты каждого из которых сбрасывают поштучно на возбужденные мембраны. Последние преобразуют ударные действия компонентов массы

в звуковые колебания соответствующей частоты и силы, воздействующие на управленческие исполнительные механизмы.

Для более полного отделения примесей их отбирают из разделенной массы в два приема. В первом приеме отбирают примеси, которые тверже клубней, а во втором — примеси, которые мягче клубней.

На рис. 144 схематически изображена установка для осуществления

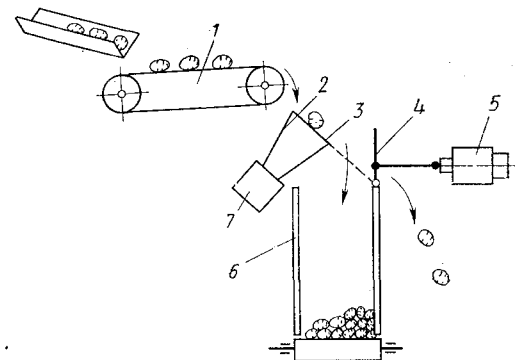


Рис. 144. Схема устройства для отделения клубней картофеля от примесей с использованием звука:

1 — транспортер; 2 — звуковод; 3 — звуковой индикатор; 4 — заслонка; 5 — электромагнит; 6 — бункер; 7 — реле

компонентов по звуковым импульсам. Установка состоит из транспортера 1, осуществляющего поштучную подачу; бункера 6; звукового индикатора 3 с мембраной, служащего для возбуждения звука ударным воздействием компонентов смеси; звуковода 2 и реле 7, управляющего механизмом разделения компонентов при помощи электромагнита 5 с заслонкой 4.

Поштучно подаваемые клубни, камни, комки почвы и маточные клубни при ударе о мембрану возбуждают звук различной силы, который преобразуется реле 7 в сигналы, передаваемые электромагниту 5, управляющему заслонкой 4.

Лабораторные исследования этого устройства показали, что оно обеспечивает удовлетворительное отделение клубней только от мягких, влажных комков и потерявших тургор, загнивших или маточных клубней.

В ФРГ [61] также был создан рабочий орган, использующий акустический метод отделения клубней картофеля от примесей. Отделитель с использованием акустического метода распознавания предметов состоит из следующих узлов: подающего органа,

устройства для образования и приема шума, устройства для преобразования звукового импульса в импульс управления, устройства для оценки импульса управления и отделения примесей, сборных бункеров.

Первый вариант установки работал следующим образом (рис. 145). С подающего транспортера 1 отдельные предметы поступают по лотку 2 на акустическую пластинку 3. Там они создают акустический импульс, воспринимаемый микрофоном 4.

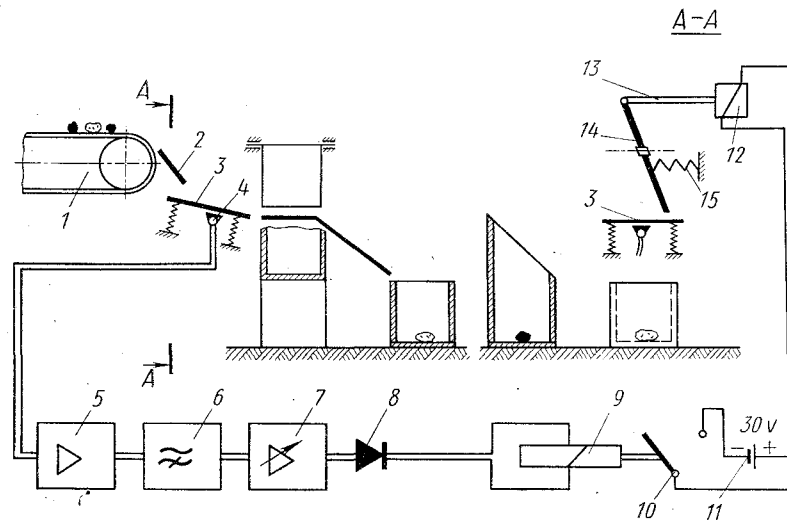


Рис. 145. Принципиальная схема устройства с верхним разделяющим клапаном для отделения клубней от примесей с использованием звуковых импульсов

Акустический импульс через предварительный усилитель 5, частотный фильтр 6, служащий для поглощения низких акустических частот импульса клубня и пропускания акустической частоты примесей, регулируемый дополнительный усилитель 7 и выпрямитель 8 подается на реле управления 9. С помощью реле 9 производится включение устройства, которое производит отделение примесей.

В схеме исполнительного механизма, работающего по первому варианту от реле управления 9 приводится в действие замыкающий контакт 10. Импульс постороннего предмета, принятый микрофоном 4, вызывает возбуждение магнита 12, который отклоняет распределительный клапан 14 и отделяет примеси перпендикулярно к направлению потока картофеля. После затухания акустического импульса, т. е. после отклонения реле управления 9, пружина 15 опять переводит распределительный клапан 14 в первоначальное положение. Такое расположение допускает сбрасывание четырех отдельных предметов в секунду.

Во втором варианте применен более сильный реверсивный подъемный магнит, допускающий более высокую частоту переключения. При этом простой подъемный магнит и возвратная пружина 15 заменены реверсивным подъемным магнитом. Усилие этого магнита допускает более высокую частоту срабатывания — пять отдельных предметов в секунду. Таким образом, возвратно-поступательное движение перпендикулярно расположенного отделяющего клапана производилось при помощи электроэнергии.

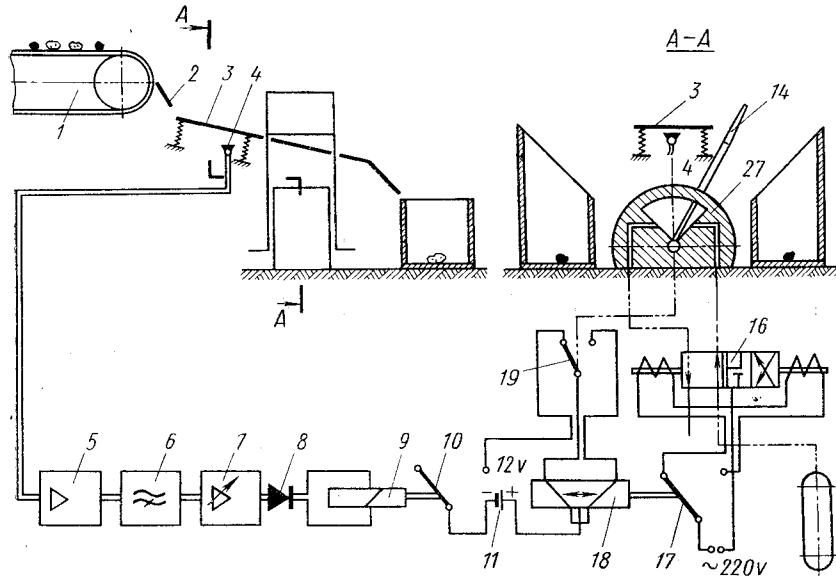


Рис. 146. Принципиальная схема установки с нижним разделяющим клапаном

Для увеличения скорости подачи в третьей схеме исполнительного механизма был использован пневматический привод. Конструкция отделяющего клапана была сохранена. Цепь управления, подобно цепи во второй схеме, включается в систему через четырехмагнитный клапан сжатого воздуха. Время включения выбранного клапана очень мало.

Пневматический цилиндр двойного действия приводит в действие отделяющий клапан через рычажную систему 13. При удовлетворительных результатах отделения скорость подачи может быть увеличена до шести предметов в секунду. В первой, второй и третьей схемах отделяющий клапан выполняет возвратно-поступательное движение. В четвертой схеме за счет дополнительного включения реле, управляемого через конечный контакт, клапан совершает одно движение при каждом акустическом импульсе. Благодаря этому допускается почти в 2 раза большая частота переключений.

В пятой схеме для увеличения свободного прохода клубней привод отделяющего клапана перенесен вниз (рис. 146). Устройство по последней схеме работает следующим образом: реле 9, оборудованное замыкающим контактом 10, в зависимости от положения конечного контакта 19 включает катушку поляризованного реле 18. Это реле приводит в действие перекидной контакт 17, положение включения которого является одновременно положением покоя, т. е. одна из катушек электромагнитного клапана 16 снова получает питание. Положение концевого контакта 19 определяется положением пневматического поршня. Если реле 9 получает импульс, то замыкается контакт 10, включает реле 18, контакт 17 занимает правое положение и включает электромагнитный клапан 16, который подает порцию воздуха под поршень и передвигает его в правое конечное положение. Связанный с поршнем концевой контакт 19 также приходит в правое положение. После затухания импульса контакт 10 размыкает цепь и система готова к следующему циклу. Эта конструкция клапана допускает скорость подачи восьми отдельных предметов в секунду.

Сепарация по отражательной способности света

Опытами, проведенными в СССР С. Н. Крашенинниковым [20] и в Англии Д. Палмером [65] по определению относительной величины коэффициентов отражения i белого света поверхностью клубней и комков почвы, была установлена возможность сепарации по этому признаку. Было выяснено, что при благоприятных условиях отражательные свойства свежевыкопанного картофеля, имеющего чистую кожуру, отличаются от отражательных свойств поверхности комков почвы. Вместе с тем в опытах были исследованы случаи, когда кожура картофеля имеет большую толщину или на клубни местами налипла почва (при ее повышенной влажности). Для таких случаев С. Н. Крашенинников сравнивал отражательную способность белого подкожного слоя клубней с отражательной способностью поверхности комков и камней. При этом имелось в виду, что обдирание поверхностной кожицы клубней на ограниченном участке (например, $0,5 \times 0,5 = 0,25 \text{ см}^2$) допускается техническими требованиями на картофелеуборочные машины.

При использовании для сепарации разницы коэффициентов отражения света размеры тела могут не учитываться, поскольку свет можно принимать с любой достаточно малой площадки на поверхности тела. Это обуславливает относительную простоту электронной схемы сепарирующего устройства.

Измерения показали, что отношение коэффициентов отражения света поверхностью клубней и комков $i_{кл} : i_n$ колеблется в пределах 1,3—2,3 для сухих почв и 1,3—4 для влажных, т. е. с

повышением влажности разница коэффициентов отражения света возрастает.

Полученные результаты дали основания для разработки в ВИМе схемы простейшего устройства для изучения в лаборатор-

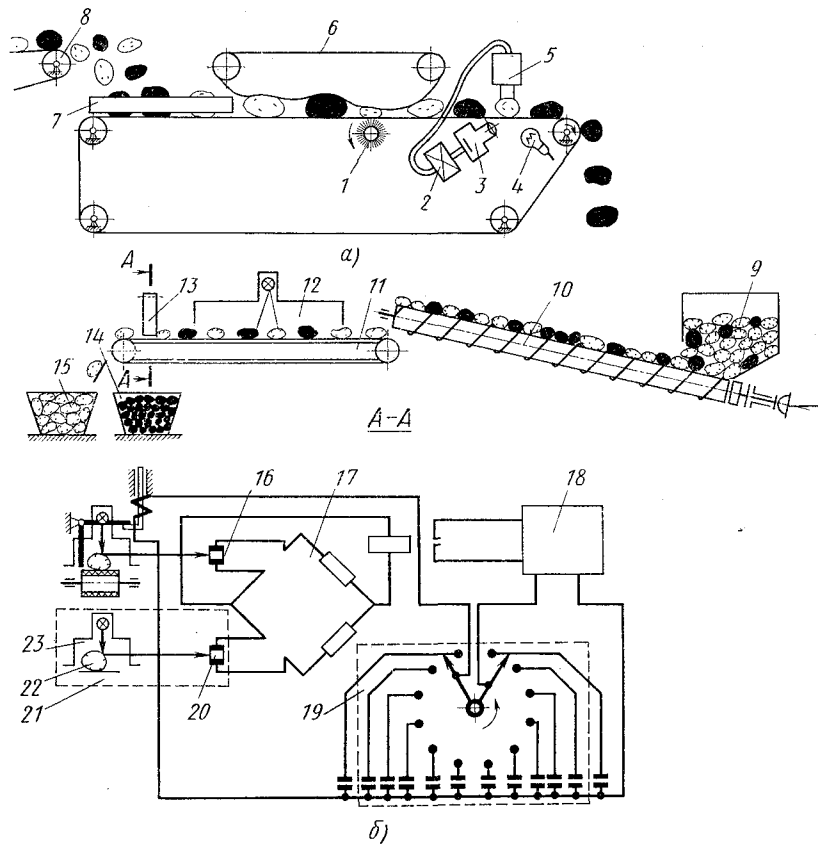


Рис. 147. Принципиальные схемы рабочих органов для отделения клубней картофеля от комков и камней по разнице коэффициентов отражения света:

а — схема ВИМа; б — схема фотоэлектрического отделителя ВИСХОМа с эталонным сравнением:
 1 — чистик; 2 — усилитель с дискриминатором; 3 — фотоэлемент; 4 — источник света; 5 — сбрасывающее устройство; 6 — фиксирующее устройство; 7 — направляющие зоны загрузки; 8 — транспортер-литатель; 9 — бункер; 10 — шнековый дозатор; 11 — транспортер; 12 — рабочая камера; 13 — исполнительный механизм; 14 — сборник примесей; 15 — сборник клубней; 16 и 20 — фотоэлементы; 17 — фотозлементный мост; 18 — усилитель; 19 — блок запаздывания; 21 — блок сравнения; 22 — эталонный клубень; 23 — эталонная осветительная камера

ных условиях сепарации клубней от комков почвы по разнице коэффициентов отражения света (рис. 147, а). Отличительной особенностью устройства является то, что тела освещаются снизу, через небольшое отверстие на прутковом транспорте, на кото-

ром укладываются клубни и комки. Это позволяет значительно уменьшить расстояние от поверхности до источника и приемника излучения, которое может быть причиной ошибочных срабатываний. Испытания устройства показали, что оно безошибочно разделяет клубни и комки при отношении $i_{к.л} : i_n > 1,5$. Частота срабатываний устройства составляет 180 в минуту.

Исследования, проведенные в Англии Д. Палмером и в ВИСХОМе Ф. И. Батяевым [3], показали, что эффективность разделения клубней и примесей по отражательной способности может быть повышена, если разделяемые тела освещать не суммарным световым потоком, а лучами с длиной волны, соответствующей красному участку спектра. При освещении лучами красного участка спектра наблюдается максимальное различие в коэффициентах отражения клубней и примесей.

В ВИСХОМе разработан метод разделения компонентов путем сравнения отражательной способности инспектируемого тела с эталонным. Схема экспериментального образца фотоэлектрического отделителя ВИСХОМа дана на рис. 147, б.

Клубни, комки почвы и камни из бункера 9 поступают на специальное устройство-дозатор 10, осуществляющий распределение тел. С дозатора тела поштучно подаются на рабочий транспортер 11, подводящий их в рабочую осветительную камеру 12.

Отраженный от тела световой поток Φ_1 попадает на рабочий датчик (фотоэлемент 16), в котором световая величина преобразуется в электрическую $i\Phi_1$. Величина $i\Phi_1$ — переменная и зависит от отражательной способности тела R_T . На второй датчик (фотоэлемент 20) подается постоянный во времени световой поток Φ_2 от эталонного клубня 22, находящегося в эталонной осветительной камере 23. Следовательно, $i\Phi_2 = \text{const}$.

Датчики включены в фотозлементный мост 17, в котором происходит сравнение величин $i\Phi_1$ и $i\Phi_2$. Если в момент импульса в рабочей осветительной камере находится комок почвы или камень, мост разбалансируется. При этом величина рассогласования $i\Phi = i\Phi_1 - i\Phi_2$ получается достаточной для включения первого высокочувствительного реле P_1 , включенного в диагональ фотозлементного моста.

Импульс через усилитель 18 подается на блок запаздывания 19, необходимый для того, чтобы исполнительный механизм срабатывал не в момент импульса, а с заданной задержкой. В момент прохождения отделяемого компонента щетка заряжает один из конденсаторов, а вторая, спустя некоторое время, снимает заряд и включает исполнительный механизм — электромагнит 13, который сбрасывает примеси в тару 14; клубни проходят в тару 15.

Лабораторные и лабораторно-полевые испытания фотоэлектрического сепаратора показали, что он отделяет клубни от комков и камней при поштучной подаче с частотой до трех тел в секунду. При этом хотя бы $1/4$ поверхности клубня не должна быть

покрытой почвой, иначе сепаратор реагирует на клубень как на камень. Возможно также отделение фотоэлектрическим способом маточных, гнилых и позеленевших клубней.

Следует отметить, что разделение по отражательной способности уже находит большое применение для сортирования других сельскохозяйственных продуктов (плодов и семян). Принципиальные схемы некоторых устройств представляют интерес и для рассматриваемого случая разделения клубней и твердых примесей. Так, в Англии создан ряд машин «Сортекс» для сортирования по цвету гороха, фасоли, орехов и др. В США создана система «Элекс» для сортирования по цвету томатов, лимонов и др.

Большинство органических соединений способно светиться (флюоресцировать) в ультрафиолетовых лучах. Исследования по определению флюоресценции различных тел проводились в ВИМе. При этом изучали спектры флюоресценции, которые зависят не только от химического состава, но и от структуры вещества. Распространенные неорганические вещества не флюоресцируют (например, камни); свежее выкопанные же клубни с тонкой кожурой флюоресцируют.

Максимальная интенсивность спектра флюоресценции клубней сорта Лорх наблюдается при длине волны $\lambda = 460$ нм, весь спектр лежит в пределах длин волн 410—610 нм. Свечение мякоти клубней более значительно; максимальная интенсивность отмечена при $\lambda = 510$ нм.

Почвенные комки из чернозема и тяжелого суглинка, а также гранитные камни не флюоресцируют. Следовательно, имеется теоретическая возможность использования этого свойства для отделения клубней от комков.

Сепарация с использованием радиоактивных излучений

В современном производстве гамма-дефектоскопия играет огромную роль. Она позволяет просвечивать гамма-излучением отливки, слитки, сварные швы, различные детали и таким образом проверять их качество.

Для бесконтактного измерения толщины различных изделий применяются радиоизотопные толщинометры. В различных отраслях производства широко применяются радиоактивные плотнометры. С их помощью контролируют и регулируют плотность жидких продуктов, текущих по трубопроводам, концентрацию в химических производствах, плотность грунтов и почв, укладку бетона и другие важные процессы. В горнообогатительной промышленности применяют гамма-излучение для отделения руды и угля от пустой породы [46]. Использование гамма-излучения для разделения смеси клубней, комков почвы и камней предложено в Советском Союзе Р. А. Срапенянцем и С. А. Саид-Ходжаевым [49].

В большинстве названных случаев применяются источники гамма-излучений с энергией до 1,5 Мэв. В этой области энергий

ослабление пучка гамма-квантов происходит в основном за счет фотоэффекта и комптон-эффекта, поскольку вклад эффекта образования пар относительно мал. Степень ослабления характеризуется коэффициентами ослабления τ для фотоэлектрического поглощения и σ для комптоновского рассеяния. В сумме они дают полный линейный коэффициент ослабления μ . Иногда пользуются понятием массового коэффициента ослабления μ/ρ , где ρ — плотность материала.

На рис. 148 представлена зависимость полного массового коэффициента ослабления, а также коэффициентов τ/ρ и σ/ρ от энергии гамма-квантов для картофеля, комков почвы и камней. Видно, что с уменьшением энергии вероятность фотоэффекта быстро растет и тем быстрее, чем больше плотность рассеивателя. Величина σ/μ , характеризующая комптоновское рассеяние, определяется порядковым номером атомов вещества поглотителя и меньше изменяется с уменьшением энергии гамма-квантов.

Для энергии порядка 100 кэв, например Tu^{170} , будет преобладать комптоновское рассеяние, так как вклад фотоэлектрического поглощения составляет 25; 15,6 и 3,4% для камней, комков и клубней соответственно.

Выбирая радиоактивный изотоп, следует учитывать, что при уменьшении коэффициента ослабления (увеличении энергии излучения) условия сепарации ухудшаются. С повышением этого коэффициента условия сепарации улучшаются, но тогда требуются источники с большей активностью, чтобы иметь достаточную интенсивность после их ослабления (что нежелательно с точки зрения техники безопасности).

Из рассмотренных источников излучений наилучший результат был получен в случае применения изотопа Tu^{170} . Однако при работе радиометрического сепаратора с использованием изотопа Tu^{170} наблюдалось одинаковое ослабление гамма-излучения

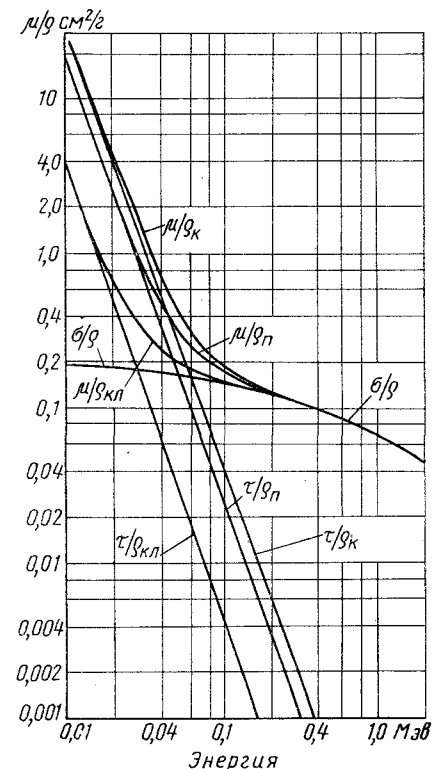


Рис. 148. Зависимость массовых коэффициентов ослабления сепарируемых материалов от энергии гамма-излучения

клубнями и примесями, имеющими различные толщины, поэтому они не отделялись. Такой сепаратор может работать только при достаточно однородном потоке поступающей массы.

При одинаковой энергии гамма-излучения отношение $\mu_1 : \mu_2$ различных материалов можно назвать фактором размерности R , учитывающим во сколько раз одна толщина должна быть больше другой для равного поглощения или излучения (где μ_1 и μ_2 — коэффициенты поглощения для сепарируемых примесей и клубней картофеля). С уменьшением энергии излучения величина R растет и, следовательно, снижается влияние неравномерности размеров сепарируемых материалов на качество сепарации. Это влияние можно уменьшить тремя способами: разделяя материалы на соответствующие фракции, применяя гамма-излучения с энергией менее 0,08 Мэв или используя специальные компенсаторы.

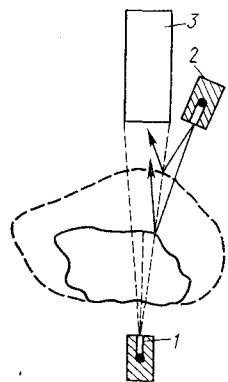


Рис. 149. Схема установки источников излучения: 1 и 2 — проникающий и компенсирующий источники; 3 — детектор

При первом способе следует вводить в схему комбайна сортирующие устройства.

Второй способ связан со значительным повышением активности источника, поскольку возрастает поглощение излучений клубнями. Кроме того, в указанных условиях значение R увеличивается не намного. Так, при использовании гамма-излучений с энергией 0,08 и 0,05 Мэв показатель R клубней картофеля относительно комков изменяется в пределах 2—2,6, т. е. клубню толщиной 80 мм соответствует комок толщиной 40 и 31 мм.

Компенсаторы могут быть выполнены в виде контактных или бесконтактных устройств.

Для сепарации клубней от комков наиболее приемлем простой бесконтактный способ, основанный на известном методе одновременного использования проникающих и отраженных гамма-излучений от двух источников Ti^{170} (рис. 149). Отраженные гамма-излучения в данном случае компенсируют неравномерность поглощения и вносят соответствующую поправку в общую схему измерения интенсивности ослабленного гамма-излучения.

На рис. 150 приведена зависимость скорости счета от толщины поглотителя при работе с компенсирующим источником (верхние кривые) и без него (нижние кривые). Видно, что при использовании компенсирующего источника условия для сепарации резко улучшаются и влияние фактора размерности в зоне практических размеров разделяемых тел исключается. Следовательно, имеется возможность сепарировать компоненты без предварительной сортировки их на фракции по размерам.

В ВИМе, ВИЭСХе и Рязанском ГСКБ было создано несколько вариантов опытных установок для отделения клубней от ком-

ков и камней, основанных на использовании эффекта неодинакового поглощения гамма-излучений клубнями и примесями. Установки отличались лишь конструктивным оформлением дозирующих и исполнительных механизмов.

В первоначальной схеме, разработанной в ВИМе, подающим и дозирующим рабочим органом являлся вращающийся вокруг вертикальной оси стол, в котором клубни картофеля с примесями располагались в ряд в кольцевом желобе. Над кольцевым желобом было установлено радиометрическое контролирующее устройство. В момент пересечения потока гамма-излучения комками и камнями сигнал с радиометрического устройства поступал на электромагнит, который приводил в действие рычажок сбрасывателя. Комки и камни сбрасывались в сторону, а клубни, благодаря малому поглощению гамма-излучения, свободно проходили зону контроля и собирались в бункер. Испытания этой установки подтвердили возможность сепарации клубней от примесей радиометрическим способом. Однако одновременно выявили недостаточную производительность данного конструктивного варианта (8—10 тел в секунду). Кольцевой дозатор ограничивает возможности многорядного исполнения рабочего органа.

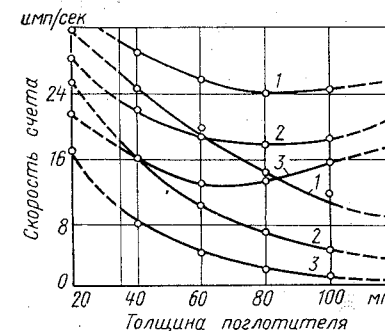


Рис. 150. Ослабление гамма-излучений при использовании компенсирующего источника (верхние кривые) и без него (нижние кривые) по данным С. А. Саид-Ходжаева:

1 — клубнями картофеля; 2 — комками почвы; 3 — камнями

На рис. 151 показана технологическая схема прямоточной установки с радиометрическим сепаратором, сконструированной Рязанским ГСКБ и ВИЭСХОМ, позволяющей осуществлять компоновку нескольких рядов параллельных линий.

Установка состоит из бункера 1, выравнивающих шнеков 2, автоматического переборщика клубней 6, контейнера с источником радиоактивных элементов 5, электромагнита 4, детектора 3. При работе установки разделяемые компоненты поштучно подаются в карманы вращающегося переборщика и просвечиваются гамма-излучениями. При пересечении гамма-излучения комками почвы или камнями, обладающими большим поглощением, скорость счета импульсов, поступающих от детекторов излучения, уменьшается и гамма-электронное реле, представляющее собой измеритель скорости поступления электрических импульсов, включает пороговое устройство, срабатывающее при определенном уменьшении скорости счета импульсов. В качестве порогового устройства используется электромагнит, который притягивает рычажок

сбрасывателя, освобождая палец, и комки почвы или камни падают в специальный бункер.

Недостатком этого устройства, как и других вышеописанных исполнительных механизмов с электромеханическим приводом,

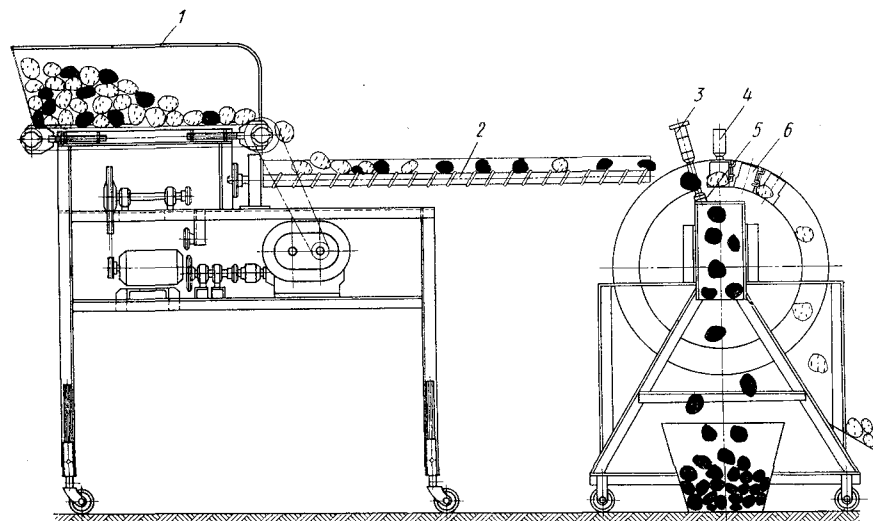


Рис. 151. Схема установки с радиометрическим сепаратором (ВИЭСХ — Рязанское ГСКБ)

является слишком большое время срабатывания, а следовательно, и низкая производительность (до 5 тел в секунду). Учтя этот недостаток, ВИЭСХ совместно с заводом «Веймар» (ГДР) разработал радиометрическое сепарирующее устройство с пневматическим исполнительным механизмом.

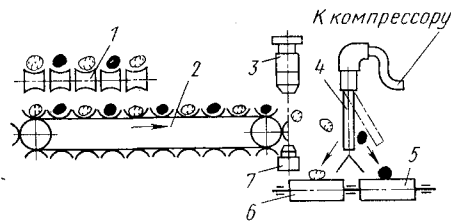


Рис. 152. Схема радиометрического сепаратора (ВИЭСХ — завод «Веймар»)

Радиометрический сепаратор вместе с вспомогательными узлами (рис. 152) включает следующие элементы: роликовую сортировку 1, которая сортирует компоненты на три фракции по размерам. Мелкая фракция поступает на транспортер-переборщик и доводится до кондиции при помощи ручного отбора. Средняя и крупная фракции отдельно подаются дозирующими транспортерами 2 к радиометрическим контролирующим устройствам, состоящим из контейнера 7 с радиоактивным веществом и детектора 3. Если проходят клубни, то устройство не срабатывает и

они, ударяясь о пневматические пальцы 4 (находящиеся под давлением воздуха), падают на клубнеотводящий транспортер 6. Если же проходят комки или камни, то радиометрическое устройство подает сигнал на электромагнит, выключающий подачу воздуха в соответствующие пальцы. Пальцы теряют жесткость и отгибаются при ударе камней и комков, пропуская их на клубнеотводящий транспортер 5. Каждый ручей устройства может пропускать до 20 разделяемых тел в секунду.

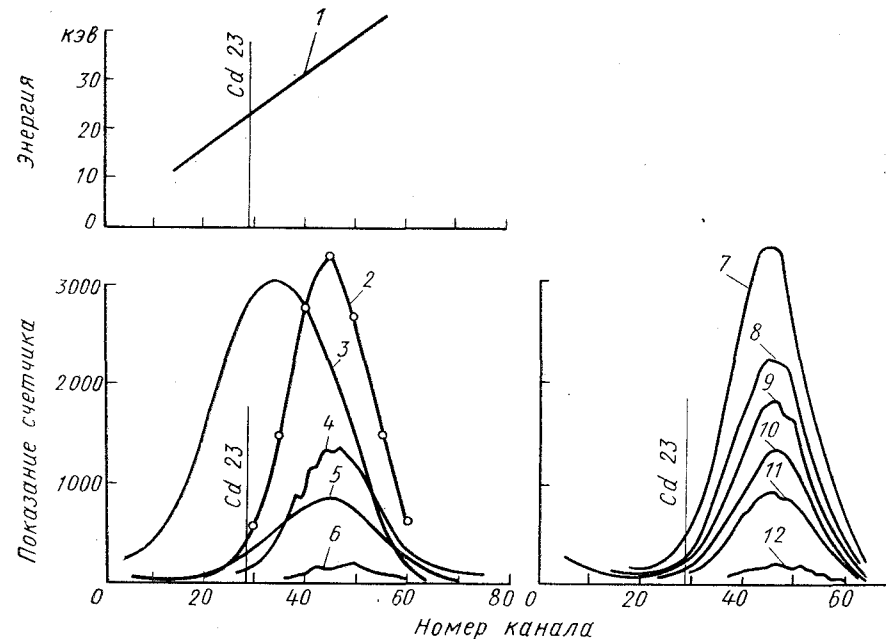


Рис. 153. Канальная характеристика рентгеновской трубки и спектры комков, камней различного состава, а также клубней и воздуха (шкала для клубней и воздуха $\times 20$):

1 — характеристика рентгеновской трубки; 2 — песчаник; 3 — воздух; 4 — андезит; 5 — картофель; 6 — долерит; 7 — кварцит; 8 — графитовый слюдяной сланец; 9 — слюдяной сланец; 10 — андезит; 11 — серпентин; 12 — известняк

В Англии предложен и теоретически разработан способ отделения клубней от комков и камней с помощью рентгеновского излучения [69].

Сущность этого метода заключается в том, что, так же как и в случае гамма-излучения, поглощение рентгеновского излучения клубнями значительно меньше, чем камнями или комками почвы, так как это поглощение пропорционально плотности облучаемого материала. Было установлено, что разность поглощения рентгеновских лучей камнями и клубнями наибольшая при энергии 400 кэВ, поэтому выбрана рентгеновская трубка, дающая спектр излучения 10—40 кэВ.

Регистрировалось излучение сцинтилляционным детектором (кристалл NaJ), работающим с двухдюймовым фотоэлектронным умножителем, сигналы с которого после усиления поступали на 128-канальный амплитудный анализатор. Для калибровки использовалась кадмевая мишень, дающая линию 23 кэв.

На рис. 153 показаны результаты исследования получаемого спектра излучения на амплитудном анализаторе, а цифровые данные для энергии излучения 30 и 40 кэв приведены в табл. 24.

Таблица 24

Результаты исследований

Материал	Удельный вес	Канал	Показание счетчика, измеряющего прошедшее излучение	Коэффициент поглощения μ см ⁻¹	Массовый коэффициент поглощения $\frac{\mu}{\rho}$ см ² /г ²
Картофель	1,08	38	14 392	1,110	1,030
		52	13 204	0,386	0,358
Песчаник	2,71	38	2 244	2,575	1,164
		52	2 095	1,835	0,831
Слюдяной сланец . .	2,69	38	1 163	3,095	1,150
		52	1 335	2,190	0,815
Гранатовый слюдяной сланец . . .	2,98	38	1 581	2,850	0,957
		52	1 541	2,080	0,698
Кварцит	2,64	38	2 373	2,530	0,958
		52	2 128	1,823	0,691
Андезит	2,60	38	884	3,300	1,280
		52	1 011	2,410	0,927
Известняк	2,72	38	85	5,160	1,890
		52	184	3,750	1,380
Серпентин	2,64	38	519	3,720	1,410
		52	724	2,675	1,012
Долерит	2,88	38	82	5,175	1,795
		52	154	3,890	1,350

Верхний график рис. 153 показывает распределение энергии 10—40 кэв по каналам анализатора; средний и нижний — относительное распределение энергии излучения при поглощении рентгеновского излучения воздухом, картофелем и различными минералами.

При конструировании устройств для отделения картофеля от камней и комков земли приходится искать компромиссное решение между характеристиками (энергией) рентгеновского излучения и эффективностью регистрации проходящего излучения. Д-р Д. Слайт считает, что экономические факторы будут ограничивать применение трубок с большой энергией излучения.

В 1966 г. в Англии фирмой Ватсон создан производственный образец рентгеновского сепаратора (рис. 154), специально сконструированный и приспособленный к картофелеуборочному комбайну, выпускаемому фирмой Джонсон. Принцип действия электронного устройства «Ватсон», контролирующего работу нейлоновых пальцев, расположенных под углом 45° и пропускающих примеси, аналогичен принципу действия экспериментального образца, рассмотренного выше. Рабочая зона каждого излучателя

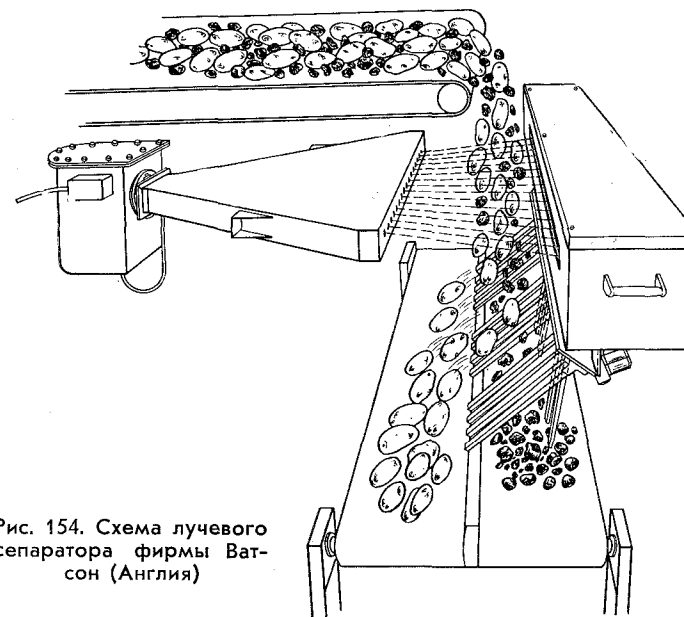


Рис. 154. Схема лучевого сепаратора фирмы Ватсон (Англия)

увеличена с 25,4 мм до 32 мм, поэтому большое количество мелких примесей сортируется механически. В то же время количество ячеек уменьшено. Наличие на конце излучающей трубки стальной пластинки с отверстиями позволяет получить 16 участков излучений. Соответственно 16 сцинтилляционных детекторов регистрируют прошедшее излучение, преобразуют сигналы и управляют двумя исполнительными пальцами. Точное разделение осуществляется реле, смонтированными на всех участках. Электронное устройство питается от электросистемы трактора. При прохождении комков почвы или камней возбуждается соответствующий участок детектора, в результате чего одновременно срабатывают два пальца. Воздушный компрессор, предназначенный для привода пальцев, питается от ВОМ трактора.

Все элементы сортирующего устройства являются съемными и могут быть быстро отрегулированы. Однако наладка устройства из-за опасности поражением высоким напряжением в детек-

торном узле должна осуществляться квалифицированным персоналом.

При испытаниях была достигнута производительность 9 т/ч разделяемой массы при содержании в ней клубней 25—75%. Содержание клубней в смеси после прохода через сепаратор достигло 95%. При производительности до 7 кг/ч потери клубней близки к нулю, но при производительности 12 т/ч они достигают 30%. При движении агрегата по неровной поверхности потери клубней резко увеличиваются. Увеличение потерь объясняется повышенной вибрацией всего устройства.

Вспомогательные устройства

Механизмы для регулирования

Для регулирования глубины хода лемехов и перевода их в рабочее и транспортное положение в картофелеуборочных машинах используются рычажные механизмы с пружинами, винтовые механизмы и механизмы с гидравлическими цилиндрами.

Рычажные механизмы применялись в картофелекопателях ТЭК-2 и КТП-2, картофелеуборочных комбайнах КОК-2 и КҚР-2, а также в ряде других прицепных машин. Существенным недостатком этих механизмов является необходимость приложения больших физических усилий для регулировок и выглублений рабочих органов.

Винтовые механизмы позволяют значительно облегчить труд машинистов, однако требуют более длительного времени на каждую операцию. Достоинством этих механизмов является также большая точность, что особенно важно для регулирования глубины хода лемехов.

В последнее время все большее применение на картофелеуборочных машинах для регулирования глубины хода лемехов, параметров сепарирующих устройств, подъема рабочих органов в транспортное положение находят гидравлические механизмы. Такие механизмы применены, например, на отечественном комбайне К-3 (рис. 155) и американском «Джон Бин» (рис. 156).

Представляет интерес система регулирования комбайна «Джон Бин». Для возможности приспособления комбайна к различным условиям работы на нем предусмотрены системы регулировок двух типов: регулировки, осуществляемые на ходу, и регулировки, выполняемые в стационарных условиях.

Регулировки первого типа осуществляются при помощи регулятора числа оборотов двигателя, рычага муфты включения гид-

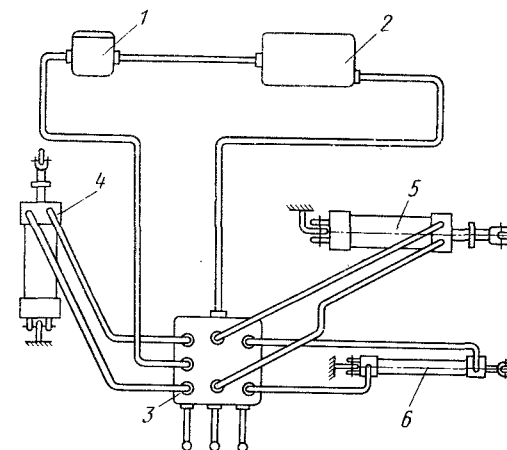


Рис. 155. Схема гидравлического механизма комбайна К-3:

1 — масляный насос; 2 — масляный бак; 3 — гидрораспределитель; 4 — гидроцилиндр подъема лемехов; 5 — гидроцилиндр подъема бункера; 6 — гидроцилиндр лотка бункера

равлического контролера глубины хода лемеха, рычага регулирования интенсивности встряхиваний, гидравлического контролера высоты подъема загрузочного транспортера и гидравлического регулятора наклона переборочного транспортера. Комбайн обслуживается трактористом и комбайнером. Управление гидравлической системой может быть выведено к трактористу, для чего гидрораспределитель крепят на стойке, размещенной в передней части прицепа или на главной платформе.

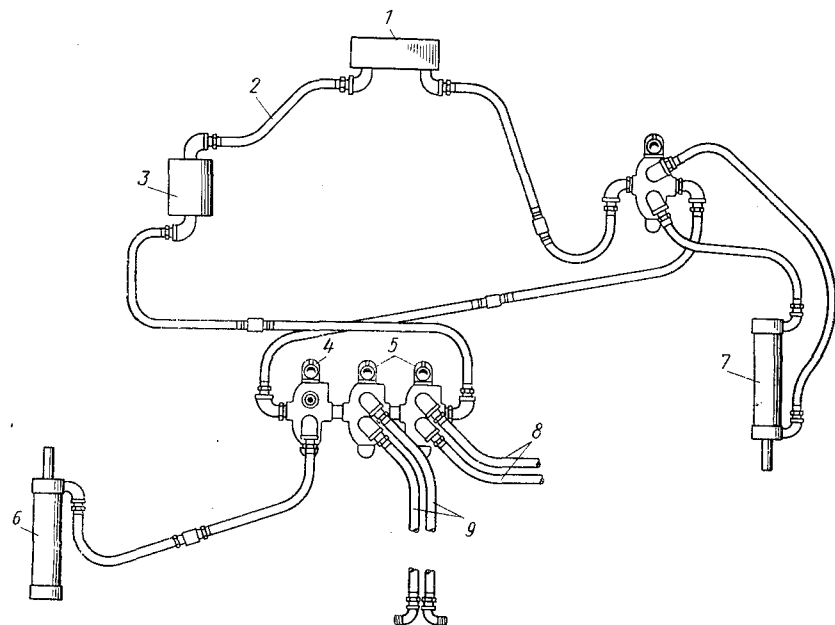


Рис. 156. Схема гидравлических механизмов картофелеуборочного комбайна «Джон Бин» (США):

1 — масляный бак; 2 — шланги; 3 — насос; 4 — гидрораспределитель одностороннего действия; 5 — гидрораспределитель двустороннего действия; 6 — гидроцилиндр загрузочного транспортера; 7 — гидроцилиндр переборочного транспортера; 8 — шланги к гидроцилиндру, регулирующему число оборотов двигателя; 9 — шланги к гидроцилиндру, регулирующему глубину хода лемехов

К регулировкам, которые могут быть выполнены в стационарных условиях, относятся регулировки сменных встряхивающих звездочек для основного элеватора при помощи винтового механизма, угла наклона поперечного транспортера и др.

Гидравлические механизмы полностью устранили физический труд при выполнении операций регулирования и перевода машины в транспортное положение, но имеют некоторые недостатки. Главный недостаток — отсутствие необходимой точности регулирования глубины хода лемеха. Кроме того, в картофелеуборочную машину вводятся довольно сложные гидроагрегаты — насос и распределители. При наличии этих агрегатов на тракторе более

целесообразно использовать их для управления картофелеуборочной машиной.

На этом принципе основаны отечественные картофелеуборочные комбайны КГП-2 и ККУ-2. Комбайны выполнены полунавесными, что позволило использовать для их подъема в транспортное положение навесную систему трактора. Для регулирования глубины хода лемеха, которое производится лишь при переезде с поля на поле, используется винтовой механизм (рис. 157).

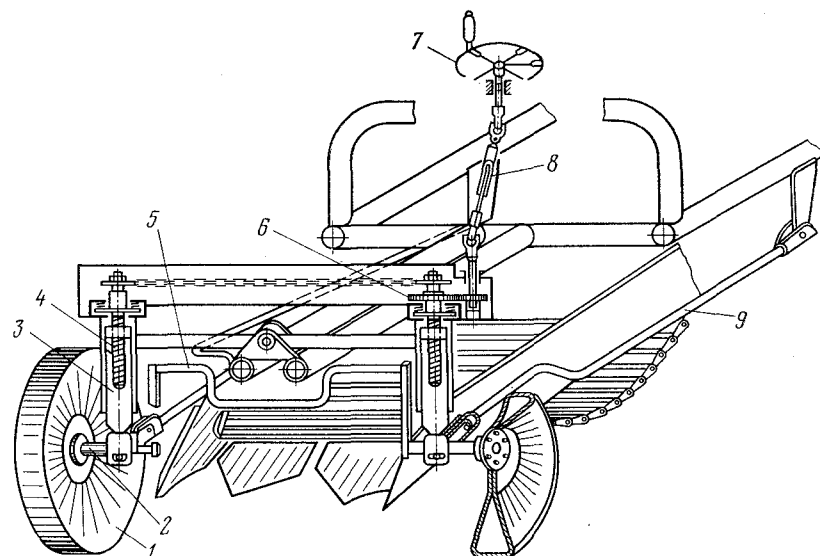


Рис. 157. Схема механизма регулирования глубины хода лемеха комбайна ККУ-2

Копирующие колеса 1 смонтированы на фигурной оси 2, на концах которой шарнирно закреплены стойки 3 стаканов механизма регулирования глубины подкапывания. Винты 4 этого механизма шестеренной передачей 6 и телескопическим карданным валом 8 кинематически связаны со штурвалом 7 управления. Стойки 3 стаканов соединены с рамой комбайна при помощи двух шарнирно закрепленных упорных штанг 9, расположенных сзади копирующих колес.

Несущие конструкции

Рамы картофелекопателей. Специфической особенностью рам картофелеуборочных машин является то, что они, кроме нагрузки от монтируемых на них рабочих органов и усилий, возникающих от перекапывания машины по полю, воспринимают значительные нагрузки от подкапывающих лемехов. При проектиро-

вании и расчете рам картофелекопателей и комбайнов необходимо учитывать эти нагрузки.

Рассмотрим силовые расчеты некоторых характерных рам. Конструктивная схема боковых стенок рамы картофелекопателя КТН-2Б (рис. 158) состоит из основной балки 1, поддерживающей элементы конструкции и детали машины, усиленной передней балки 4 и раскоса 6, образующих плоскую ферму с жесткими узлами. Боковые стенки связаны между собой рядом поперечных связей: трубой 5, передней связью 3, промежуточной связью 2.

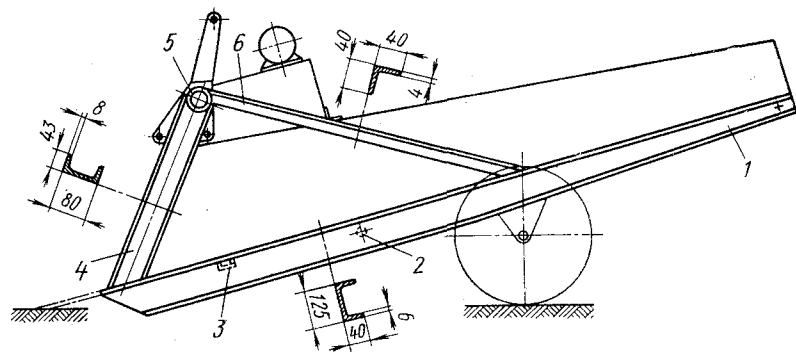


Рис. 158. Конструктивная схема боковых стенок рамы копателя КТН-2Б

Основная балка воспринимает вес металлоконструкций картофелекопателя, а также нагрузку со стороны лемехов. В передней части балка испытывает деформацию изгиба в двух плоскостях, в консольной, главным образом, изгиб в вертикальной плоскости от весовых нагрузок (вес деталей, почвы и картофеля на каскадном элеваторе машины).

Передняя балка воспринимает основную часть нагрузки со стороны лемехов при передаче рабочей нагрузки копателя тягам навесной системы трактора и испытывает при этом деформацию изгиба.

Раскосы боковых стенок нагружены весом деталей копателя (редуктор и др.), опирающихся на них, и испытывают деформацию изгиба. Кроме того, в транспортном положении копателя раскосы, поддерживающие основную балку и детали, связанные с ней, испытывают деформацию растяжения.

Труба является сильно нагруженной деталью, передающей все нагрузки от рамы картофелекопателя тягам навесной системы трактора; труба работает в условиях сложного сопротивления (изгиб в двух плоскостях и кручение).

Поперечные связи воспринимают усилие со стороны среднего лемеха, испытывая при этом деформацию поперечного изгиба.

Расчетные нагрузки на лемехи картофелекопателя принимают

из условия максимального тягового усилия трактора МТЗ-5М $T = 1400$ кг. Отсюда усилие на каждый из крайних лемехов (без учета работы среднего лемеха) будет

$$P = \frac{1}{2} T = \frac{1}{2} \cdot 1400 = 700 \text{ кг.}$$

Весовая нагрузка на картофелекопатель $Q = 700$ кг. Центр тяжести картофелекопателя располагается над осью опорных колес машины.

Силовой анализ механизма навесной системы картофелекопателя проводится для рабочего I и транспортного II положений машины (рис. 159). В положении II не указана вертикальная тяга, обеспечивающая равновесие системы.

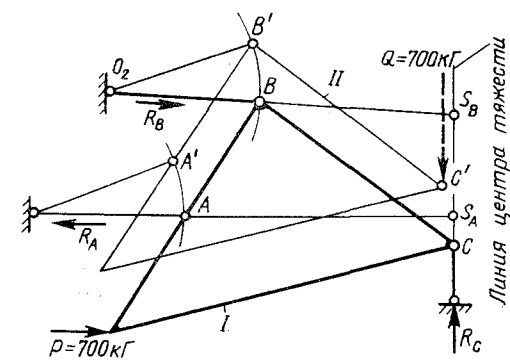


Рис. 159. К определению усилий в тягах навесной системы трактора

Расчетной схемой картофелекопателя в рабочем положении машины является трехпроводковая группа ABC. Здесь опоры A и B соответствуют нижней и верхней тягам навесной системы трактора, C — опорному колесу картофелекопателя. Для определения реакций в тягах навесной системы трактора удобно воспользоваться двумя уравнениями моментов, составленных относительно особых точек S_B и S_A , а для определения реакции со стороны опорного колеса — уравнением проекций всех сил на вертикаль. Силы сопротивления перекатыванию при расчете не учитываются.

Значения реакций

Таблица 25

Картофелекопатель	R_A^*	R_C	R_C'	R_C^{**}
	в кг			
КТН-2	2070	1370	+670	-30
КТН-2МА	3320	2620	—	—
КТН-2Б	1670	970	+650	-50

* Реакция R_A является суммарной по двум нижним тягам навесной системы трактора.
** Реакция R_C определена без учета веса машины.

Результаты определения реакций в тягах навесной системы трактора МТЗ-5М для различных конструкций копателей типа КТН-2 приведены в табл. 25. Учитывая, что тяги трактора при рабочем положении копателя располагаются горизонтально и почти параллельно, можно написать для тягового усилия трактора выражение

$$T = 2(R_A - R_B).$$

Тогда из табл. 25 видно, что при постоянном тяговом усилии трактора $T = 1400 \text{ кг}$ при навеске картофелекопателей различных модификаций в тягах навесной системы действуют разные усилия. Чем меньше значения указанных усилий, тем более благоприятно это для прочности деталей картофелекопателя. С этой точки зрения наиболее удачной является система навески трактора МТЗ-5М с картофелекопателем КТН-2Б.

Аналогично составляя уравнение моментов относительно точек B' и A' для транспортного положения машины, получим следующие значения реакций: $R_{A'} = 2160 \text{ кг}$; $R_{B'} = 2400 \text{ кг}$.

Треугольная ферма с жесткими узлами, образующая боковую стенку картофелекопателя, представляет собой трижды статически неопределимую систему (рис. 160, а и б), расчет которой проводится по методу сил*. При расчете на прочность вес конструкции не учитывался, поэтому на схеме показана реакция R_C .

Система канонических уравнений метода сил в матричной форме для рассматриваемой фермы следующая:

	x_1	x_2	x_3	I
I	+42311,6	+73868,9 +294194	+926,531 +2741,34 +28,5685	-4488120 -7320290 -98281,0

Решение системы канонических уравнений дает следующие значения лишних неизвестных:

$$x_1 = +58,2 \text{ кг};$$

$$x_2 = -39,3 \text{ кг};$$

$$x_3 = +5320 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

На основании полученных значений усилий построена суммарная эпюра изгибающих моментов треугольной формы с жесткими узлами (рис. 160, б).

Опасным в этой системе является сечение $I-I$ в месте заделки B . Изгибающий момент в этом сечении

$$M = 48\,962 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

нормальное напряжение

$$\sigma = \frac{48\,962}{25} = 1960 \text{ кг/см}^2, \quad (174)$$

где $W_x = 25 \text{ см}^3$ — момент сопротивления швеллера № 8 относительно оси xx (ГОСТ 8240—56).

* Расчет проведен старшим научным сотрудником лаборатории прочности ВИСХОМа канд. техн. наук В. И. Корешковым.

Учитывая, что предел текучести материала передней балки $\sigma_r = 2300 \text{ кг/см}^2$ (сталь Ст. 3), замечаем, что запас прочности в передней балке минимальный. Дальнейшее увеличение ее длины нежелательно. Из характера эпюры изгибающих моментов для передней балки (рис. 160, б) следует, что желательным является выполнение ее в виде балки переменного сечения с расширением к трубе.

Одной из наиболее нагруженных деталей рамы картофелекопателя является труба. Из трех положений картофелекопателя: рабочее, слегка приподнятое над землей и транспортное — самым опасным для прочности трубы является последнее. Расчетные нагрузки на трубу показаны на рис. 161. Здесь же представлены эпюры крутящих и изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Опасным сечением трубы является сечение $I-I$. Моменты в опасном сечении будут:

$$M_{кр} = 30\,000 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_G = 13\,300 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$M_B = 48\,500 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Полный изгибающий момент

$$M = \sqrt{M_G^2 + M_B^2} = \sqrt{13\,300^2 + 48\,500^2} = 50\,200 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

По ГОСТУ 8732—58 выбрана труба с размерами $83 \times 5 \text{ мм}$ и геометрическими характеристиками сечения: моментом сопротивления на изгиб $W_x = 24,5 \text{ см}^3$ и полярным моментом сопротивления $W_p = 49 \text{ см}^3$.

В качестве материала трубы взята сталь 35 с пределом текучести $\sigma_r = 3000 \text{ кг/см}^2$.

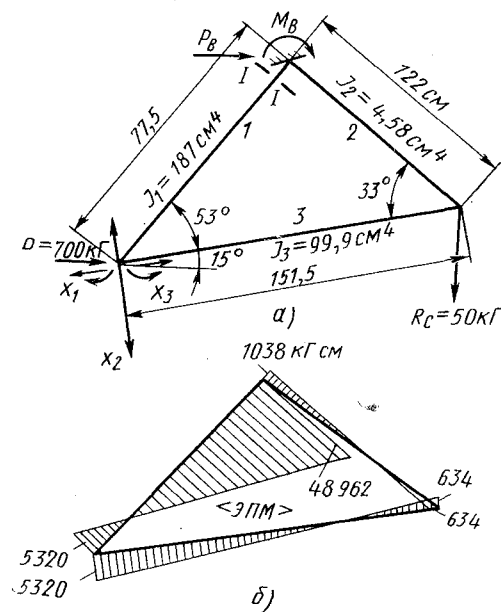


Рис. 160. К расчету ферм боковой стенки

Нормальные и касательные напряжения подсчитаны по формулам:

$$\sigma = \frac{M}{W_x} = \frac{50\,200}{24,5} = 2050 \text{ кг/см}^2; \quad (175)$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{30\,000}{49} = 615 \text{ кг/см}^2. \quad (176)$$

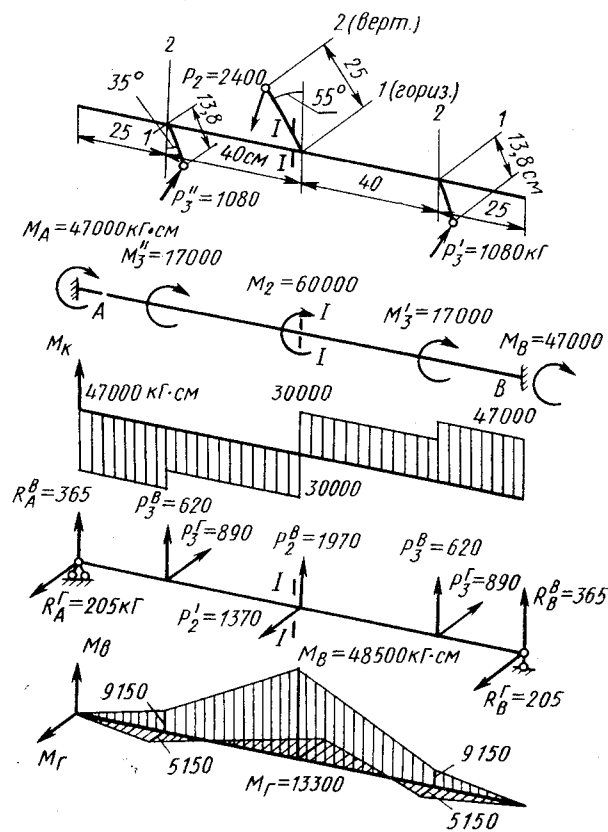


Рис. 161. К расчету прочности трубы картофелекопателя

Эквивалентные напряжения по энергетической теории прочности

$$\sigma_{э\text{кв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{2050^2 + 3 \cdot 615^2} = 2300 \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициент запаса по текучести

$$\eta_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{э\text{кв}}} = \frac{3000}{2300} = 1,3.$$

Полученное значение коэффициента запаса является недостаточным. При транспортировании картофелекопателя трактор развивает скорости до 20 км/ч и при этом возможны значительные толчки, ведущие к резкому повышению напряжений в трубе. Поэтому в картофелекопатель КТН-2Б поставлена труба 89 × 6 мм, при которой запас прочности по статическим нагрузкам $\eta_{\tau} = 2$.

Рамы картофелеуборочных комбайнов. Экспериментальными исследованиями установлено, что наиболее нагружены рамы комбайнов, имеющих качающиеся грохоты. Самые большие нагрузки на раму передаются при переходном режиме в момент заглупления лемеха переднего грохота. Согласно данным экспериментальных исследований комбайна КГП-2, нагрузки достигают следующих значений: нормальная сила $N = 1800 \text{ кг}$, вертикальная сила в месте крепления опорных катков $P = 550 \text{ кг}$.

Кроме условно принятых статически действующих нормальной и вертикальной сил, на переднюю часть рамы действует постоянная сила от натяжения ремня клиноременного вариатора, которая равна 450 кг в соответствии с мощностью, передаваемой ремнем.

Остальные силовые факторы, действующие на переднюю часть рамы комбайна, динамические — переменные по величине и направлению. Они действуют вдоль подвесок грохотов и шатунов и передают усилия на раму в местах присоединения к ней подвесок и в точках крепления эксцентрикового вала. Для упрощения расчета, проведенного А. М. Конторером, были приняты их максимальные значения для двух крайних положений грохотов. Так как на раму комбайна действуют как статические, так и динамические нагрузки, то для удобства расчета усилий в стержнях фермы целесообразно применять метод единичных нагрузок. При расчете усилий было принято следующее допущение: узлы считали идеальными (шарнирными), т. е. стержни работают лишь на растяжение — сжатие.

Для полного анализа работы фермы при разнообразных комбинациях внешних нагрузок были рассчитаны усилия в стержнях фермы от единичных сил, действующих в точках приложения реальных как статических, так и динамических нагрузок.

Расчеты для двух крайних положений грохотов позволили сделать следующие выводы: все стержни верхнего пояса постоянно сжаты, нижнего — постоянно растянуты; некоторые стержни решетки все время растянуты, некоторые — все время сжаты, некоторые же нагружены знакопеременными усилиями; усилия верхнего и нижних поясов постепенно возрастают по мере удаления от точки прицепа; наибольшее сжимающее усилие в поясах рамы составляет 2070 кг, наибольшее растягивающее — 2560 кг; в стержнях решетки наибольшее сжимающее усилие равно 550 кг, наибольшее растягивающее — 640 кг.

Так как все стержни рамы комбайна либо постоянно растянуты, либо постоянно сжаты, наиболее опасной может оказаться

деформация от сжатия; объясняется это тем, что при центральном сжатии потеря устойчивости может происходить как в изгибной, так и в изгибно-крутильной форме.

Оптимальной является такая форма сечения, при которой критическая сила достигает наибольшего значения.

Оптимальное соотношение элементов сечения может быть выражено фактором при данном виде деформации:

$$\varepsilon = \frac{\mu \delta}{L^2}, \quad (177)$$

где μ — коэффициент, зависящий от способа закрепления концов стержня (при шарнирных концах $\mu = 1$; при одном свободном и одном защемленном конце $\mu = 2$ и при обоих защемленных концах $\mu = 0,5$);

l — длина стержня в см;

δ — толщина заготовки в см;

L — ширина заготовки для изготовления профиля в см.

Связь между величинами, входящими в формулу (177), может быть определена при помощи коэффициента относительной высоты сечения

$$m = \frac{h}{L}. \quad (178)$$

При центральном сжатии $m = 0,31 \div 0,44$. Точное значение коэффициента m определяют при помощи вспомогательной величины q , которая устанавливает определенную зависимость

$$m = f(q). \quad (179)$$

Величину q находят по формуле

$$q = \frac{12P_k}{\pi^2 E \Delta^5 (\mu l)^2}, \quad (180)$$

где P_k — критическая сила.

$$P_k = nP,$$

где $n = 2$ — запас устойчивости;

$P = 2100$ кг — наибольшее значение силы, действующей на стержень рамы;

E — модуль упругости;

$\Delta = \frac{\delta}{L} = (0,02 \div 0,04)$ — относительная толщина профиля

(для данного случая $\Delta = 0,0349$).

Длина стержня рамы $l = 81$ см.

$$q = \frac{12 \cdot 4200}{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,0349^5 (1 \cdot 81)^2} = 75.$$

Пользуясь графиком, приведенным на рис. 162, находим $m = 0,435$. Величину $\varepsilon = 0,435$ определяем также по графику; при $m = 0,435$ $\varepsilon = 0,2$ (рис. 163).

300

Определяем толщину заготовки

$$\delta = \frac{\Delta^2 \mu l}{\varepsilon} = \frac{0,0349^2 \cdot 1 \cdot 81}{0,2} = 0,498 = 5 \text{ мм.}$$

По принятым отношениям определяем ширину заготовки

$$L = \frac{\delta}{\Delta} = 14,3 \text{ см} = 143 \text{ мм.}$$

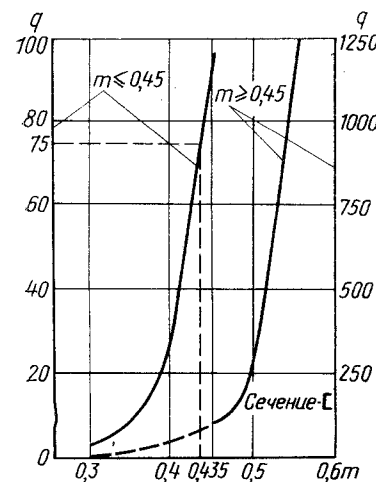


Рис. 162. Зависимость q от m

В результате анализа величин и характера полученных при экспериментальной проверке напряжений можно сделать следующие выводы:

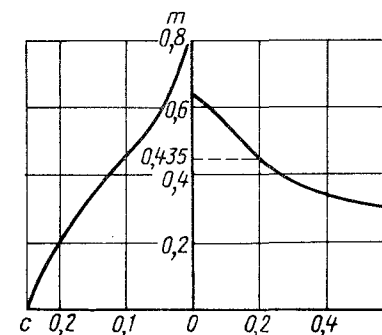


Рис. 163. Зависимость m от ε

напряжения в элементах рамы при холостом и рабочем процессах носят переменный характер, изменяясь почти по симметрическому циклу;

обе половины бифермы (правая и левая) нагружены одинаково;

напряжения при выполнении рабочего процесса носят тот же порядок, что и при холостом ходе;

напряжения по длине стержней, раскосов и стоек как в середине, так и в местах, близких к узлам, остаются одинаковыми, а наличие узловых соединений не искажает характера деформаций; напряжения как на верхнем, так и на нижнем поясах при транспортировании комбайна несколько возрастают;

коэффициенты запаса прочности для наиболее нагруженных элементов рамы комбайна (не менее 2,0) вполне удовлетворяют требованиям прочности рамы.

Выгрузные устройства

Расчет емкости бункера. Как показали работы Ф. С. Завалишина и О. А. Сафразбекьяна, недостаточная емкость или отсутствие бункеров-компенсаторов на уборочных машинах приводит к

простоям как рабочих машин, так и транспортных средств, а лишняя их емкость связана с дополнительными затратами.

Ф. С. Завалишин предлагает выбирать размеры бункеров-компенсаторов на уборочных машинах такими, чтобы можно было вместить в них материал, обработанный за продолжительность математического ожидания простоя.

Число разгрузок бункера в час

$$n_b = \frac{BG_1 v_m}{V_b \gamma_1}, \quad (181)$$

где B — ширина захвата комбайна по осям крайних междурядий;

G_1 — масса клубней и примесей, вывозимая с каждого гектара уборочной площади [$G_1 = G(1 + \lambda)$, здесь G — урожай в $t/га$; λ — коэффициент засоренности клубней ($\lambda = 0,1 \div 0,5$);

v_m — скорость рабочей машины (комбайна);

V_b — емкость бункера;

γ_1 — удельный вес клубней в смеси с почвой ($\gamma_1 = 1,0 \div 1,2 \text{ т/м}^3$).

Время заполнения транспортного средства в случае, если оно вмещает κ бункеров при работе одного комбайна,

$$t_{н.т} = \kappa \frac{V_b \gamma_1}{BG_1 v_m}. \quad (182)$$

При групповой работе комбайнов транспортное средство может заполняться от всех работающих комбайнов, тогда время заполнения будет

$$t_{н.т} = \frac{\kappa V_b \gamma_1}{n_\kappa BG_1 v_m}, \quad (183)$$

где n_κ — количество работающих на одном поле комбайнов. Если $n_\kappa > \kappa$, то в формуле κ и n_κ сокращаются.

Количество транспортных средств n_τ , необходимое для обслуживания комбайнов, может быть найдено из выражения

$$n W_u T G_1 = \frac{n_\tau T_\tau Q_{н.т} \kappa \Gamma}{\frac{2S_{ср}}{v_{тех}} + T_{нр}}, \quad (184)$$

$Q_{н.т}$ — номинальная грузоподъемность транспортного средства;

κ_2 — коэффициент использования грузоподъемности;

W_u — часовая производительность уборочной машины;

T и T_τ — продолжительность работы соответственно уборочной машины и транспортного средства;

$S_{ср}$ — среднее расстояние, на которое отвозят груз;

$v_{тех}$ — средняя техническая скорость транспортного средства;

$T_{нр}$ — средняя продолжительность простоя под погрузкой и разгрузкой.

$$V_b = \frac{Q_{сек}}{\gamma} t_b,$$

$Q_{сек}$ — вес материала, выдаваемого комбайном в секунду.

Бункер, устанавливаемый на комбайне, следует рассчитывать на средние условия, положив при этом $t_b = t_\tau$ (где t_τ — время оборота транспортного средства).

По данным Ф. С. Завалишина для силосоуборочных и зерноуборочных комбайнов среднеквадратичные отклонения времени оборота транспортных средств $\sigma = (0,05 \div 0,25) t_\tau$. Примерно такие же отклонения получены при хронометраже поточной уборки картофеля. Поэтому можно принять

$$V_b = \frac{1}{\gamma} (0,1 \div 0,15) t_\tau Q_{сек}.$$

Очевидно, что бункер не компенсирует недостаток транспортных средств, а лишь ограничивает простои их и комбайнов. Для полной ликвидации простоев необходимо обеспечивать комбайны транспортными средствами с некоторым избытком.

Путь, проходимый комбайном до заполнения бункера емкостью V_b ,

$$s_b = \frac{V_b \gamma_1}{BG_1}.$$

Время заполнения бункера

$$t_b = \frac{V_b \gamma_1}{BG_1 v_m}. \quad (185)$$

Конструкции выгрузных транспортеров и бункеров. В качестве выгрузных транспортеров в комбайнах применяют прутковые элеваторы или прорезиненные ленты. Полотно выгрузного транспортера комбайна Е675 имеет клапаны, образующие карманы. Прутковые выгрузные транспортеры на крючковых цепях установлены в основном на комбайнах американских фирм (Дальман, Локвуд, Монарх).

В американских комбайнах рама выгрузного элеватора обычно на стойках прикреплена к раме комбайна. Стойки имеют ряд монтажных отверстий, при помощи чего достигается изменение расположения элеватора по высоте. Кроме того, для уменьшения разгрузочной высоты и, следовательно, снижения повреждений клубней наружная часть выгрузного элеватора соединяется с рамой элеватора шарнирно и управляется по высоте при помощи гидроцилиндра.

Применяемые бункеры комбайнов по способу выгрузки разделяются на три типа: с открывающимся дном, разгружающиеся

путем опрокидывания и разгружающиеся с помощью подвижного дна.

Бункеры первого типа применялись на комбайне «Шацгребер-111» (ГДР) и отечественном комбайне ККВ-2. Недостатком

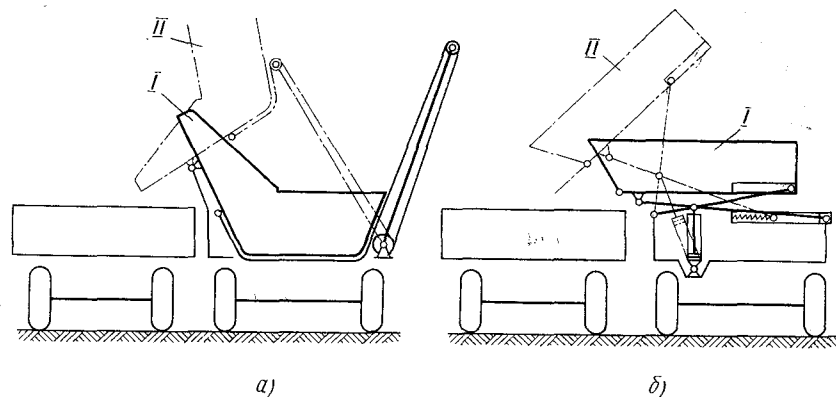


Рис. 164. Схема саморазгружающегося бункера для выгрузки картофеля навалом в прицепы:

а — с приводом при помощи лебедки; *б* — с приводом при помощи гидравлического цилиндра

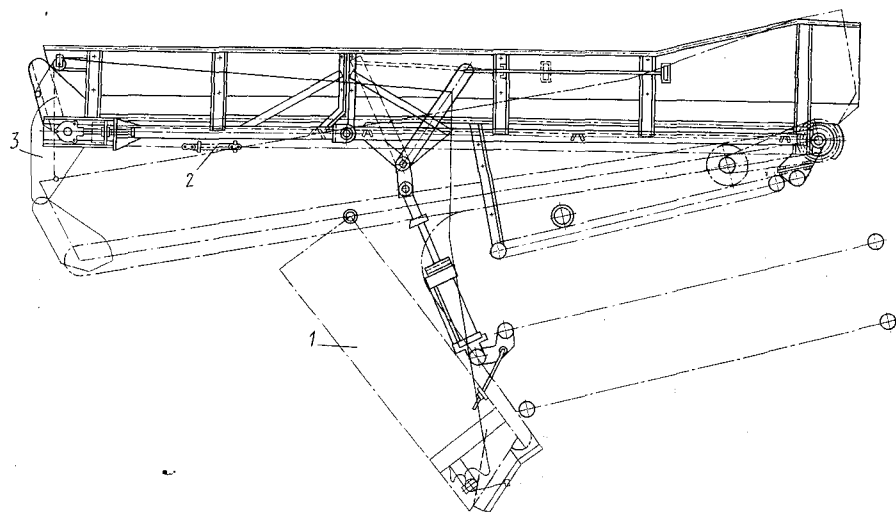


Рис. 165. Бункер с подвижным дном комбайна КГП-2

бункеров этого типа является необходимость значительного увеличения габаритов комбайна по высоте. В последнее время на ряде комбайнов ФРГ («Хассия», «Люни» и др.) стали применять бункеры, разгружающиеся путем опрокидывания, что позволяет устанавливать их значительно ниже. Опрокидывание

бункеров осуществляется при помощи лебедки, приводимой от ВОМ трактора (рис. 164, *а*), или гидравлического цилиндра (рис. 164, *б*).

Наиболее удобен в эксплуатации бункер с подвижным дном, впервые примененный на отечественных комбайнах. Он позволяет производить загрузку и выгрузку картофеля на ходу с минимальными повреждениями. Скорость подвижного дна принимают 0,1—0,2 м/сек. На рис. 165 показан бункер с подвижным дном картофелеуборочных комбайнов КГП-2 и ККУ-2. Подвижным дном бункера является прорезиненная лента 2, закрепленная на втулочно-роликовых цепях шагом 38 мм. Положение бункера по высоте регулируется при помощи выносного гидроцилиндра. В транспортном положении 1 для уменьшения ширины комбайна бункер складывается. Комбайнер управляет работой бункера при помощи муфты включения и рычага заслонки 3. Емкость бункера 800—900 кг.

Глава XIII

**Тенденции развития технологических схем
картофелеуборочных комбайнов**

Картофелеуборочные комбайны Западной Европы

В западноевропейских странах с большими площадями, занятыми картофелем (Англия, Голландия, Швеция и др.), созданием машин для уборки картофеля со сбором клубней в тару занимаются более полувека. В тридцатых годах эти работы значительно расширились.

В Англии в годы второй мировой войны в связи с недостатком рабочей силы работы по созданию картофелеуборочных комбайнов еще более интенсифицировались. Именно в эти годы были созданы первые образцы комбайнов «Джонсон», «Уидсед», «Пакман». В послевоенные годы широко развернулись работы по созданию картофелеуборочных комбайнов в ФРГ.

Наиболее характерные конструкции имеют английские комбайны, выпускаемые фирмами Джонсон и Рут харвестер, которые занимаются созданием комбайнов более 20 лет. Все модели комбайнов этих фирм элеваторного типа с погрузкой клубней в рядом идущие транспортные средства.

Картофелеуборочный комбайн «Джонсон», разработанный в 1943—1944 гг., имел плоский лемех в сочетании с дисками, элеватор для просеивания почвы, разреженный ботвоудаляющий транспортер и поперечный транспортер для погрузки клубней в рядом идущие транспортные средства. Дальнейшее совершенствование конструкции было направлено на увеличение сепарирующей способности комбайна. В результате в середине пятидесятых годов был создан образец, обеспечивающий на легких почвах удовлетворительное качество работы. Технологическая схема комбайна показана на рис. 166.

Сферические дисковые ножи 1 подрезают боковые части грядки. Двухсекционный, плоский лемех 2 подкапывает и подает пласт на основной элеватор 3, на котором просеивается большая часть почвы. С элеватора 3 оставшаяся масса поступает на ботвоудаляющий элеватор 4. Ботва зависает на прутках элеватора и выбрасывается на поле, а клубни, комки и другие примеси проваливаются между прутками и попадают на поперечный прутко-

вый элеватор 5, а затем на боковой элеватор 6. С бокового элеватора масса поступает на транспортер-горку 7. Остатки ботвы и растительных примесей, а также мелкие комки уносятся горкой и сбрасываются на поле, а клубни и крупные комки скатываются

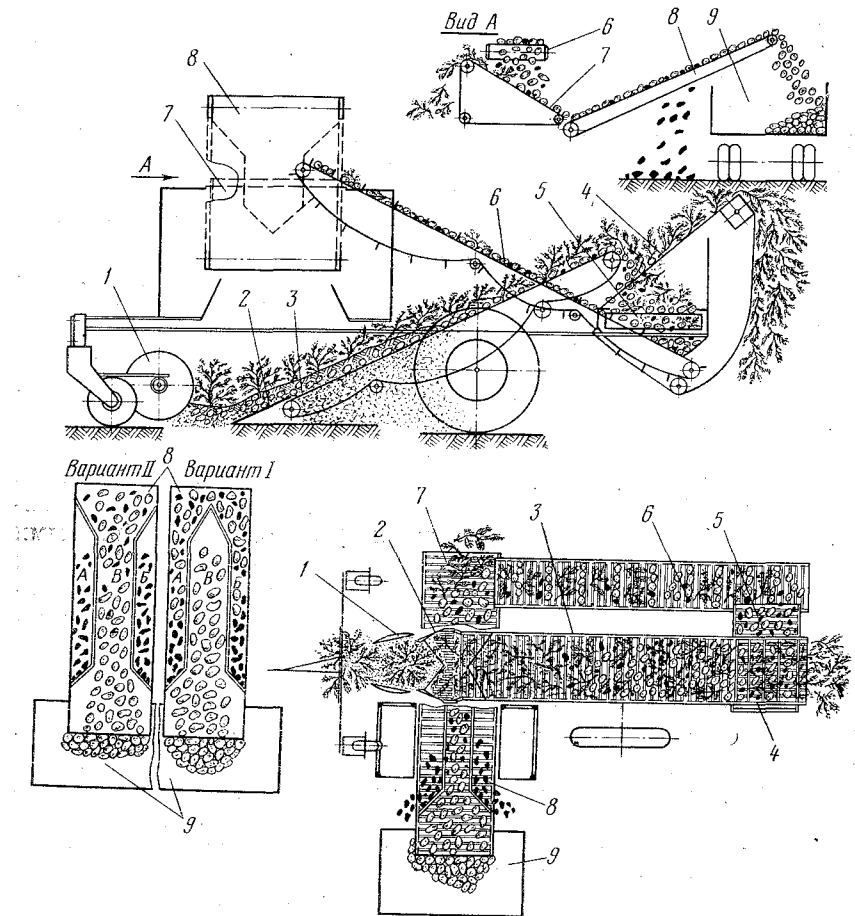


Рис. 166. Схема комбайна «Джонсон»

на транспортер-переборщик 8. Если на переборщик поступает посторонних примесей (комков) по количеству больше, чем клубней, то всю массу пускают по крайним ручьям А и Б (вариант I), из которых клубни отбирают вручную и перекладывают в средний (между делителями) ручей В, откуда они поступают в тележку 9. Если же посторонних примесей немного (меньше, чем клубней), то всю массу пропускают между делителями в средний

ручей В (вариант II), откуда посторонние примеси отбирают вручную и перекладывают в крайние ручки А и Б.

В последние годы фирма работала над созданием комбайнов трех моделей, из которых «Джонсон мейджер» является усовершенствованием описанного выше образца, «Джонсон сьюнер майнор» имеет подъемный барабан и переборщик, расположенный над сепарирующими рабочими органами, с движением полотна в сторону, обратную движению агрегата. На переборочном столе для автоматического отделения камней применяют нейлоновые щетки и транспортер с резиновыми пальцами. Картофелеуборочный комбайн «Джонсон твин мейджер» — двухрядный. Техническая схема его аналогична схеме комбайна «Джонсон мейджер».

Фирмой Рут харвестер первый картофелеуборочный комбайн был разработан в 1942 г. В 1947 г. поставлен на производство комбайн модели SER с лемехами для работы на различных почвах, складывающимся выгрузным транспортером и телескопической осью для регулирования колеи. В 1952 г. выпущен комбайн модели Z с механическим устройством, отделяющим до 60% камней и комков земли от клубней. Эта машина могла убирать также сахарную свеклу. Комбайн получил название «Уидсед».

Схема рабочего процесса комбайна «Уидсед» (рис. 167) до поступления массы на горку 7 аналогична схеме комбайна «Джонсон». С бокового элеватора 6 масса поступает на наклонную горку 7 с самоочищающимися резиновыми ребристыми звеньями. Клубни с некоторым количеством комков скатываются на транспортер 8, а растительные остатки и мелкие комки задерживаются на ребристой поверхности горки и сбрасываются на поле. Оставшиеся на горке клубни один-два рабочих отбирают вручную и сбрасывают на транспортер-переборщик. Посторонние примеси, попавшие на транспортер-переборщик, также отбирают вручную два-три рабочих и сбрасывают на поле. С транспортера-переборщика клубни поступают в рядом идущую тележку 9.

В 1965 г. были выпущены новые машины «Уидсед-Дуплекс» в двух вариантах: с устройством для отвешивания клубней и засыпания их в мешки емкостью 25 кг и для выгрузки картофеля в идущий рядом прицеп. Особенностью второго варианта является гидрофицированная надставка выгрузного транспортера, увеличивающая вылет на 1,2 м и позволяющая грузить клубни непосредственно на дно прицепа с высокими бортами, уменьшив таким образом их повреждение.

Ранее в Англии разрабатывались также комбайны с барабанными грохотами. Однако в последние годы эти комбайны не выставляются на испытания и не рекламируются. По данным литературы, работы над комбайнами барабанного типа в Англии не ведутся в связи с тем, что на почве, которая содержит много камней, барабанный очиститель повреждает клубни. Кроме того, барабан довольно быстро засоряется ботвой и сорняками и заливается почвой в условиях повышенной влажности. Интересна эво-

люция комбайна барабанного типа «Пакман», над которым в течение 15 лет работала фирма Модерн Дизанс.

Первоначально в 1942—1943 гг. фирма разработала комбайн «Пакман», используя в качестве основного сепарирующего органа барабанный грохот со спиралью, который сочетался с подъемным барабаном. Позже в 1944—1945 гг. фирма отказалась от

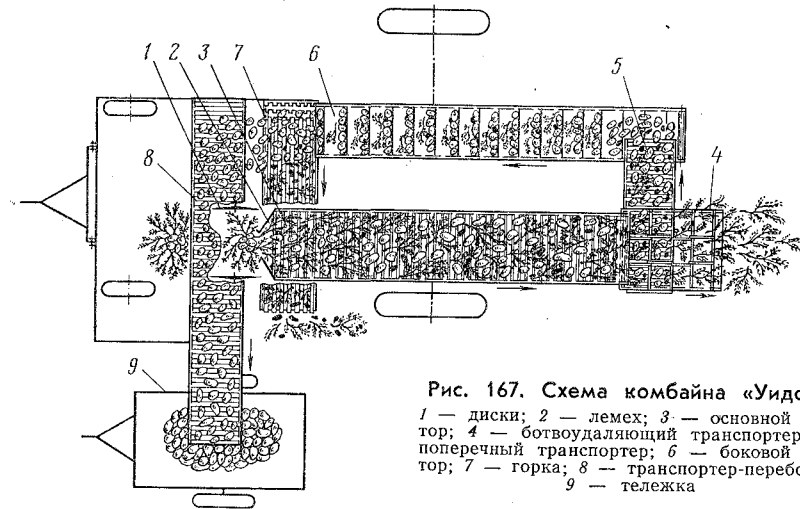
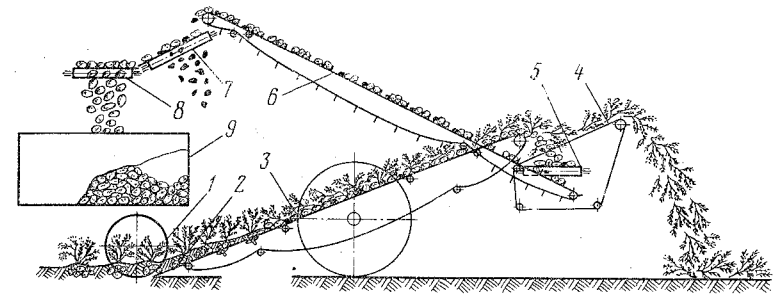


Рис. 167. Схема комбайна «Уидсед»: 1 — диски; 2 — лемех; 3 — основной элеватор; 4 — ботвоудаляющий транспортер; 5 — поперечный транспортер; 6 — боковой элеватор; 7 — горка; 8 — транспортер-переборщик; 9 — тележка

барабанного грохота со спиралью и заменила его коническим подъемно-сепарирующим барабаном. Однако сепарирующая способность такого барабана невелика в связи с тем, что зона просеивания почвы в нем мала и масса не имеет относительного движения по решетке. Поэтому в пятидесятых годах подъемный конический барабан в комбайне «Пакман» был видоизменен в дисковый чашевый сепаратор (рис. 168). В таком виде комбайн успешно конкурировал с комбайнами элеваторного типа.

Одной из отличительных особенностей комбайнов «Пакман» является использование в схеме рабочего органа для предвари-

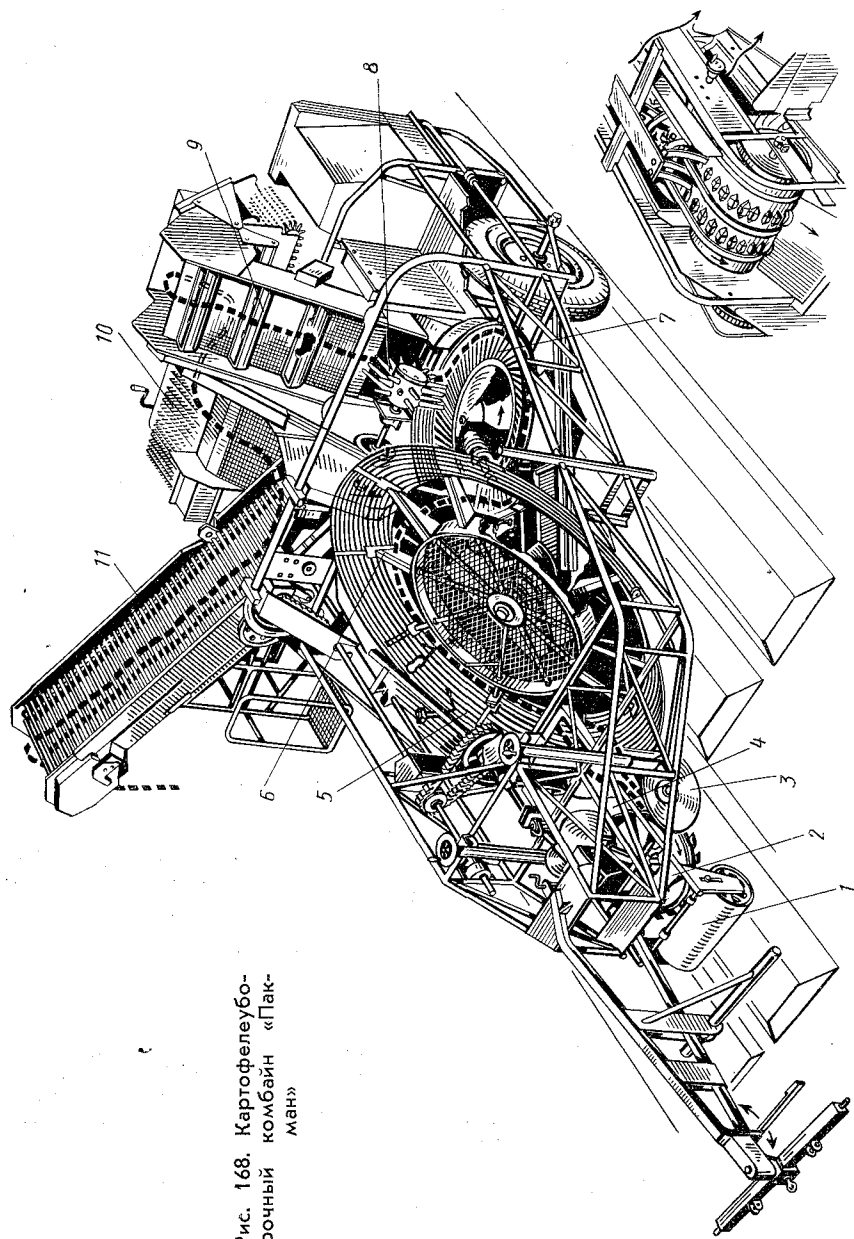


Рис. 168. Картофелеуборочный комбайн «Пакман»

тельного удаления ботвы, состоящего из катка 1 и дискового ботводробителя 2. Для предотвращения захвата лишней почвы сферические дисковые ножи 3 подрезают боковые части грядки и сваливают их в междурядья. Плоский лемех 4 подрезает грядку снизу и подает массу на ротационный сепаратор 5, представляющий собой усеченный конус, боковая поверхность которого сварена из прутков диаметром 8,5 мм с просветами 33 мм. На наклонном сепараторе просеивается основная часть почвы, а оставшаяся масса при помощи лопастей 6 сбрасывается через окно в поддоне на горизонтальный плоский дисковый сепаратор 7, на котором происходит дальнейшее просеивание почвы. Клубни, комки почвы и остатки растительности с горизонтального сепаратора подаются пальчатый сбрасывателем 8 на ковшовый элеватор 9, далее на транспортер-горку 10 и транспортер 11, подающий картофель в кузов тележки. Сорняки, обрывки ботвы, мелкие комки и камни удерживаются пальцами и сбрасываются на поле. Для лучшего отделения клубней от посторонних примесей рабочая поверхность горки встряхивается.

Оригинальную конструкцию однорядного комбайна, отличающегося малым весом и небольшими габаритами создал Английский национальный институт сельскохозяйственного машиностроения (рис. 169). Этот комбайн в настоящее время выпускается фирмой Массей-Фергюсон.

Грядка картофеля подкапывается дисковыми лемехами диаметром 750 мм и подается на вращающееся прутковое колесо диаметром 1150 мм, которое так же, как в комбайне «Пакман», выполняет функции сепаратора и транспортера. Затем масса перемещается коническим ротором в подъемно-сепарирующий барабан, установленный сбоку машины. Зазоры барабана очищаются от земли специальным механизмом. Из барабана клубни подаются на вращающийся горизонтальный круглый стол, с которого они отбираются вручную.

Фирма Кэчпоул энджиниринг компани в 1953—1955 гг. пыталась осуществить автоматическое отделение комков и камней при помощи суспензии почвы в воде. Хозяйственные испытания комбайна «Шотболт», созданного фирмой, показали, что расход воды на гектар весьма велик (до 5 т). Но главным недостатком этого способа было загнивание картофеля при хранении. Поэтому фирма отказалась от этого способа и заменила в новой модели комбайна «Шотболт» суспензионный отделитель дисковым переборочным столом.

Схема технологического процесса этого комбайна показана на рис. 170. Дисковые ножи 1 подрезают боковые части грядки. Плоский треугольный лемех 2 подкапывает грядку и подает ее на элеватор 4. Зубчатые диски 3 предотвращают сваливание клубней по бокам лемеха. Трехпальчатая вилка-ворошилка, совершая колебательные движения в горизонтальной плоскости, разравнивает и рыхлит пласт в приемной части основного элеватора. Вспо-

могательный лопастный элеватор 5 предотвращает скатывание клубней на задней части основного элеватора. При выходе с элеватора 4 ботва и другие растительные примеси прижимаются воздушной струей вентилятора 6 к ботвоудаляющему валу 8 и через выходную трубу 9 уносятся на убраный рядок, а клубни с комками почвы попадают на наклонный диск переборщика 10. Часть клубней, минуя цикл переборки, поступает в приемный ковш выгрузного транспортера 16. Другая часть клубней вместе с

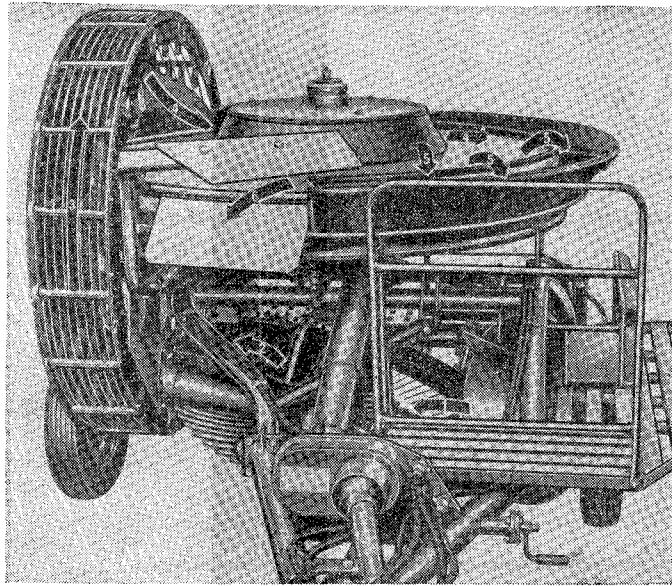


Рис. 169. Схема работы комбайна «Массей-Фергюсон-711»:
1 — подкапывание и передача пласта дисковым рабочим органом; 2 — сепарация на роторном решете; 3 — подъем барабанным грохотом; 4 — сортирование (отбор) клубней на дисковом переборочном столе; 5 — клубни; 6 — примеси

почвенными комками, проходя цикл переборки, встречает на своем пути три делителя: первый 11 отводит массу от центра стола; второй 12 разделяет поток на две части, одна из которых содержит в основном клубни, а другая комки; третий делитель 13 направляет клубни в приемный ковш выгрузного транспортера 16. Рабочие, стоящие на площадках 17 и сидящие на сиденьях 14, корректируют отделение клубней от комков. Клубни выгрузным транспортером подаются в рядом движущую тележку 15.

В настоящее время фирма Кэчпоул энджиниринг компани выпускает двухрядный самоходный комбайн. Комбайн элеваторного типа с выгрузкой клубней в рядом идущие транспортные средства, монтируют на тракторе «Наффилд 460». Привод механизмов

машины осуществляется от индивидуального двухцилиндрового дизеля воздушного охлаждения. В схеме комбайна остался дисковый переборочный стол.

Картофелеуборочный комбайн с автоматическим отделением камней и комьев земли выпущен фирмой Джонсон энджиниринг (Англия) в 1966 г. Для отделения клубней от камней и комьев земли в этом комбайне используются рентгеновские лучи. Комбайн однорядный, производительностью 1,2 га в день. По сообще-

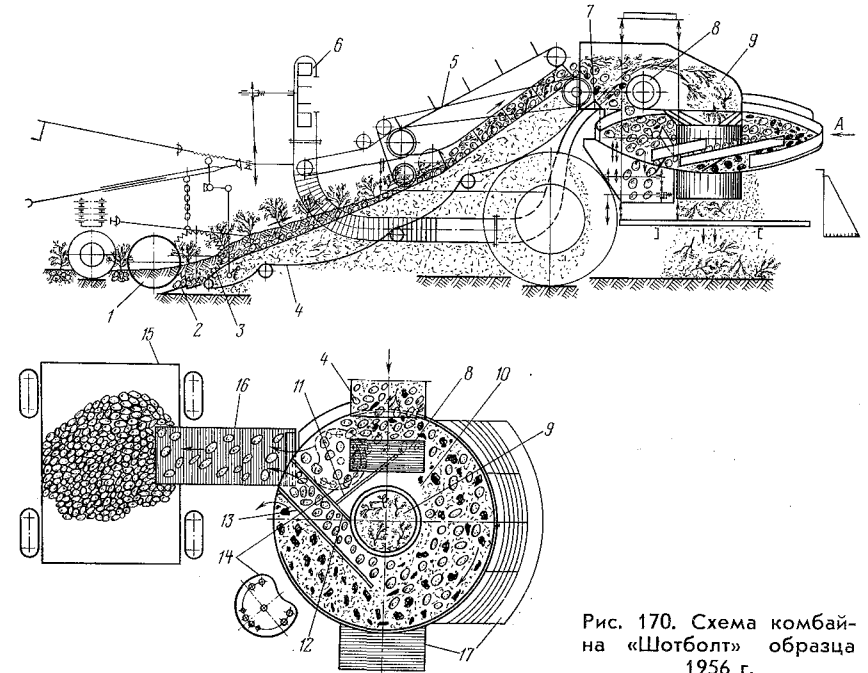


Рис. 170. Схема комбайна «Шотболт» образца 1956 г.

нию фирмы, комбайн отделяет 97—98% камней и комьев земли и обслуживается одним человеком.

Ведущими фирмами ФРГ по разработке и производству картофелеуборочных комбайнов являются Ганомаг — Ландмашинен фабрик (г. Эссен), Беттинсон, Ланц (г. Мангейм), Гримме (г. Дамме), Кромшрезер (г. Оснаврук), Кухман (г. Билфелд), Наймайер, Амазоненверк и др.

За исключением двух моделей все машины ФРГ однорядные. Габариты машин колеблются в пределах: длина 3,7—8,5 м, ширина 1,7—4,7 м, высота 1,3—3,3 м. Большинство машин имеет шасси на пневматических колесах с колеей, регулируемой в интервале 1,4—2,5 м. Привод рабочих органов осуществляется от ВОМ трактора. Ширина захвата подкапывающих лемехов составляет 470—650 мм для однорядных машин и 1080 мм — для двух-

рядных. Для поддержания заданной глубины выкапывания машины снабжены передними опорными колесами или катками, регулируемые по высоте. Все машины имеют многоскоростной привод рабочих органов. В большинстве машин основным сепарирующим рабочим органом является прутковый элеватор.

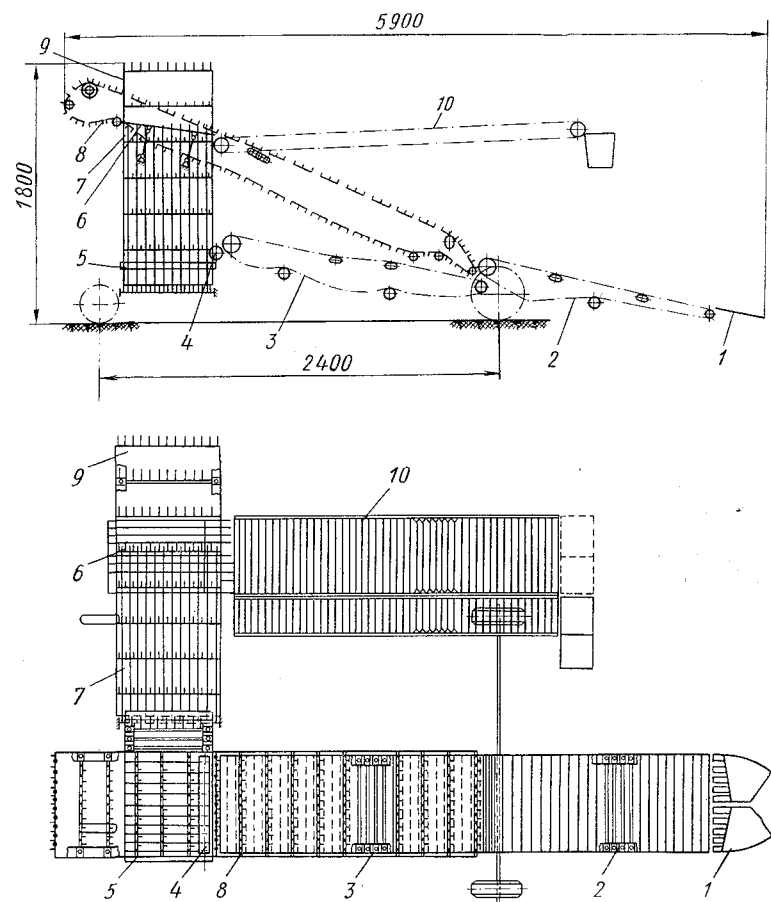


Рис. 171. Схема комбайна «Ланц»:

1 — лемех; 2 — основной элеватор; 3 — каскадный элеватор; 4 — ролик; 5 — поперечный транспортер; 6 — грохот; 7 — решетка; 8 — ботвоудалляющий транспортер; 9 — подъемный транспортер; 10 — транспортер-переборщик

рирующим рабочим органом является прутковый элеватор. Лишь фирма Ландмашинен фабрик выпускает комбайн «Шатцгребер 111» с качающимся грохотом. На комбайнах двух моделей используется барабанный грохот.

Большинство последних моделей комбайнов ФРГ имеют прямоточную схему движения массы с расположением переборочно-

го транспортера над основным сепарирующим рабочим органом. Однако выпускаются комбайны с поворотами потока под углом 90° и расположением переборочного стола сбоку. Примером такой компоновки является комбайн «Ланц», технологическая схема которого показана на рис. 171.

Характерную прямоточную компоновку имеет комбайн «Амазоне» фирмы Амазоненверк (рис. 172). Комбайн состоит из слоенных конических катков-копиров 1, трехсекционного прорезного лемеха 3, основного пруткового элеватора 4, сепарирующего барабана 5 с карманами, образованными обрезиненными лопастями и обрезиненными пальцами, грохота 6 и скатной доски, второ-

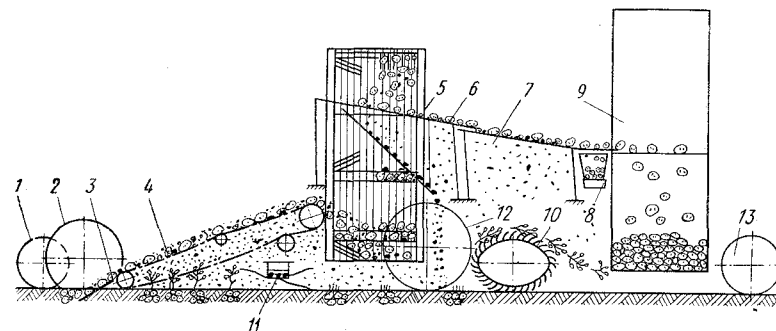


Рис. 172. Схема комбайна «Амазоне»:

1 — каток; 2 — диск; 3 — лемех; 4 — элеватор; 5 — сепарирующий барабан; 6, 7 — двухрешетный грохот; 8 — лоток; 9 — бункер; 10 — отводящий диск; 11 — ботводробитель; 12 — переднее колесо; 13 — заднее колесо

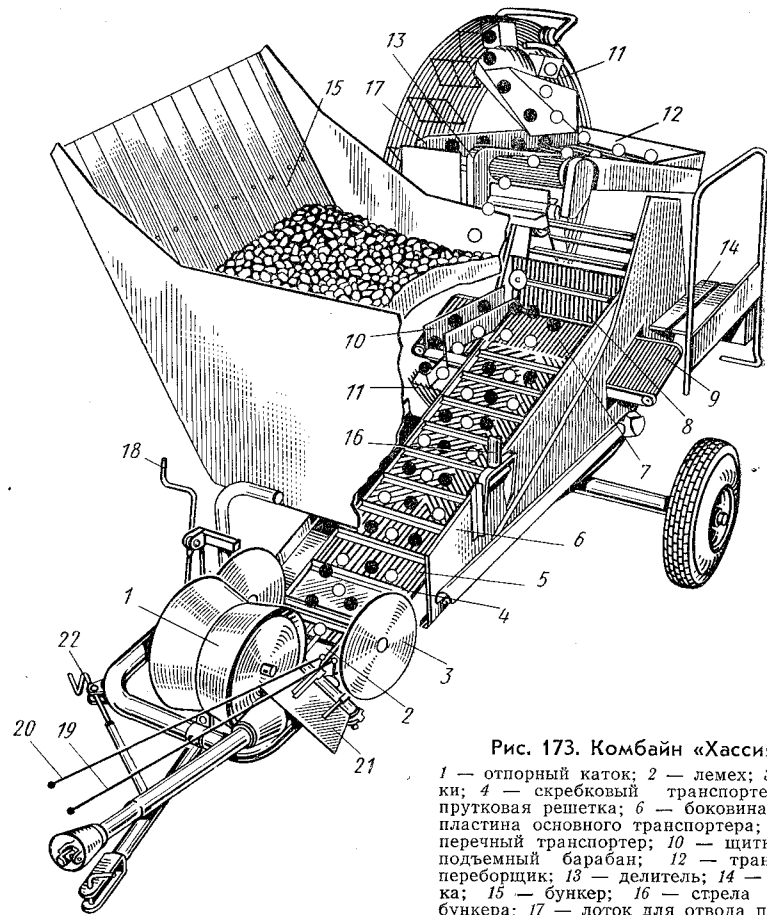
го грохота-переборщика 7 на вертикальных пружинах, скатного лотка 8 для растительных остатков и бункера 9 с лебедкой для разгрузки. Бункер поворачивается вокруг оси на одном из бортов при помощи лебедки.

Комбайн работает по принципу предварительного удаления ботвы с соседнего рядка. Для этого имеется ботводробитель 11 и наклонный отводящий диск 10 с пальцами. Привод элеватора, барабана, грохотов и лебедки осуществляется от ВОМ трактора через карданную передачу. Бункер можно заменить площадкой для сбора клубней в мешки, для чего в конце грохотов устанавливают направители с мешкодержателями.

Комбайн «Хассия» фирмы Тростер отличается от других комбайнов боковым расположением подъемного барабана, а также применением оригинального скребкового сепаратора, осуществляющего отделение почвы и ботвы (рис. 173).

Пласт, подкопанный лемехом подхватывается скребками транспортера, выходящими в просвет между лемехом и решетчатой поверхностью. Масса протаскивается скребками по неподвижной решетчатой поверхности, чем и достигается сепарация

значительной части почвы. Там, где кончается решетчатая поверхность, клубни, комки и мелкие примеси проваливаются сквозь просветы скребкового транспортера на поперечный элеватор. Ботва висит на планках скребкового транспортера и выбрасывается позади комбайна на поле.



подкапывания; 19, 20 — тросы управления бункером и механизмом подъема; 21 — площадка управления; 22 — механизм регулирования положения прицепа

Рис. 173. Комбайн «Хассия»:

1 — отпорный каток; 2 — лемех; 3 — диски; 4 — скребковый транспортер; 5 — пружинная решетка; 6 — боковина; 7, 8 — пластина основного транспортера; 9 — поперечный транспортер; 10 — щитки; 11 — подъемный барабан; 12 — транспортер-переборщик; 13 — делитель; 14 — подножка; 15 — бункер; 16 — стрела подъема бункера; 17 — лоток для отвода примесей; 18 — механизм регулирования глубины

Картофелеуборочный комбайн «Гримме универсал» (рис. 174, а) является одним из наиболее совершенных комбайнов ФРГ. Комбайн имеет копирующий каток, двухсекционный лемех, основной пружинный элеватор, ботвоудаляющий транспортер-горку, подъемный барабан, перекрытый полотном (без просветов), качающийся грохот, выполняющий функции переборочного стола.

Устройство бункера такое же, как и у комбайнов «Амазоне» и «Хассия».

Одна из фирм ФРГ выпускает комбайн «Климас» (рис. 174, б), основным сепарирующим рабочим органом которого является барабанный грохот. Пласт, подкопанный лемехом 12, подается в барабан 15 посредством швырляющего колеса 14 и рото-

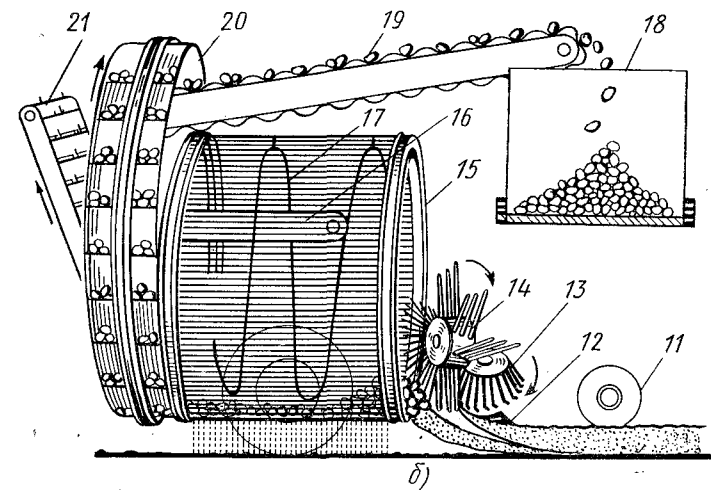
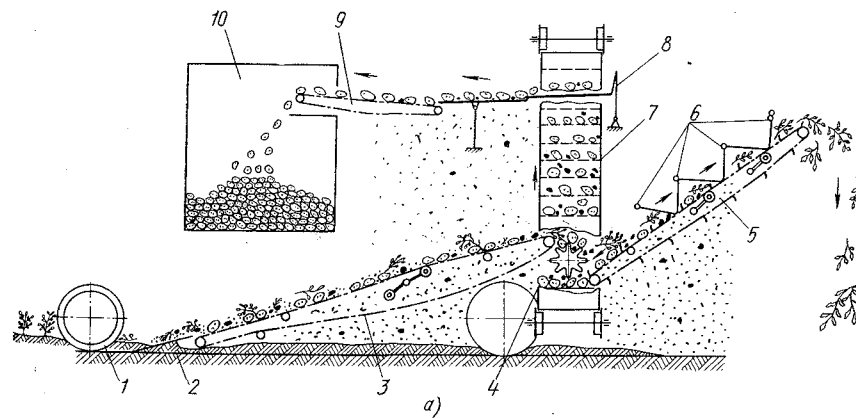


Рис. 174. Схема комбайнов:

а — «Гримме универсал»; б — «Климас»; 1 — каток с механизмом подъема и опускания; 2 — лемех; 3 — основной элеватор; 4 — резиновый битер; 5 — ботвоудаляющий транспортер (горка); 6 — пружина; 7 — барабанный транспортер; 8 — грохот; 9 — выгрузной транспортер; 10 — бункер с лебедкой; 11 — копирующее колесо; 12 — лемех; 13 — ротор; 14 — швырляющее колесо; 15 — барабан; 16 — ботвоудаляющее устройство; 17 — спираль; 18 — бункер; 19 — переборочный стол; 20 — подъемный барабан; 21 — ботвовыносящий транспортер

ра 13. Однако основным типом комбайна в ФРГ является элеваторный.

Как и в других странах, в ФРГ ведутся работы по автоматизации отделения клубней от комков и камней. На ряде последних образцов комбайнов для этой цели устанавливают щеточные сепараторы. Характерным примером такого комбайна является комбайн «Люни», выпускаемый фирмой Неймайер (рис. 175). Кроме нового щеточного сепаратора, комбайн имеет несколько видоизмененное ботвоудаляющее устройство, состоящее из разрезанного транспортера 11 с пальцами и отбойных прутков 12,

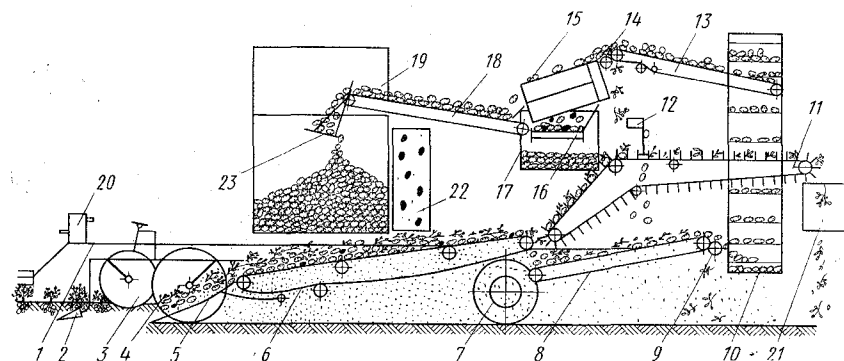


Рис. 175. Схема комбайна «Люни»:

1 — рама; 2 — ботвоподъемники; 3 — опорный каток; 4 — диски; 5 — лемех; 6 — основной элеватор; 7 — ходовые колеса; 8 — дополнительный элеватор; 9 — валик на дополнительном элеваторе; 10 — подъемный барабан; 11 — разрезанный ботвоудаляющий транспортер; 12 — отбойные прутки; 13 — питательный транспортер; 14 — валик на питающем транспортере; 15 — устройство для отделения камней; 16 — транспортер камней; 17 — бункер для камней; 18 — переборочный транспортер; 19 — бункер для картофеля; 20 — главный редуктор; 21 — направляющий щиток ботвы; 22 — скатный лоток; 23 — резиновый козырек

между которыми пальцы транспортера протаскивают ботву, в результате чего происходит отрыв клубней. Кроме того, для удаления растительных примесей в комбайне имеются валики 9 и 14, расположенные под вторым элеватором и питающим транспортером. Щеточное устройство 15 для отделения камней состоит из четырех щеток, расположенных вдоль машины под углом к горизонту. Более тяжелые тела (камни и комки) проваливаются сквозь ворс щеток на транспортер 16 и выносятся из машины, а клубни скатываются на переборочный транспортер 18.

В последние годы ряд фирм ФРГ приступили к созданию двухрядных картофелеуборочных комбайнов. Двухрядный элеваторно-барабанный комбайн «Гримме» состоит из двух параллельных линий сепарации и сортировки. Механизм гидроуправления транспортером выгрузки позволяет опускать транспортер до уровня настила кузова прицепа. Комбайны других моделей, производящиеся в ФРГ, по схемам технологического процесса мало отличаются от описанных выше.

Схемы картофелеуборочных комбайнов, разрабатываемых и выпускаемых в Бельгии, Голландии, Франции, Норвегии и других странах Западной Европы аналогичны описанным выше английским и западногерманским. Исключение составляют лишь комбайны «Экенгорд» (Швеция) и «Самро» (Швейцария). Оба этих комбайна имеют оригинальные технологические схемы.

Комбайн «Экенгорд» (рис. 176) разработан в Швеции в начале пятидесятых годов. Более десяти лет этот комбайн выпускается мелкими сериями и в его конструкцию непрерывно вносятся усовершенствования. Однако основной отличительный элемент

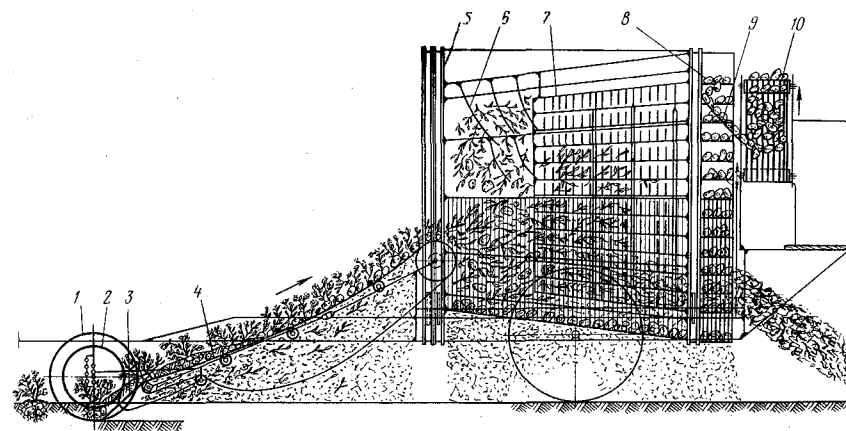


Рис. 176. Схема комбайна «Экенгорд»:

1 — дисковые ножи; 2 — ограничительные реборды; 3 — трехсекционный лемех; 4 — элеватор; 5 — основной барабан; 6 — направляющие пальцы; 7 — внутренний барабан; 8 — подъемный барабан; 9 — лоток; 10 — выгрузной транспортер

комбайна — барабанный сепаратор с совмещенным ботвоудаляющим устройством, практически остается неизменным.

Элеватор 4 просеивает мелкую почву, а оставшуюся массу подает в основной барабан 5, имеющий форму двенадцатигранной усеченной пирамиды. На каждом ребре каркаса основного барабана внутри в передней части приварены по два направляющих пальца 6, а на четырех ребрах — еще по одному пальцу. Эти пальцы ворошат поступающую в барабан массу и отделяют ботву. Почва просеивается в просветы (20 мм) между резиновыми шнурами, намотанными снаружи барабана по винтовой линии. Отделенную от клубней ботву направляющие пальцы переносят во внутренний барабан и направляют к выходу. При этом постепенно из ботвы образуется жгут, непрерывно выходящий из барабана на поверхность поля за комбайном.

Свободные клубни вместе с неразрушенными почвенными комками перемещаются через просвет между основным и внутренним барабанами и лопастями подъемного барабана 8, которые поднимают их вверх и сыпают на лоток 9. Скатываясь по лотку,

клубни и комки попадают на ременный выгрузной транспортер, где рабочий отбирает комки, а чистые клубни транспортером подаются в транспортное средство, движущееся рядом с комбайном.

Оригинальную конструкцию картофелеуборочного комбайна с барабанным грохотом создала швейцарская фирма «Самро».

Эти комбайны выпускаются уже более десяти лет. В комбайн непрерывно вносят усовершенствования. Схема комбайна «Самро» образца 1960 г. показана на рис. 177.

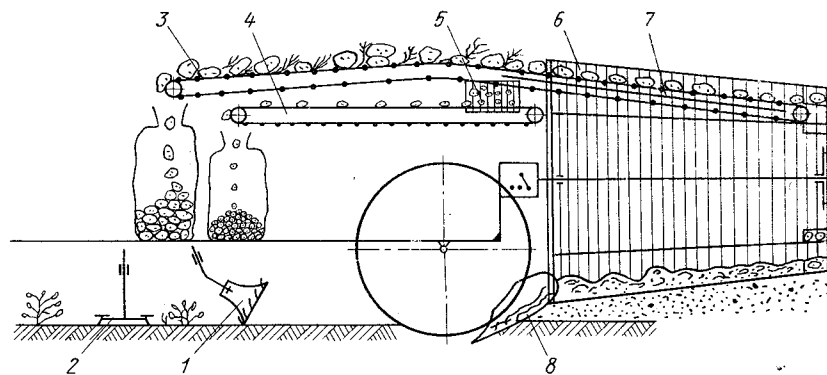


Рис. 177. Схема комбайна «Самро»:

1 — ботвоотгребатель; 2 — ботворез; 3 — прутковый элеватор для крупного картофеля; 4 — прутковый элеватор для мелкого картофеля; 5 — наклонное решето; 6 — сетчатый барабан; 7 — решетчатый поддон; 8 — двухсекционный лемех

Расположение переборочного стола над ботвоудаляющим и подкапывающим рабочим органом позволило создать компактную конструкцию. Однако сепарирующая способность комбайна недостаточна, вследствие чего он может работать только на песчаной почве.

Картофелеуборочные комбайны США

За последние 10—15 лет резко возросло применение картофелеуборочных комбайнов в США. В настоящее время комбайнами там убирается около 85% площадей, занятых под картофелем. В США, как правило, картофель возделывается на специализированных фермах, имеющих по 200—300 га. В связи с такой концентрацией посевов там в основном используются двухрядные комбайны.

Ведущее положение в проектировании и выпуске комбайнов занимают фирмы Джон Бин, Локвуд, Монарх салес компани. Фирмой Локвуд выпущены комбайны нескольких моделей: 2-РНМ-2R — прицепной с приводом рабочих органов от собственного двигателя, 2-РНТ-2R — прицепной с приводом от ВОМ

трактора, 2-WPT-2R — полунавесной с приводом от ВОМ трактора, 2-SP-2R — самоходный. Основные узлы комбайнов унифицированы.

Базовой моделью картофелеуборочных комбайнов фирмы Локвуд является самоходный комбайн. Привод рабочих органов и ходовых колес его осуществляется от шестицилиндрового бензинового двигателя мощностью 99 л. с. при 2800 об/мин.

Привод ходовых колес осуществляется через клиноременный вариатор и четырехступенчатую коробку передач, что позволяет получать широкий выбор поступательных скоростей. Привод рабочих органов также имеет четырехступенчатую коробку, что позволяет изменить скорости основного и каскадного элеватора в зависимости от почвенно-климатических условий. Технологические схемы различных моделей также близки между собой.

Технологический процесс работы комбайна протекает следующим образом (рис. 178). Катки-комкодаватели разрушают поверхностные комки двух смежных грядок картофеля, а плоский двухсекционный лемех подрезает пласт и подает его на основной крючково-прутковый элеватор. На элеваторе почва частично сепарируется, а картофель, ботва, примеси и оставшаяся почва поступают на промежуточный элеватор, ведущая ветвь каждой секции которого встряхивается эллипсоидными зубчатыми встряхивателями. Промежуточный элеватор сепарирует почву и примеси и направляет оставшуюся массу на поперечный транспортер. При попадании массы с промежуточного элеватора на поперечный транспортер ботвоудаляющие транспортеры увлекают ботву, отрывают от нее клубни и выбрасывают ее на скатные лотки, откуда она скатывается на поле. Работу поперечного транспортера и ботвоудаляющего устройства корректируют рабочие переборщики, которые стоят на рабочей площадке вдоль поперечного транспортера. С поперечного транспортера картофель и оставшиеся комки почвы поступают на подъемный транспортер, который направляет их на транспортер-горку. Отсюда картофель скатывается на выгрузной транспортер и подается в идущие рядом транспортные средства, а комки почвы выносятся на убранное поле.

Картофелеуборочный комбайн «Дальман» двухрядный, состоит из двух плоских лемехов; двух основных прутковых элеваторов; двух редких прутковых транспортеров-ботвоудалителей, работающих в сочетании с металлическими валиками; поперечного и подъемного транспортеров; системы элеваторов-горок; переборщика и выгрузного элеватора, подающего чистые клубни в идущие рядом транспортные средства. Особенностью этого комбайна, так же как самоходного комбайна «Локвуд», является наличие вариаторов, позволяющих изменять скорости транспортеров и применять различные режимы в зависимости от условий. Комбайн самоходный, на его раму устанавливают трактор «Оливер-800», с которого снимают задние и передние колеса с перед-

ком. После установки на раму комбайна оси задних колес трактора соединяют втулками с валом привода. Технологический процесс работы комбайна показан на рис. 179. Комбайн обслужи-

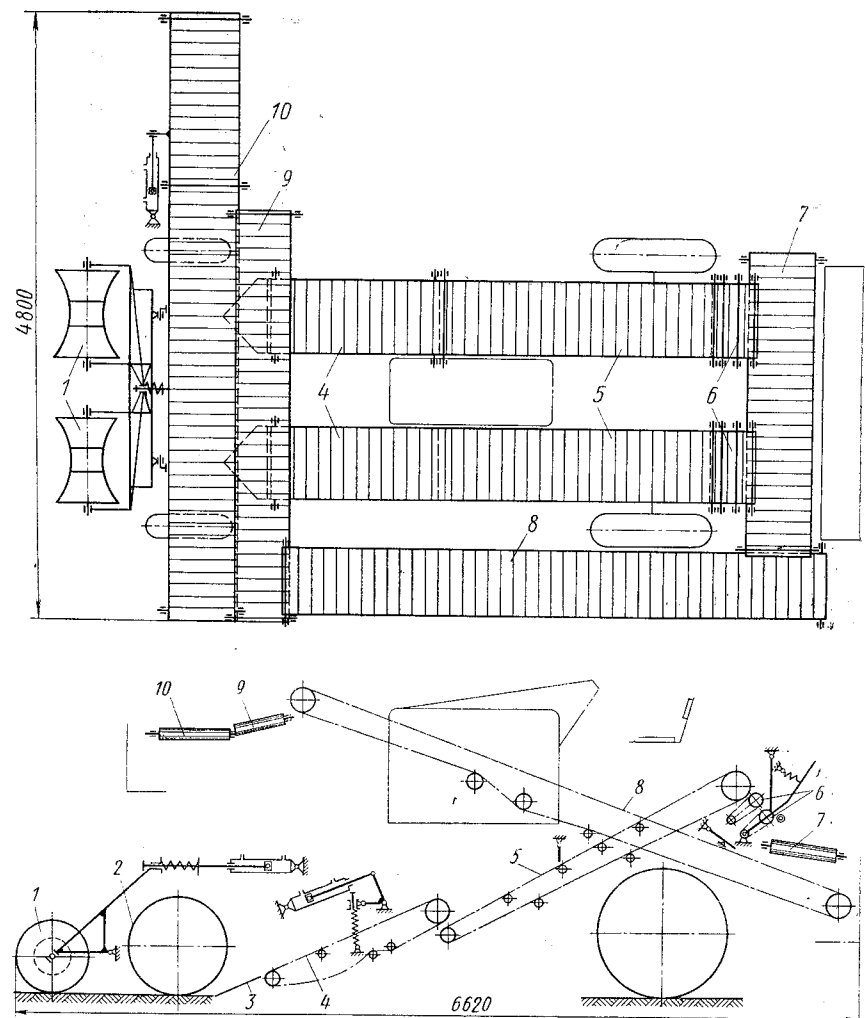


Рис. 178. Схема комбайна «Локвуд»:

1 — катки-комкователи; 2 — опорное колесо; 3 — лемех; 4 — основной элеватор; 5 — промежуточный элеватор; 6 — ботвоудаляющее устройство; 7 — поперечный элеватор; 8 — подъемный транспортер; 9 — транспортер-горка; 10 — выгрузной транспортер

вают тракторист, три-четыре переборщика картофеля, два человека на отвозке картофеля.

Картофелеуборочный комбайн «Монарх» прицепной, двухрядный, состоит из двух плоских треугольных лемехов; двух основ-

ных элеваторов; двух редких прутковых транспортеров, охватывающих два основных и два поперечных транспортера; двух подъемных транспортеров и элеваторов, представляющих собой столы-переборщики; двух рольгангов и выгрузного транспортера, подающего клубни в идущие рядом транспортные средства.

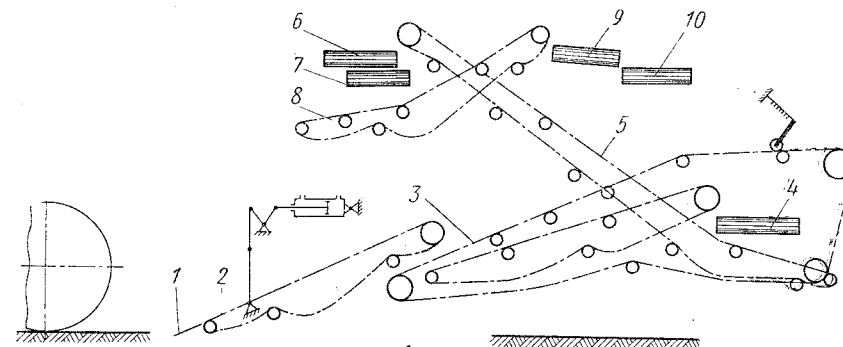


Рис. 179. Схема комбайна «Дальман»:

1 — лемех; 2 — основной элеватор; 3 — ботвоудаляющий транспортер; 4 — поперечный транспортер; 5 — подъемный транспортер; 6, 7 — поперечные транспортеры; 8 — подъемный транспортер (верхний); 9 — горка; 10 — выгрузной транспортер

Комбайны, выпускаемые другими фирмами США, как правило, мало отличаются от описанных выше основных моделей, хотя в некоторых и имеются другие варианты компоновки рабочих органов. Исключение составляют лишь комбайны фирм Фармхэнд и Леймстон мэшин.

Комбайн «Фармхэнд» (рис. 180) двухъярусный, с передачей массы на переборочный стол, расположенный под сепарирующими рабочими органами. После подкапывания пласта лемехами 1 и сепарации его на прутковом элеваторе 2, оставшаяся масса поступает на подъемный транспортер 3. Последний, поднимая массу клубней и комков, поворачивает их в обратную сторону.

Оригинальным является способ удаления ботвы. Ведущее полотно в верхней части подъемного транспортера продувается воздушным потоком, создаваемым вентилятором 4. В результате этого ботва прижимается к полотну и выносится из машины, а клубни скатываются на переборочный стол 5, после чего поступают на загрузочный транспортер 6. Рабочие органы комбайна приводятся в действие от собственного двигателя 7.

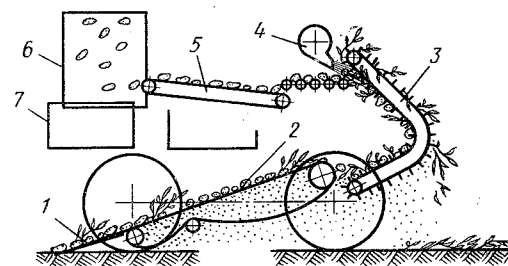


Рис. 180. Схема комбайна «Фармхэнд»

Попытка решить проблему отделения клубней от твердых примесей, используя воздушный поток, сделана фирмой Леймстон мэшин. Начальный процесс работы этого комбайна такой же, как и других комбайнов: лемех подкапывает пласт земли и передает его на основной элеватор, с которого масса передается на ботвоудаляющий транспортер. Отделенная от мелкой почвы и ботвы масса клубней, комков и камней поступает на поперечный транспортер, под которым расположен всасывающий воздуховод мощного центробежного вентилятора. Сила воздушного потока подобрана так, что он засасывает более легкие тела (клубни), а камни и комья остаются на элеваторе и выносятся из комбайна транспортером камней. По данным испытаний, лучшие результаты получены при отделении камней, а не комьев земли, поскольку разница в удельном весе камней и клубней больше.

Картофелеуборочные комбайны ГДР

После 1945 г. для уборки картофеля в ГДР имелись преимущественно однорядные картофелекопатели швырального типа для конной тяги, одно- и двухрядные тракторные картофелекопатели

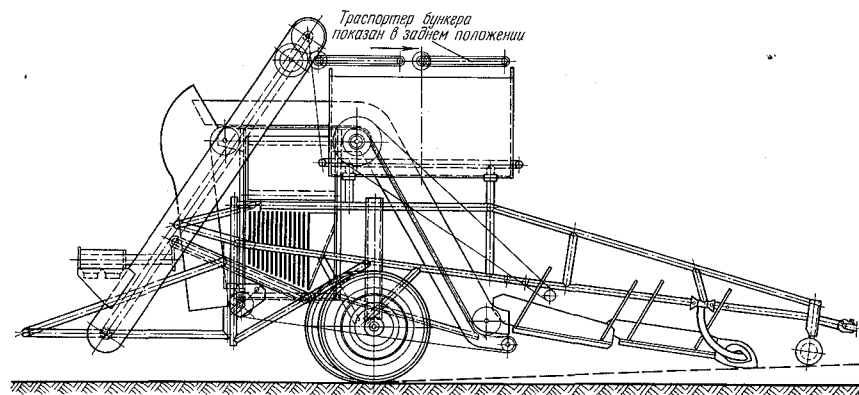


Рис. 181. Схема картофелеуборочного комбайна «Шатцгребер 1020» 1949 г.

тели швырального типа и отдельные главным образом однорядные картофелекопатели с качающимися решетками.

К 1948 г. под руководством д-ра Ганса Сакка сконструирован однорядный картофелеуборочный комбайн «Шатцгребер 1002». Дальнейшим развитием конструкции комбайна «Шатцгребер 1002» был двухрядный картофелеуборочный комбайн «Шатцгребер 1020», сконструированный и изготовленный в 1949 г. по заказу Советского Союза (рис. 181). Эти машины с качающимися отсеивающими решетками явились исходными в развитии картофелеуборочных комбайнов в ГДР.

В 1954 г. началось серийное производство комбайнов E671 и E672, рассчитанных главным образом для легкой песчаной почвы.

До 1954 г. продолжался выпуск двухрядных картофелекопателей грохотного типа «Шатцгребер 224». С 1954 г. вместо этого картофелекопателя крупными сериями выпускались однорядные картофелекопатели E641 с отсеивающим колесом и элеваторные картофелекопатели E648, E645, E662, E665 и E649.

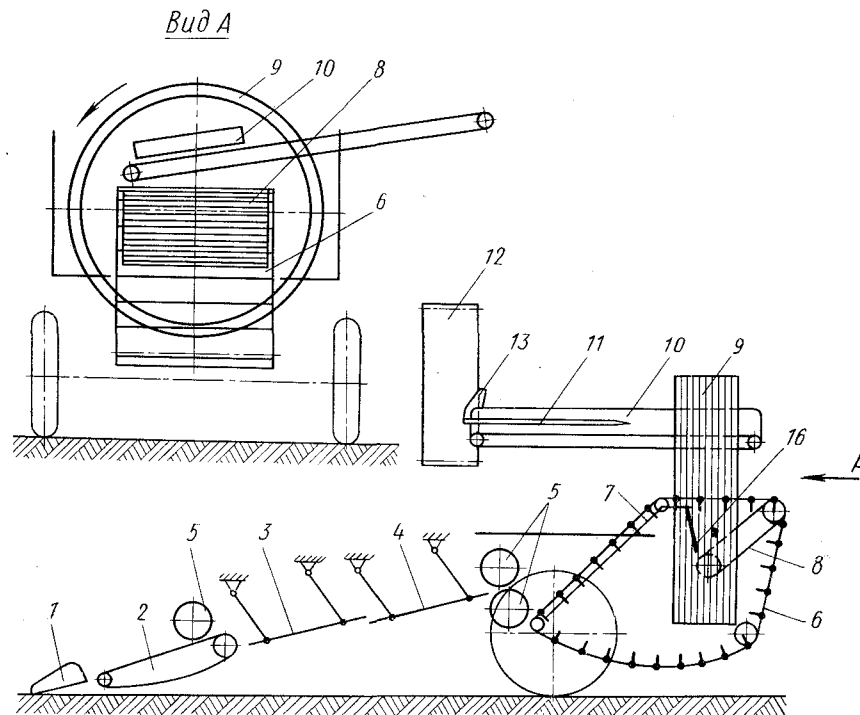


Рис. 182. Схема комбайна E372

В результате больших научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ и учета опыта СССР в ГДР к 1956 г. был создан двухрядный картофелеуборочный комбайн E372 (рис. 182). Комбайн включает следующие рабочие органы: желобчатые лемехи 1, основной элеватор 2, спаренные взаимно уравновешенные качающиеся грохоты 3 и 4, пневматические баллоны 5, ботвовыносящее разреженное полотно 6, прутковую решетку 7, прутковую горку 8, подъемный барабан 9, наклонный транспортер-переборщик 10, делитель 11, погрузочный транспортер 12, лоток 13 для отвода комков земли и камней.

Основной особенностью этого комбайна, которая дала толчок развитию конструкций комбайнов для уборки картофеля в ГДР и других странах, явилось использование барабанного транспортера для подъема материала на переборочный стол.

Недостатком технологической схемы комбайна Е372 является то, что комкоразрушающие баллоны расположены в конце технологического процесса и после них нет сепарирующих рабочих органов (кроме подъемного барабана). Этот недостаток устранен в картофелеуборочном комбайне Е675, разработанном

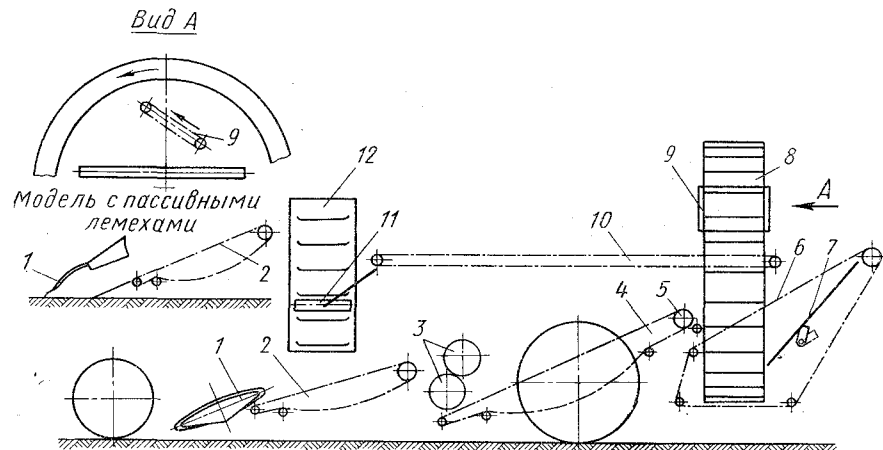


Рис. 183. Схема комбайна Е675:

1 — лемех; 2 — основной элеватор; 3 — баллоны-комкодавители; 4 — второй элеватор; 5 — передаточный валик; 6 — редкопрутковый транспортер; 7 — скатный желоб; 8 — барабанный транспортер; 9 — горка; 10 — транспортер-переборщик; 11 — поперечный транспортер; 12 — выгрузной транспортер

на заводе сельскохозяйственных машин в г. Ваймаре в 1957—1960 гг. Технологическая схема комбайна Е675 показана на рис. 183. В отличие от комбайна Е372 в этом комбайне баллоны расположены сразу за основным элеватором. В качестве второго сепарирующего рабочего органа вместо грохотов применен прутковый элеватор.

Взамен комбайна Е675 в 1966 г. начато производство нового картофелеуборочного комбайна Е665 (рис. 184), а также унифицированного с ним упрощенного комбайна Е660 для кормового картофеля.

Отличительной особенностью комбайна Е665 является то, что подъемный барабан расположен не поперек, а вдоль комбайна, сбоку. Комбайн работает по двухпоточной схеме с разделением клубней на мелкие и крупные. Этот комбайн имеет ряд оригинальных рабочих органов:

1) игольчатый отделитель клубней от почвенных комков, установленный в потоке мелких клубней;

2) два пальчатых наклонных транспортера-горки для выделения растительных примесей, почвы и частично камней. Пер-

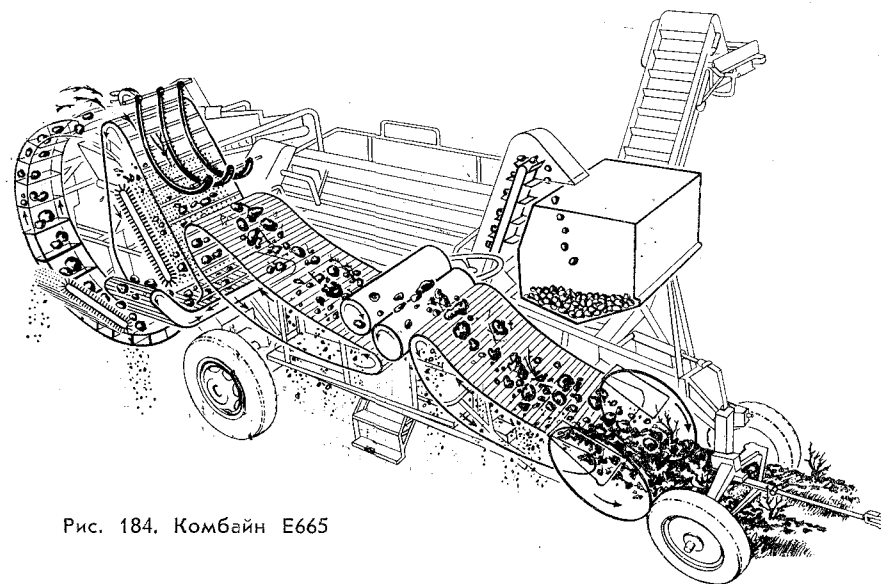


Рис. 184. Комбайн Е665

вый (по ходу технологического процесса) установлен за ботвоудаляющим транспортером, второй — после поперечного транспортера перед подъемным барабаном.

Развитие конструкций картофелеуборочных комбайнов в Советском Союзе

Механизированную уборку клубней в тару первоначально пытались обеспечить, прицепляя к элеваторному однорядному картофелекопателью переборочный стол, на котором клубни должны были выбираться вручную. В 1932 г. заводом «Рязельмаш» была изготовлена серия таких машин, однако при наличии ботвы и неотсепарированной почвы выборка клубней на переборочном столе оказалась очень утомительной.

В 1954 г. было начато изготовление первых отечественных картофелеуборочных комбайнов КОК-2 и ККР-2.

Комбайн КОК-2 (рис. 185), разработанный ИКХ под руководством А. Ф. Чиркунова, включал следующие основные рабочие органы: лемехи 1; крючковый прутковый элеватор 2; пневматические баллоны 3; подъемный элеватор 4; ботвоудаляющее устройство 5, состоящее из горки, валика и вентилятора; переборочный транспортер 6 и бункер 7, из которого клубни собирались в корзины.

Комбайн ККР-2 (рис. 186), созданный Рязанским ГСКБ, в отличие от комбайна КОК-2 имел два дополнительных прутковых элеватора: каскадный и элеватор грохота, металлический баллон над основным элеватором, пневматический баллон над

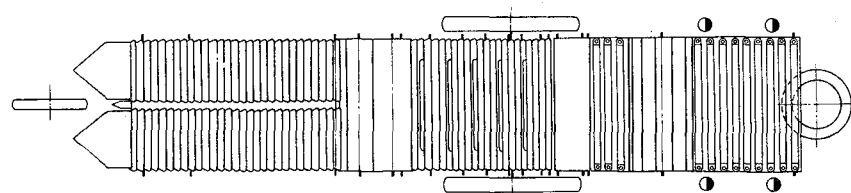
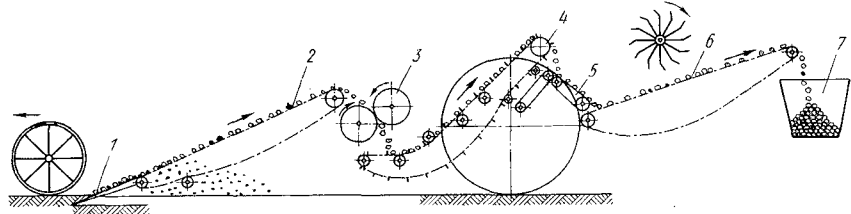


Рис. 185. Схема комбайна КОК-2

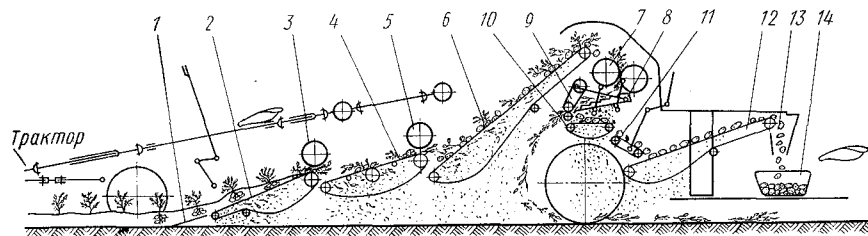


Рис. 186. Схема комбайна ККР-2:

1 — лемехи; 2 — основной элеватор; 3 — металлический баллон; 4 — каскадный элеватор; 5 — пневматический баллон; 6 — подъемный элеватор; 7 — пневматические баллоны; 8 — грохот; 9 — ботвоудаляющее устройство; 10 — элеватор грохота; 11 — горка; 12 — переборочный транспортер; 13 — копильник; 14 — корзина

каскадным элеватором и измененное ботвоудаляющее устройство, состоящее из грохота с разреженными тростями и двух клубнеотрывающих валиков.

Развитием конструкции комбайна ККР-2 был картофелеуборочный комбайн ККР-2Б (рис. 187), выпущенный в 1956 г. опытной партией. В этом комбайне впервые переборочный стол был расположен в верхней незапыленной зоне и имел обработанное направление потока, что позволяло несколько сократить габариты комбайна. Кроме того, в комбайн был введен бункер с подвижным дном. Однако технологическая схема комбайна

ККР-2, имевшая существенные недостатки, была сохранена, в результате чего комбайн не получил положительной оценки.

Другим вариантом чисто элеваторного картофелеуборочного комбайна был комбайн КК-2 (рис. 188), разработанный в ВИСХОМе под руководством А. С. Маята в 1953—1955 гг.

В комбайне резко увеличена длина сепарирующих элеваторов без увеличения габаритов машины за счет поворотов массы по своеобразной спирали. Технологический процесс осуществляется следующим образом. Пласт подрезается трехсекционны-

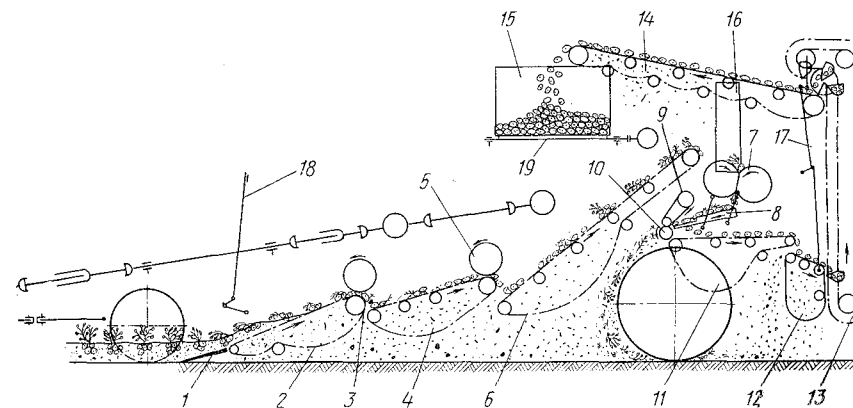


Рис. 187. Схема комбайна ККР-2Б:

1 — лемехи; 2 — основной элеватор; 3 — стальной баллон; 4 — каскадный элеватор; 5 — пневматический баллон; 6 — подъемный элеватор; 7 — пневматические баллоны; 8 — грохот; 9 — верхняя горка; 10 — отбойный валик; 11 — элеватор грохота; 12 — нижняя горка; 13 — ковшевой элеватор; 14 — транспортер-переборщик; 15 — бункер для клубней; 16 — бункер для камней; 17 — рычаг подъема нижней горки; 18 — рычаг подъема лемехов; 19 — подвижное дно

ми лемехами 1 и передается на основной элеватор 2. Для устранения сгуживания и разваливания пласта с боков элеватора установлены два вращающихся лифтера, а над элеватором — металлический лопастный барабан, который одновременно предназначен для разрушения почвенных глыб. С основного элеватора масса поступает на второй элеватор 4, где происходит просеивание почвы и разрушение комков двумя пневматическими баллонами 3. Далее масса поступает на ботвоотводящий разреженный грохот 5, снабженный клубнеотрывающими валиками 8, клубни и комки проваливаются на поперечный элеватор 6, а ботва выносятся на поверхность поля. На поперечном элеваторе продолжается просеивание почвы и разрушение комков, чему способствует установленный над ним пневматический баллон. Далее масса поступает на боковой элеватор 7, над которым также расположен пневматический баллон, и боковой транспортер 9.

Масса клубней подъемным транспортером 10 (используемым также как переборочный транспортер) передается на горку 11, на которой происходит их разделение. Клубни скатываются в

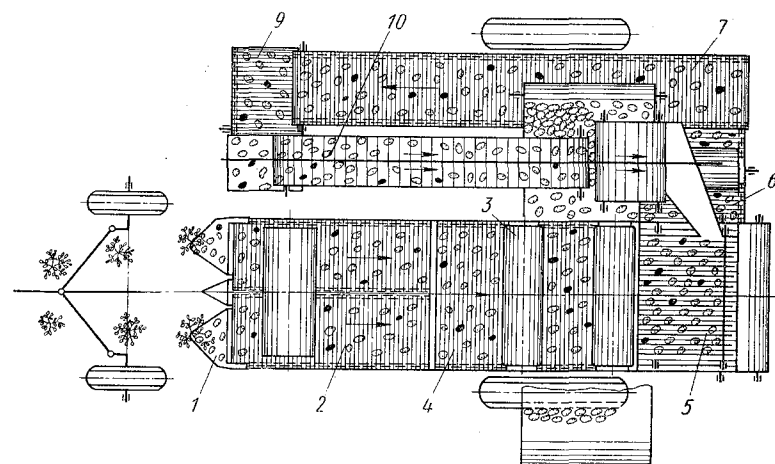
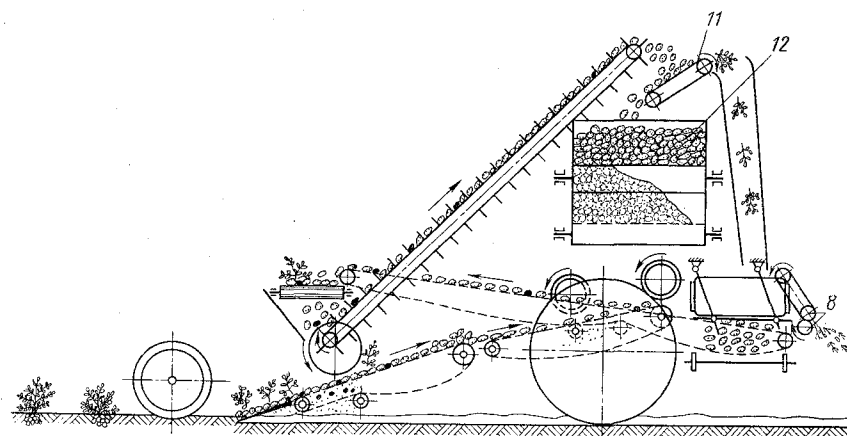


Рис. 188. Схема комбайна КК-2

бункер 12, а примеси с оставшимися клубнями сбрасываются по лотку на ботвоудаляющий транспортер для повторной сепарации.

В те же годы ВИСХОМом совместно с Рязанским СКБ был разработан по схеме, близкой к схеме комбайна КК-2, опытный образец комбайна КВР-2. В схему взамен малоэффективного транспортера с косым валиком и сортировки был введен гирационный грохот со струнной поверхностью.

До этого времени сепарирование почвы на отечественных комбайнах осуществлялось только на прутковых элеваторах, длина которых непрерывно наращивалась, что видно из табл. 26.

Таблица 26

Длина прутковых элеваторов различных комбайнов

Комбайн	Год разработки	Число сепарирующих элеваторов	Общая длина элеваторов в м	Количество мест воздействия баллонами
ВР-2 (опытный образец)	1939—1940	2	4,0	1
КОК-2 (мелкосерийное производство)	1949—1954	3	5,476	1
ККР-2 (крупносерийное производство)	1953—1956	5	6,585	3
КК-2 (опытная партия)	1954	4	7,170	5
КК-2А (опытный образец)	1955	5	10,0	4

Анализ результатов испытаний этих комбайнов показал, что наращивание длины элеваторов приводит к увеличению габаритов и утяжелению комбайнов, снижает эксплуатационную надежность их, повышает повреждаемость клубней, не улучшая существенно сепарирующую способность.

На основании результатов исследований и испытаний в 1956 г. были начаты работы по созданию комбайна, основными сепарирующими рабочими органами которого являлись грохоты с колебательным движением решет. В схеме предусматривалось также осуществление процесса сепарации примесей на фрикционных рабочих органах — горках и окончательная доработка на наклонном переборочном столе. В 1956 г. Тульским комбайновым заводом был изготовлен первый образец такого комбайна под маркой ККГ-2. В 1957 г. в комбайн ККГ-2 были внесены изменения по результатам испытаний 1956 г., и он получил марку К-1.

Картофелеуборочный комбайн К-1 (рис. 189) отличается от комбайна ККГ-2 наличием качающегося лемеха, закрепленного на грохоте; измененным ботвоудаляющим устройством, состоящим из разреженного грохота, сквозь который проваливались клубни, и ботвоудаляющей горки, на которую сходила с грохота ботва. Комбайн К-1 имел существенные недостатки в технологической схеме: нерациональный подъем массы на большую высоту для разрушения комков почвы и вторичной сепарации, плохая работа ботвоудаляющего устройства, расположение рабочих-переборщиков только с одной стороны переборочного стола, большую ширину и высоту.

Дальнейшие работы ВИСХОМа были направлены на улучшение технологической схемы комбайна и повышение прочности

Разновидности современных картофелеуборочных комбайнов образовались в результате комбинирования и сочетания в разных вариантах сравнительно небольшого количества сепарирующих и вспомогательных рабочих органов, разных методов выдачи клубней, а также использования разных способов агрегатирования комбайнов с энергетическими средствами.

Если за основу классификации комбайнов принять их производительность, определяемую главным образом шириной захвата, то существующие комбайны можно разделить на одно- и двухрядные. В перспективе могут быть созданы комбайны трех- или четырехрядные.

По способу агрегатирования комбайны могут быть разделены на прицепные, полунавесные, навесные и самоходные. Первый и второй типы комбайнов, кроме того, могут быть подразделены на имеющие собственный двигатель для привода рабочих органов (моторные) или приводимые от ВОМ трактора (безмоторные). Однако отнесение комбайна к тому или иному классу или группе по перечисленным показателям еще не полностью характеризует его конструктивные и тем более технологические особенности. Поэтому в качестве важнейших классификационных признаков, характеризующих технологическую схему комбайна примем следующие семь показателей: 1) полнота выполнения комбайном требующихся операций; 2) последовательность выполнения операций технологического процесса; 3) характер выполнения процесса сепарации мелкой почвы; 4) тип основного сепарирующего рабочего органа; 5) тип рабочего органа для отделения твердых примесей; 6) направление движения массы при осуществлении технологического процесса; 7) способ сбора и выдачи клубней.

Классификация комбайнов по этим признакам дана в табл. 27.

Могут быть и другие признаки, связанные с выполнением технологического процесса, по которым можно проводить классификацию, например: тип подкапывающего рабочего органа, тип ботвоудаляющего рабочего органа, но эти признаки не оказывают решающего влияния на технологический процесс, осуществляемый комбайном, поэтому в книге они не рассматриваются.

Картофелеуборочные комбайны должны выполнять следующие укрупненные операции: подкопать грядки с клубнями; отделить клубни от мелкой почвы, почвенных комков, камней, ботвы и растительных примесей; погрузить клубни в транспортные средства.

Каждая из этих укрупненных операций при осуществлении механизированным путем расчленяется на более мелкие, выполняемые одним или несколькими органами (табл. 28).

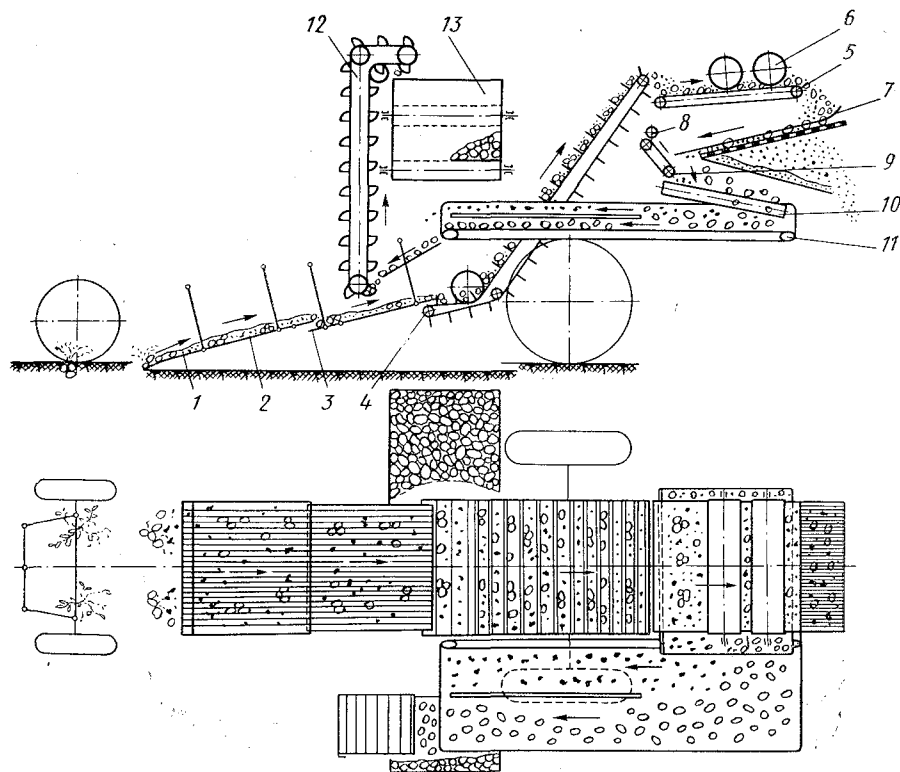


Рис. 189. Схема комбайна К-1:

1 — лемех; 2 — решетка переднего грохота; 3 — решетка заднего грохота; 4 — подъемный элеватор; 5 — прорезиненный транспортер; 6 — пневматические баллоны; 7 — гирационный грохот; 8 — отбойный валик; 9 — горка; 10 — поперечная горка; 11 — транспортер-переборщик; 12 — загрузочный элеватор; 13 — бункер

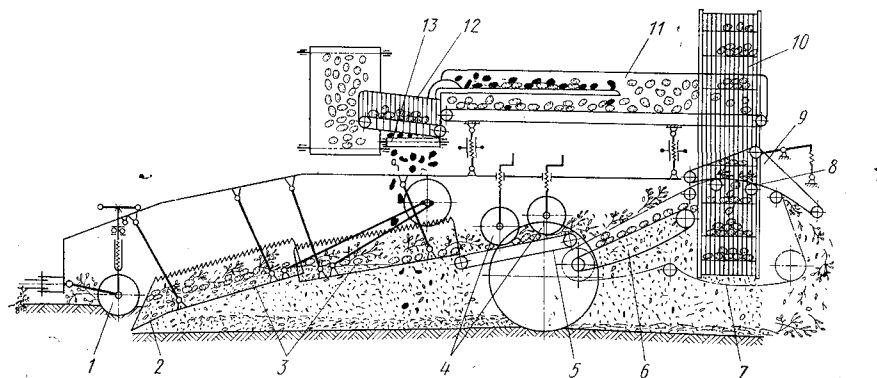
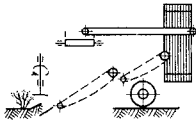
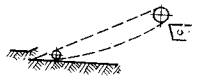
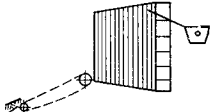
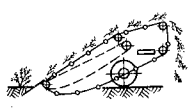
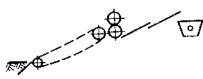
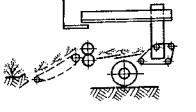
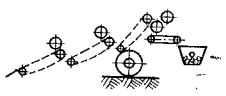
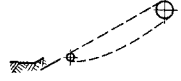


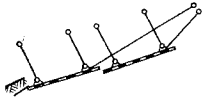
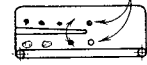
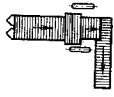
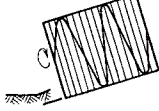
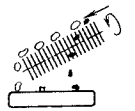
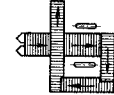
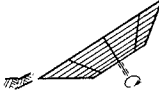
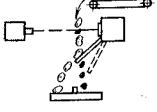
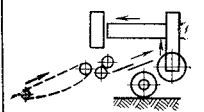

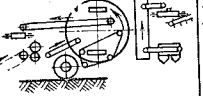


Рис. 190. Схема комбайна КГП-2

Классификация картофелеуборочных комбайнов по технологическим признакам

1. По операциям технологического процесса, выполняемым комбайном	2. По месту операции удаления ботвы	3. По характеру процесса сепарации мелкой почвы
<p>А. Комбайн, имеющий рабочие органы для выполнения всех операций технологического процесса</p> <p>Б. Комбайн без специального устройства для копирования грядки</p>	<p>А. До подкапывания</p> 	<p>А. Однократная</p>  <p>Б. Двукратная</p> 
<p>В. Комбайн без специальных рабочих органов для разрушения комков</p> <p>Г. Комбайн без специальных рабочих органов для отделения твердых примесей</p>	<p>Б. Для основной сепарации почвы</p> 	<p>В. Двукратная с комкоразрушающим рабочим органом между сепарирующими рабочими органами</p> 
<p>Д. Комбайн без специальных рабочих органов для отделения мелких растительных примесей</p> <p>Е. Комбайн, имеющий дополнительные рабочие органы для сортирования клубней по размерам на две фракции</p>	<p>В. После основной сепарации мелкой почвы</p> 	<p>Г. Многократное последовательное разрушение комков и сепарация мелкой почвы</p> 

4. По типу основного сепарирующего рабочего органа	5. По типу рабочего органа для отделения твердых примесей	6. По направлению потока обрабатываемого материала	7. По способу выдачи клубней
<p>А. Элеваторный</p> 	<p>А. С обычным переборочным столом</p> 	<p>А. Прямоточный</p> 	<p>А. В корзину</p>
<p>Б. Грохотный</p> 	<p>Б. С наклонным (полуавтоматическим) переборочным столом</p> 	<p>Б. Г-образный</p> 	<p>Б. В мешки</p>
<p>В. Барабанный</p> 	<p>В. С механическим разделяющим устройством</p> 	<p>В. Со спиральным потоком</p> 	<p>В. В контейнеры</p>
<p>Г. С ротационным сепаратором</p> 	<p>Г. С электронным разделяющим устройством</p> 	<p>Г. Прямоточный с противотоком</p> 	<p>Г. В прицепные тележки</p> <p>Д. В бункер с периодической разгрузкой</p>
<p>Д. Пайлерный</p> 		<p>Д. Комбинированный</p> 	<p>Е. В бункер с подвижным дном</p> <p>Ж. В рядом идущие транспортные средства</p>

Операции, выполняемые картофелеуборочным комбайном

Укрупненная операция уборки картофеля	Технологическая операция, осуществляемая комбайном	Рабочий орган, выполняющий данную операцию	Примечание
Выкапывание клубней	Копирование грядки Подкапывание грядки ¹	Копирующий Подкапывающий	— —
Отделение клубней от почвы и других примесей	Сепарация мелкой почвы Сепарация ботвы ¹ Сепарация комков Сепарация камней Сепарация растительной примеси	Сепарирующий (просеивающий) Ботвоудаляющий 1. Комкоразрушающий и просеивающий 2. Комкоотделяющий Камнеотделяющий Для отделения растительности	— В некоторых случаях при полном созревании клубней ботва может отмереть [На комковатых почвах — На каменистых почвах обычно совмещается с сепарацией комков почвы На засоренных полях
Сбор клубней в транспортные средства	Сбор клубней в бункер (копильник) Погрузка клубней в транспортные средства ¹	Загрузочный транспортер Саморазгружающий бункер или выгрузной транспортер	При урожаях менее 15—20 т/га —

¹ Операции, выполнение которых необходимо при всех условиях уборки.

Следовательно, операции которые обязательно должен выполнять картофелеуборочный комбайн, в большой степени зависят от характеристики поля, на котором он работает (почвенные условия, степень засоренности поля камнями и сорной

растительностью), а также от урожайности картофеля. В идеальном случае, когда уборка производится на незасоренном поле с ровными по высоте грядками, на легко просеиваемой некомпковатой почве, в которой отсутствуют камни, при урожае 20 т клубней на 1 га, комбайн может удовлетворительно выполнять поставленную перед ним задачу, производя всего четыре технологические операции: подкапывание грядки, отделение мелкой почвы, отделение ботвы и загрузку клубней в транспортные средства.

Комбайн для таких условий может быть очень простым по технологической схеме и конструкции. Однако практически трудно рассчитывать, что такой комбайн благодаря его простоте найдет широкое применение, так как идеальные условия встречаются очень редко.

Стремление конструкторов сделать комбайн более универсальным, пригодным к использованию в различных условиях, привело к тому, что на комбайны стали устанавливать копирующие устройства, рабочие органы для отделения и разрушения комков, отделения камней и растительных примесей, бункеры для сбора клубней. Такой комбайн более тяжел, громоздок и энергоемок по сравнению с комбайном, рассчитанным только для работы в легких условиях, но имеет более широкое применение.

При классификации по операциям технологического процесса, выполняемым комбайном, к группе А (табл. 27) относится комбайн ККУ-2 (СССР) и комбайн Е675 (ГДР); к группе Б — комбайн ККР-2 (СССР); к группе В — все западноевропейские и американские комбайны; к группе Г — комбайны Е660 (ГДР) и КК-2 (СССР); к группе Д — комбайны К-3 и КГП-2 (СССР) и, наконец, к группе Е — комбайн Е665 (ГДР).

По месту операции удаления ботвы к группе А относятся комбайны «Пакман» (Англия), «Самро» (Швейцария), «Амазоне» (ФРГ) и др.; к группе Б комбайн «Монарх» (США) и к группе В остальные комбайны.

Существенно различаются комбайны по характеру осуществления процесса сепарации мелкой почвы. Есть комбайны, в схеме которых для осуществления этой операции имеется всего один рабочий орган, например «Самро» и «Климакс» (ФРГ). Многочисленную группу составляют комбайны, в которых сепарация мелкой почвы осуществляется на ряде последовательно расположенных сепарирующих рабочих органов («Экенгорд», «Локвуд», «Дальман» и др.). Наконец, в отечественных комбайнах и в комбайнах ГДР для интенсификации процесса сепарации между сепарирующими рабочими органами введены комкоразрушающие (пневматические баллоны).

Рациональность конструкции картофелеуборочного комбайна, как и других сельскохозяйственных машин, может быть оценена по трем группам показателей: агротехническим, характеризую-

Техническая характеристика картофелеуборочных комбайнов

Показатели	ККУ-2 «Друж-ба» (испытания 1964 г.)		ККУ-2 «Друж-ба» (испытания 1963 г.)		КПП-2	К-3	Б575 (ГДР)	«Дальман»	«Локуд»
	СССР								
Производительность в га за час чисто-го времени	0,38*	0,35	0,45*	0,39	0,29	0,35	0,33	0,31	0,35
Трактор, с которым агрегируется машина	МТЗ-50-ПЛ, ДТ-54А, Т-74 с холостым штылем	МТЗ-7МС, ДТ-54А, Т-74 с холостым штылем	МТЗ-7МС, ДТ-54А, Т-74 с холостым штылем	МТЗ-7МС, ДТ-54А, Т-74 с холостым штылем	МТЗ-7, МТЗ-5, МТЗ-50	МТЗ-7МС, ДТ-54, Т-74 с холостым штылем	МТЗ-7МС	«Оливер 880»	Двигатель «Форд» от ВОМ
Число обрабатываемых рядков	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Количество обслуживающего персонала	6-8	6-8	6-8	6-8	6-8	6-8	11	7	7
Общий вес в кг	4492	4551	4528	4528	4 071	4 372	2755	6 900	4 247
Размеры в рабочем положении в мм:									
длина	7630	7630	7630	7630	7 600	7 780	8400	7 150	6 620
ширина	4350	4350	4350	4350	7 160	4 650	5050	5 800	4 640
высота	2570	2570	2570	2570	2 800	2 525	3000	3 350	3 150
Материаломкость на единицу производительности кг/га	119,49	119,49	9857,8	11610	13 972	12 491	8348	22 258	12 134
Энергомощность (л. с.) на единицу производительности	40,47	40,47	—	—	68,0	54,45	29,09	—	—
Кoeffициент эксплуатационной надежности (при сезонной нагрузке)	0,94	0,94	0,84	0,68	0,93	0,78	—	0,78	0,18
Затраты труда в чел.-часах на 1 га	27,58	30,77	—	—	48,92	42,27	—	38,89	—
Количество клубней, собранных в тарау, в %	97,4-98,3	97,4-98,3	97,6-98	—	95,1-96,6	93-98,4	75,7-85,7	80,4-93,3	94,6-95,3
Количество клубней, оставшихся в почве, в %	0,5-0,8	0,5-0,8	0,8-1,4	—	1,9-3,5	0,5-2,7	3,1-10,1	1,4-12,2	0,3-2,8
Чистота клубней в таре в %	92,3-99,5	92,3-99,5	95,2-98	—	78,0-95	94,8-99,5	84,5-92,5	51,9-92,3	97,9-94,1
Количество поврежденных клубней в %	10,4-30,5	10,4-30,5	30,2-30,6	—	21,8-47,8	23,9-64,7	18,5-61,3	14,7-19,5	36,4-40,8

Продолжение табл. 29

Показатели	«Монарх»	«Пакман»	Англия				«Шотболт»	«Экенгорд» (Швеция)	«Гримме-универсал» (ФРГ)
			«Джонсон»	«Уитсед»	«Уитсед»	«Уитсед»			
Производительность в га за час чисто-го времени	—	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,16	0,14	
Трактор, с которым агрегируется машина	МТЗ-7, ДТ-54, от собственного двигателя	От собственного двигателя	МТЗ-2 от ВОМ МТЗ-2 от ВОМ	МТЗ-2 от ВОМ МТЗ-2 от ВОМ	МТЗ-2 от ВОМ МТЗ-2 от ВОМ	МТЗ-2 от ВОМ МТЗ-2 от ВОМ	МТЗ-2 от ВОМ МТЗ-2 от ВОМ	МТЗ-2 от ВОМ	
Число обрабатываемых рядков	2	1	1	1	1	1	1	1	
Количество обслуживающего персонала	5-7	4	4	5-6	4+9	7	3-6	—	
Общий вес в кг	5860	1795	1850	1910	2255	2222,5	1710	—	
Размеры в рабочем положении в мм:									
длина	7250	6900	6800	6270	6100	6980	6950	—	
ширина	7550	4650	3330	4520	4400	4500	2900	—	
высота	3200	2150	2300	2300	2230	2500	3700	—	
Материаломкость на единицу производительности кг/га	—	—	—	—	—	—	—	—	
Энергомощность (л. с.) на единицу производительности	—	—	—	—	—	—	—	—	
Кoeffициент эксплуатационной надежности (при сезонной нагрузке)	—	—	—	—	—	—	—	—	
Затраты труда в чел.-часах на 1 га	—	—	—	—	—	—	—	—	
Количество клубней, собранных в тарау, в %	81,8-76,3	92,51	90,77-91,57	91,5-83,47	91,63-92,34	74,44	90,8-88,5	—	
Количество клубней, оставшихся в почве, в %	0,8-2,2	7,68	9,0	1,19-3,44	5,51-6,46	21,17	9,7-11,5	—	
Чистота клубней в таре в %	42,6-69,9	90,2	90,39-66,64	99,32-93,17	100,0-98,13	73,95	77,4-49,1	—	
Количество поврежденных клубней в %	6,3-8,9	16,68	43,64-14,25	51,12-25,91	39,42-30,47	—	3,7-3,5	—	

Примечание. Показатели для комбайна ККУ-2 даны в числителе для грохотной модификации, в знаменателе для элеваторной.

шим качество выполнения заданных процессов; технико-экономическим, показывающим реальную пользу от применения его в хозяйстве, и конструктивным, отображающим степень совершенства конструкции (габариты, вес, удельная металлоемкость и т. п.). Конструктивные показатели ряда характерных отечественных и зарубежных комбайнов, по данным испытаний ЦМИС, приведены в табл. 29.

В 1960—1961 гг. на Центральной и Западной машиноиспытательных станциях были проведены сравнительные испытания отечественных комбайнов К-3 с лучшими американскими двухрядными комбайнами. Результаты этих испытаний даны в табл. 30.

Из таблицы видно, что более высокие качественные показатели обеспечивали отечественные картофелеуборочные комбайны.

Таблица 30

Результаты сравнительных испытаний отечественных и американских картофелекомбайнов

Показатели	Западная МИС, 1961 г.			ЦМИС, 1961 г.	
	К-3	«Лок-вуд»	К-3	«Даль-ман»	«Лок-вуд»
Тип почвы	Средний суглинок				
Влажность в %	23,6	14	14	24,0	23,6
Скорость в м/сек	0,7	0,9	0,7	0,7	0,7
Количество клубней в %:					
собранных в тару	93,8	82,6	90,94	87,3	94,6
оставшихся в почве	0,4	11,43	1,90	3,9	2,2
оставшихся на поверхности	5,8	7,48	7,76	8,8	3,2
в том числе не оторванных от ботвы	0,2	0,15	0,0	0,8	0,0
потерянных с транспортера-переборщика	4,7	3,71	4,12	5,3	2,0
Состав массы в таре в %:					
клубни	89,0	94,57	88,25	75,0	75,2
почва	10,6	1,06	5,09	24,0	23,6
камни	0,4	4,37	3,65	0,3	0,2
ботва	0,0	0,0	3,01	0,7	1,0
Количество поврежденных клубней в %	15,1	33,64	23,02	19,5	40,8

Испытания комбайнов «Пакман», «Самро», «Амазоне» и др., в схемах которых операция удаления ботвы перенесена в начало технологического процесса, перед подкапыванием пласта, показали, что ботва удаляется не полностью. Оставшиеся столоны потом приходится отрывать вручную. Испытания не выявили также преимуществ этой операции сразу после подкапывания перед сепарацией мелкой почвы (комбайны «Монарх», «Хассия»).

Особо следует остановиться на оценке роли пневматических баллонов, так как до сих пор нет единой точки зрения на целе-

сообразность их применения в схеме картофелеуборочного комбайна. Анализ материалов испытаний показывает, что влияние баллонов проявляется на средней суглинистой почве только при влажности порядка 13—20%. Об этом же говорят проведенные в ВИСХОМе эксперименты. При влажности суглинистых почв выше 22% баллоны не дают преимущества, так как не разрушают, а сплющивают комки. В этих случаях преимущество отечественных комбайнов по чистоте клубней в таре является следствием лишь большей длины сепарирующих рабочих органов. То же самое можно сказать о работе комбайнов на легких супесчаных почвах.

Баллоны в этих условиях также не повышают сепарирующую способность комбайна. Все же учитывая, что суглинистых почв в СССР больше, чем песчаных, и комбайны применяются в большинстве случаев, когда влажность почвы находится в оптимальных пределах, следует сохранить пневматические баллоны в схеме комбайна.

Снижение повреждений клубней в отечественных комбайнах достигнуто главным образом за счет правильной компоновки комкоразрушающих устройств и более рационального сочетания их с сепарирующими рабочими органами. Немаловажную роль сыграло снижение высоты перепадов и обрезинивание рабочих поверхностей и элементов узлов в заключительной части технологического процесса. Однако повреждаемость клубней в ряде случаев все еще высока и работы в этом направлении следует продолжать.

Изучение работы картофелеуборочных комбайнов, имеющих различные технологические схемы, позволяет сделать вывод о наиболее целесообразной последовательности выполнения операций: копирование грядки, подкапывание почвы, основная сепарация мелкой почвы, разрушение комков, вторичная сепарация мелкой почвы, удаление ботвы, отделение мелких растительных примесей, отделение комков (камней), затаривание клубней в бункер и выгрузка в транспортные средства.

Из рассмотренных схем технологического процесса комбайна предпочтение заслуживает компоновка в два яруса с обратным направлением потока.

Основные преимущества такой компоновки следующие:

1. Рабочие органы комбайна расположены в два яруса с противоположным направлением потока, что позволяет сохранить, прямоточность технологического процесса, значительно сократить длину комбайна (около 6,5 м).

2. Барабанный грохот, который ранее применялся в конструкциях главным образом как сепарирующий рабочий орган, использован как подъемный транспортер, что позволило отказаться от эксплуатационно-ненадежных ковшовых элеваторов и поднимать массу вертикально вверх без увеличения габаритов машин.

3. Имеющийся поворот массы под углом 90° используется в технологическом процессе для частичного разделения компонентов методом раскатывания.

4. Наклонный переборочный стол расположен над сепарирующими рабочими органами, что позволило разместить рабочих с двух сторон стола и вывести их из зоны запыления.

5. Благодаря тому, что выходная часть переборочного стола расположена над первым сепарирующим рабочим органом, появилась возможность при необходимости направлять массу на повторную сепарацию.

6. Не увеличиваются поперечные размеры машины.

Расчет картофелеуборочного комбайна

Расчет картофелеуборочного комбайна состоит из двух частей — определения кинематических режимов (скорости, ускорения) и конструктивных параметров (длины, ширины, угла наклона) основных и вспомогательных рабочих органов по заданной производительности и агротехническим показателям качества работы, а также определения энергоемкости рабочих органов и мощности двигателя, необходимой для привода комбайна.

Выше установлено, что даже при уборке в почвенно-климатических условиях, соответствующих твердому состоянию почвы, существует бесконечное множество вариантов состояния почвенной массы, поступающей в комбайн, различающихся фракционным составом частиц почвы и прочностью комков. Практически невозможно выполнить технологический расчет оптимальных параметров и режима рабочих органов картофелеуборочного комбайна для всех многочисленных разновидностей почвенной среды. Поэтому представляется наиболее целесообразным рассчитать технологический процесс для двух крайних состояний твердой почвы:

1) без комков и 2) с наличием прочных почвенных комков и камней. Выше говорилось о том, что производительность комбайна при этих крайних состояниях почвы лимитируется двумя различными факторами.

При первом состоянии (сепарация почвы в зоне *IA* на рис. 12) поступательная скорость комбайна лимитируется только сепарирующей способностью основного и второго сепараторов, при втором (сепарация почвы в зоне *IB* на рис. 12) — возможностью отбора (отделения) твердых примесей. Поступательная скорость комбайна при первом состоянии может быть значительно выше, чем при втором.

Недостатком комбайнов К-3 и КПП-2 было то, что они имели лишь один режим работы для использования на почвах с наличием прочных комков и камней. Пропускная способность рабочих органов, замыкающих технологический процесс (в первую очередь переборочного транспортера), была недостаточной. При эксплуатации этих комбайнов даже на легкопросеваемых почвах нельзя было работать с повышенной скоростью, вследствие чего не обеспечивалась максимальная производительность комбайна, и, главное, в результате недостаточной загрузки второго сепарирующего органа почвой резко возрастали повреждения клубней.

Следовательно, для обеспечения максимальной производительности комбайна при минимальных повреждениях клубней

технологический процесс должен протекать так, чтобы одновременно выполнялись два требования:

1. Процесс отсеивания мелкой почвы заканчивался только в конце второго сепарирующего рабочего органа;

2. Количество твердых примесей, поступающих на переборочный стол (или механический сепаратор), не превышало его максимальную пропускную способность.

Одновременно удовлетворить указанные требования при отсутствии возможности варьирования скорости агрегата в широких пределах, а также режимов работы сепарирующих рабочих органов практически невозможно.

Лишь в редких случаях, главным образом на супесчаных почвах, засоренных камнями, при работе на повышенной скорости отсев почвы закончится там, где требуется, а количество твердых примесей в массе не превысит допустимой секундной подачи их на транспортер-переборщик.

Если этих примесей будет больше, то необходимо снизить скорость агрегата и этим уменьшить их поступление в комбайн, т. е. выполнить второе условие удовлетворительной работы комбайна за счет невыполнения первого. Одновременно должен изменяться и режим работы сепарирующих рабочих органов, так как максимальный динамический режим сепарирующих органов в этом случае не дает эффекта (не разрушает прочные комки или камни), а мелкая почва просеивается в начале сепарирующих органов. При такой работе комбайн будет сильно повреждать клубни.

По мере уменьшения содержания твердых примесей в поступающей массе скорость комбайна и динамический режим сепарирующих органов необходимо повышать и в случае полного отсутствия твердых примесей или наличия их в количестве, не превышающем пропускную способность транспортера-переборщика, режим должен быть максимальным. Только в последнем случае удовлетворительный технологический процесс может поддерживаться посредством регулирования скорости движения комбайна. Поэтому при регулировании картофелеуборочного комбайна его поступательная скорость должна выбираться в соответствии с качеством поступающей в комбайн почвенной массы, а динамический режим сепарирующих органов — в соответствии с количеством поступающей в комбайн почвы.

Из изложенного вытекают два основных требования, которые должны выполняться при расчете:

1. Комбайн должен быть рассчитан на работу при большом диапазоне варьирования рабочих скоростей. Поскольку невозможно рассчитать технологический процесс для бесконечного множества вариантов поступающей почвенной массы, представляется наиболее целесообразным проводить расчет работы комбайна на высокой скорости (порядка 1,2—1,3 м/сек) на некомковатой легкосепарирующейся почве и работы комбайна на низ-

кой скорости (порядка 0,5—0,7 м/сек) на почве с содержанием большого количества твердых примесей.

2. Комбайн должен обеспечивать выполнение оптимального варианта технологического процесса при переходных разновидностях состояния почвы. Это должно достигаться изменени-

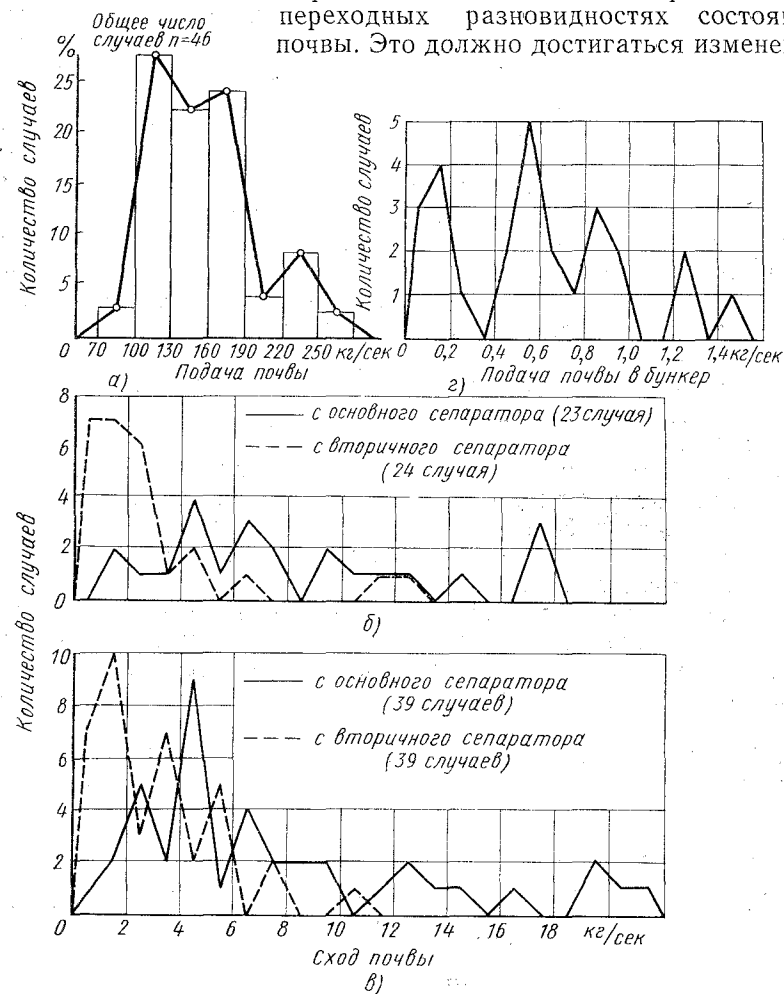


Рис. 193. Варьирование показателей работы комбайнов:

а — подачи почвы в комбайне КГП-2; б, в — схода почвы с сепарирующих рабочих органов комбайна ККУ-2 в элеваторной модификации соответственно на опытном поле совхоза «Малино» и ВИСХОМа; г — подачи почвы в бункер

ем поступательной скорости агрегата в пределах между крайними значениями, регулированием режимов сепарирующих рабочих органов, а также введением сменных рабочих органов или приспособлений.

При расчете комбайна должны учитываться мгновенные, непрерывно происходящие изменения условий его работы. Помимо крайне изменчивых почвенно-климатических условий, в которых производится уборка, на работу комбайна влияют колебания формы грядок, изменения коэффициента буксования трактора, с которым агрегируется комбайн, и другие причины.

Экспериментальными исследованиями, проведенными в ВИСХОМе, установлено, что даже при работе комбайна на одном поле непрерывно изменяются входные факторы, определяющие процесс (количество и качество поступающей почвы), вследствие чего происходит непрерывные изменения выходных показателей процесса (полнота уборки, чистота клубней в таре и степень их повреждений). Графики варьирования некоторых показателей приведены на рис. 193, а — г. Переменные условия эксплуатации приводят к значительным временным перегрузкам и недогрузкам картофелеуборочного комбайна почвой. Поэтому при расчете необходимо предусматривать резерв производительности рабочих органов для исключения их забиваний и возможность направления массы при перегрузках на повторную сепарацию.

Следует отметить, что коэффициент вариации загрузки увеличивается по ходу технологического процесса. Если для основного сепарирующего рабочего органа он в среднем не выходит из пределов 20—30%, то для рабочих органов, замыкающих процесс, может составлять 100% и более.

Наконец для эффективного просеивания почвы кинематический режим колебаний (встряхиваний) сепарирующих поверхностей должен обеспечивать подбрасывание (отрыв) материала от поверхности (т. е. $j > g \cos \alpha$). Скорости соударения клубней с рабочими поверхностями должны устанавливаться исходя из того, чтобы не было повреждений клубней. Величина контактных напряжений при ударе не должна быть выше 0,1—0,12 кг/мм².

Производительность и нагрузка комбайна

Расчетную производительность комбайна за час чистой работы определяют по формуле

$$F_0 = 0,1 i m v_m \text{ га/ч,}$$

где i — число убираемых рядков;

m — ширина междурядья в м;

v_m — скорость машины (агрегата) в км/ч.

Расчетную скорость агрегата v_m принимают на основании характеристик поступательных скоростей тракторов, агрегируемых с комбайном, в следующих пределах: для легких почв 1,2—1,5 м/сек, для суглинистых почв с наличием прочных комков, а также супесчаных с наличием камней — 0,5—0,7 м/сек.

Расчетную производительность комбайна за час сменного времени определяют умножением производительности на коэффициент эксплуатации и использования рабочего времени.

Загрузка картофелеуборочного комбайна зависит от скорости его движения, глубины подкапывания и формы грядки, урожайности клубней и ботвы и других факторов.

Общая нагрузка комбайна массой

$$Q = Q_n + Q_{кл} + Q_b \text{ кг/сек,} \quad (186)$$

Q_n — нагрузка подкапываемой почвой;

$Q_{кл}$ — нагрузка клубнями;

Q_b — нагрузка ботвой.

Средняя секундная нагрузка комбайна подкапываемой массой (почвой и клубнями)

без учета разницы в удельном весе клубней составляет

$$Q_{ср} = Q_n + Q_{кл} \approx S v_m \gamma_n \text{ кг/сек,} \quad (187)$$

где S — площадь сечения подкапываемого пласта. (Для двухрядной машины при глубине подкапывания 0,18—0,20 см и гребневой посадке $S = 0,1 \div 0,15 \text{ м}^2$, при гладкой посадке $S = 0,17 \div 0,22 \text{ м}^2$);

v_m — поступательная скорость агрегата в м/сек;

γ_n — объемный вес почвы в кг/м³ (в зависимости от влажности и типа почв $\gamma_n = 1,2 \div 1,7 \text{ г/см}^3$. Большие значения для почв повышенной влажности).

На рис. 194 показана зависимость загрузки комбайна массой с одного рядка от глубины подкапывания и скорости движения агрегата при гребневой посадке. Из номограммы видно, что при глубине подкапывания 18 см и скорости движения 0,5 м/сек в машину поступает 120 кг/сек, а при скорости движения 1,25 м/сек — 300 кг/сек.

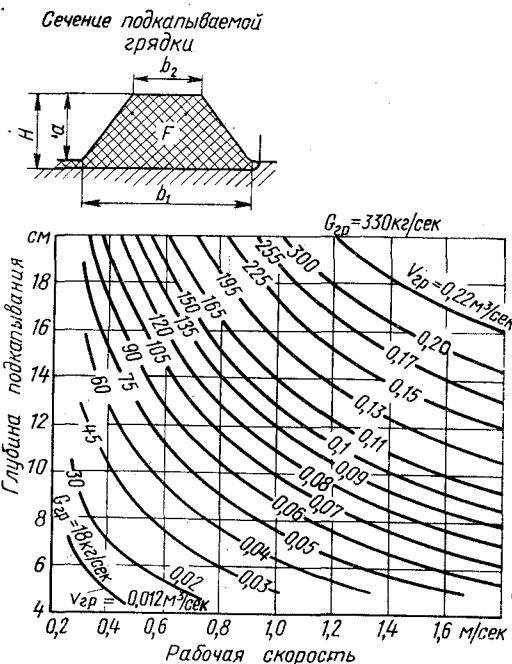


Рис. 194. Зависимость загрузки комбайна массой с одного рядка от глубины подкапывания и скорости движения

Поступление клубней в комбайн может быть определено по формуле

$$Q_{кл} = 0,1imG_{кл}v_m \text{ кг/сек}, \quad (188)$$

где $G_{кл}$ — урожай клубней в т/га.

При определении поступления клубней необходимо учитывать возможность работы комбинирования способом, когда в комбайн поступают клубни с одного-четырех рядков, уложенные в междурядья.

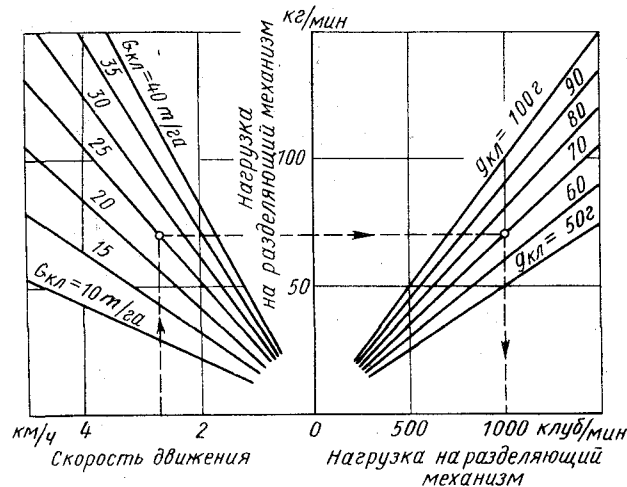


Рис. 195. Подача клубней в машину в зависимости от скорости движения, урожайности и среднего веса клубней

Для расчета рабочих органов, производящих отделение комков и камней, а также переборочных транспортеров необходимо знать количество клубней, поступающих в машину, которое зависит от среднего веса клубней

$$Q'_{кл} = 100i \frac{mG_{кл}v_m}{g_{кл}} \text{ клубней/сек}, \quad (189)$$

где $g_{кл}$ — средний вес клубня в г.

Взаимосвязь подачи клубней с одного рядка в машину со скоростью, урожайностью и средним весом клубней показана на номограмме (рис. 195). Ширина междурядья при построении номограммы принята 0,7 м. Из номограммы видно, что при средней урожайности 25 т/га и среднем весе клубней 70 г в машину поступает при скорости движения $v_m = 2,8$ км/ч около 1000 клубней в минуту с каждого рядка, следовательно, при прямом комбайнировании двухрядным комбайном загрузка клубнями составляет 2000 клубней/мин, а при комбинированной уборке с

укладкой четырех рядков в междурядье — 6000 клубней/мин. При втором рабочем режиме ($v_m = 0,5$ м/сек) с каждого рядка поступает около 400 клубней/мин, а загрузка двухрядного комбайна составляет 800 клубней/мин, т. е. в 7,5 раз меньше, чем в первом случае.

Подкапываемый пласт содержит всего 1—2% клубней, поэтому при расчете основного сепарирующего рабочего органа приблизительно можно пренебречь разницей в объемном весе почвы и клубней и загрузку комбайна почвой определять по формуле (187).

Кроме того, в машину поступает ботва, секундная загрузка которой Q_b может быть определена по формуле

$$Q_b = 0,1imG_bv_m \text{ кг/сек}, \quad (190)$$

где G_b — урожай ботвы в т/га.

Процентное содержание компонентов в общей массе: почвы

$$P_n = \frac{Q_n}{Q} 100\%;$$

клубней

$$P_{кл} = \frac{Q_{кл}}{Q} 100\%;$$

ботвы

$$P_b = \frac{Q_b}{Q} 100\%.$$

При прямом комбайнировании смесь, поступающая в комбайн, обычно характеризуется следующим составом: 97—98% почвы; 1—2% клубней и 0,5—2,5% ботвы и других растительных примесей. При комбинированной уборке и подборке валков при отдельной уборке содержание клубней составляет 3—5%.

Показатели технологического процесса

Схема к расчету технологического процесса картофелеуборочного комбайна показана на рис. 196.

При расчете приняты следующие обозначения: секундная подача массы на каждый рабочий орган обозначается буквой Q с цифровым индексом порядкового номера этого рабочего органа по схеме (Q_1, Q_2, Q_3 и т. д.).

Подача на рабочий орган компонентов (почвы, клубней, ботвы) соответственно обозначается дополнительным индексом $Q_{1п}, Q_{1к}, Q_{1б}, Q_{2п}, Q_{2к}$ и т. д.

Отделенная (отсепарированная) масса данным рабочим органом (в кг/сек) обозначается буквой q с теми же индексами. Под коэффициентом отделения η понимается соотношение

веса отделенной части материала q к общему весу поступающего на сепарирующий рабочий орган данного компонента. Коэффициент отделения вычисляется для каждого из отделяемых компонентов отдельно: коэффициент отделения почвы η_n , коэффициент отделения ботвы η_b . Для клубней аналогичный коэффициент называется коэффициентом потерь клубней $\eta_{кл}$.

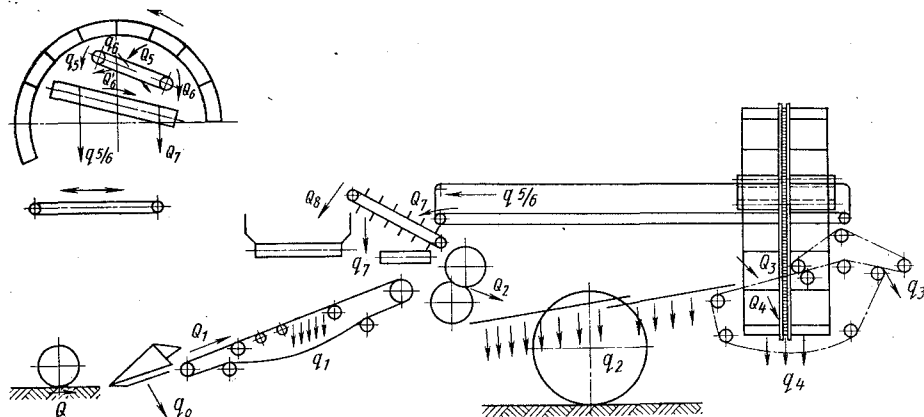


Рис. 196. Схема к расчету технологического процесса комбайна

Общий коэффициент отделения почвы комбайном можно выразить формулой

$$\eta_n = \frac{q_{1n} + q_{2n} + \dots + q_{in}}{Q_{1n}} 100\% . \quad (191)$$

Преобразуя это выражение с учетом того, что

$$\eta_{1n} = \frac{q_{1n}}{Q_{1n}} ,$$

$$\eta_{in} = \frac{q_i}{Q_1 - q_1 - q_2 - \dots - q_{i-1}} ,$$

а

и предполагая, что при оптимальных скоростях агрегата и оптимальных режимах рабочих органов коэффициент отделения каждым рабочим органом постоянен, получаем формулу, в которой отсутствуют величины загрузок и отсепарированной почвы:

$$\eta_n = \eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_{i-1} + \eta_i - \eta_1\eta_2 - \dots - \eta_1\eta_{i-1} - \eta_1\eta_i + \eta_1\eta_2 + \dots + \eta_{i-1}\eta_i . \quad (192)$$

Формула (192) может быть записана в несколько упрощенном виде

$$\eta_n = \eta_1 + \eta_2(1 - \eta_1) + \eta_3(1 - \eta_1 - \eta_2) + \dots + \eta_i(1 - \eta_1 - \eta_2 - \dots - \eta_{i-1}) + \eta_1\eta_2 \dots \eta_i . \quad (193)$$

Следовательно, пользуясь формулой (192) или (193), зная коэффициенты отделения почвы каждым рабочим органом, можно определить общий коэффициент отделения почвы комбайном.

К комбайну предъявляют требование обеспечения соответствующей чистоты клубней в бункере. Чистота клубней может быть выражена формулой

$$\mu = \frac{Q_{кл}}{Q_{кл} + Q_n} 100\% . \quad (194)$$

Задаваясь чистотой клубней в бункере μ , можно вычислить требуемый коэффициент отделения почвы

$$\eta_n = 1 - \frac{Q_{1кл}}{Q_{1n}} \left(\frac{100}{\mu} - 1 \right) . \quad (195)$$

При выводе этой формулы допущено, что $Q_{кл} \approx Q_{1кл}$, поскольку потери клубней при сепарации незначительны.

При расчете рабочих органов для отделения клубней от комков и камней используют показатель засоренности клубней твердыми примесями по весу или по количеству, являющийся отношением веса (количества) камней или комков к весу (количеству) клубней

$$\lambda = \frac{Q_n}{Q_{кл}} .$$

Засоренность по количеству обозначается λ' . Между показателем засоренности и чистоты существует взаимосвязь:

$$\mu = \frac{100\lambda}{1 + \lambda} \% ; \quad (196)$$

$$\lambda = \frac{\mu}{100 - \mu} . \quad (197)$$

Расчет основных параметров рабочих органов и технологического процесса

Для устойчивого хода лемехов по глубине и возможности разрушения почвенного пласта при копировании гребней величина нагрузки на копирующие катки (колеса) должна быть не менее 700 кг. При этом для устойчивого копирования диаметр и ширина обода копирующих колес должны устанавливаться из условия минимального погружения колес в почву.

Ширину и глубину подкапываемого пласта устанавливают в соответствии с данными о расположении гнезда клубней в почве, приведенными в гл. I. Хотя ширина гнезда не бывает более 300 мм, ширину подкапывающего рабочего органа необходимо принимать в пределах 450—500 мм для компенсации отклонений центра кустов от средней линии рядка и неточности ведения агрегата.

При междурядьях 700 мм ширину основного сепарирующего рабочего органа двухрядного комбайна устанавливают равной ширине захвата лемехов (1100—1200 мм). Устанавливать большую ширину сепарирующего рабочего органа нецелесообразно, так как пласт не рассредоточится по всей ширине.

Для исключения сгуживания массы при переходе с подкапывающего рабочего органа на основной сепарирующий скорость транспортирования массы v_t должна превышать скорость движения агрегата, т. е. отношение $k = \frac{v_m}{v_m}$ должно быть больше единицы. При несоблюдении этого условия в передней части сепарирующего рабочего органа масса будет накапливаться и разваливаться по сторонам. Особенно важно обеспечить это условие для качающегося грохота, так как при увеличении толщины слоя выше оптимального снижается скорость транспортирования и полнота просеивания почвы. Совместное действие этих факторов может привести к полному забиванию грохота.

На рис. 197 приведена номограмма, связывающая толщину h слоя на основном сепарирующем рабочем органе с глубиной H подкапывания и отношением скоростей $k = \frac{v_m}{v_m}$. Задаваясь до-

пустимой толщиной слоя на сепарирующем рабочем органе и зная глубину подкапывания, можно определить необходимое минимальное отношение k . Далее, задаваясь скоростью движения агрегата, устанавливаем необходимое значение скорости транспортирования v_t . Поскольку скорость движения агрегата зависит от состояния почвенного слоя, целесообразно регулировать скорость транспортирования материала основным сепарирующим рабочим органом (грохотом, элеватором). Необходимо предусматривать хотя бы две крайние скорости — для работы в зонах IA и IB (см. рис. 12).

Длина основного сепарирующего рабочего органа должна быть установлена такой, чтобы обеспечить при работе на комковатых почвах (зоны IB и IB на рис. 12) максимальное отделение мелкой почвы, так как поступление большого количества мелкой почвы снижает эффективность разрушения комков пневматическими баллонами. При этом коэффициент отделения почвы η_{1n} должен быть не менее 80%.

Функцией второго сепарирующего рабочего органа в данном случае является отсеивание мелкой почвы, разрушенной пневматическими баллонами, а также частичное разрушение и отсеивание комков, соударяющихся с поверхностью при прохождении их тонким слоем. При работе комбайна на некомковатой почве (зона IA на рис. 12) для достижения наибольшей производительности путем более эффективного использования сепарирующей способности второго сепарирующего органа коэффициент отделения почвы на основном сепараторе не должен быть выше 80%.

Коэффициент отделения суглинистой почвы по длине основного сепарирующего рабочего органа приблизительно может быть определен по формуле, выведенной на основе экспериментальных исследований:

$$\eta_{1n} = \frac{aL^b}{1 + aL^b}, \quad (198)$$

где a и b — коэффициенты, зависящие от механического состава и влажности почвы, а также от подачи. Значения коэффициентов a и b приведены в гл. VIII.

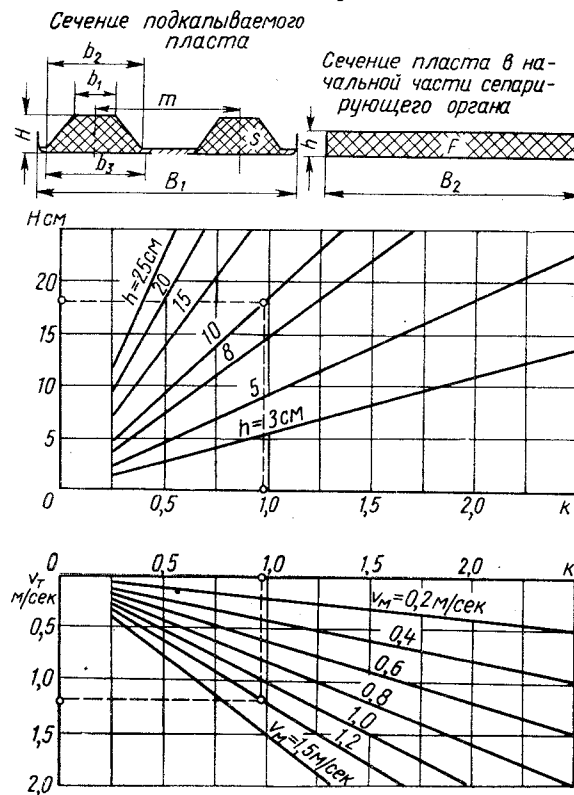


Рис. 197. Зависимость толщины почвенного пласта на основном сепарирующем рабочем органе от глубины подкапывания и соотношения скоростей транспортирования и движения машины

Анализ диаграмм просеивания почвы, приведенных на рис. 198 и 199, показывает, что при работе комбайнов с относительно небольшими подачами на комковатой почве интенсивное просеивание мелких частиц на основном сепарирующем органе

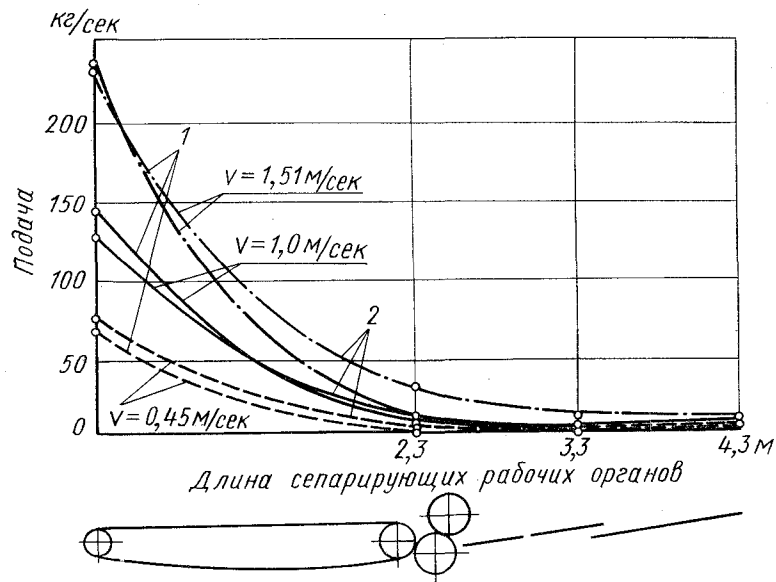


Рис. 198. Просеивание почвы сепарирующими рабочими органами комбайна (элеваторная модификация):
1 — опытное поле ВИСХОМа; 2 — совхоз «Малино»

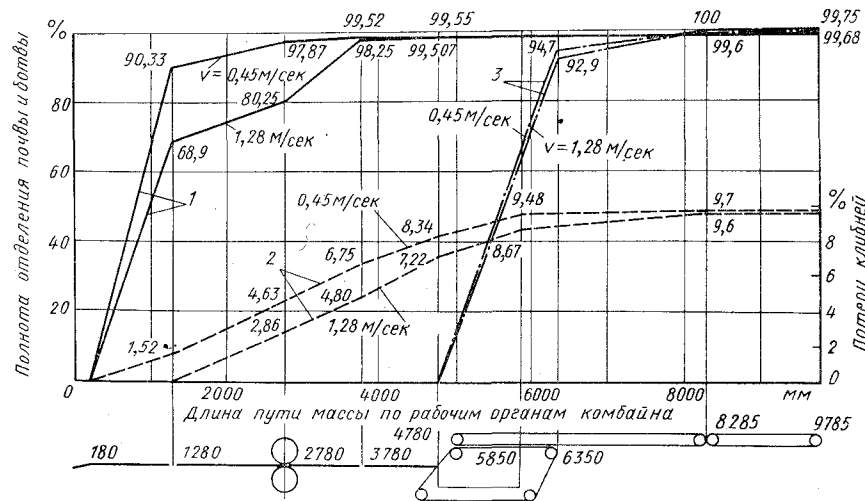


Рис. 199. Показатели технологического процесса комбайна ККУ-2 (грохотная модификация):
1 — почва; 2 — клубни; 3 — камни

проходит на 1,5 м, далее коэффициент отделения растет незначительно. Однако необходимость использования комбайна и в условиях некомковатых почв при высоких скоростях, а также конструктивные соображения, связанные с лучшей компоновкой последующих рабочих органов, заставляют увеличивать длину основного сепарирующего рабочего органа до 2,5 м.

Кинематические параметры основного сепарирующего рабочего органа определяют в соответствии с рекомендациями, данными в гл. VII и VIII.

Количество почвы, просеиваемое основным сепарирующим рабочим органом, приближенно может быть вычислено по формуле

$$q_{1n} = Q_n \eta_{1n} \text{ кг/сек.}$$

Расчет производительности баллонов ведется для почвенно-климатических условий, характеризуемых зонами IB и IB (см. рис. 12). В этих условиях комбайн работает при скорости движения 0,5—0,7 м/сек. Для исключения забивания баллонов при работе на повышенной скорости в зоне IA необходимо предусматривать подъем и отключение верхнего баллона.

Поступление почвы на комкоразрушающие баллоны определяется по формуле

$$Q_{2n} = Q_{1n}(1 - \eta_{1n}) \text{ кг/сек.} \quad (199)$$

Поступление клубней и ботвы не изменилось по сравнению с первым сепарирующим органом, т. е. $Q_{2кл} = Q_{1кл}$, а $Q_{2б} = Q_{1б}$. Следовательно,

$$Q_2 = Q_{1n}(1 - \eta_{1n}) + Q_{1кл} + Q_{1б} \text{ кг/сек.}$$

Для эффективной работы комкоразрушающих баллонов необходимо, чтобы комки и клубни проходили между баллонами в один слой с расстоянием между ними по длине и ширине, не меньшим среднего двойного диаметра комков и клубней. Для этого должно быть выполнено условие

$$Q_{2кл} + Q_{2n} \leq \frac{\pi D n g_{cp} b}{60 x^2}, \quad (200)$$

где D и b — диаметр и ширина баллонов в м;

n — число оборотов баллонов в минуту;

g_{cp} — средний вес компонентов (комки, клубни);

x — заданное расстояние между компонентами в м.

$$g_{cp} = \frac{\lambda g_n + g_{кл}}{1 + \lambda},$$

где g_n — средний вес почвенных комков в кг;

$g_{кл}$ — средний вес клубней в кг;

λ — засоренность клубней по весу (отношение веса комков к весу клубней).

При существующих параметрах баллонов допустимая подача материала на них, рассчитанная по формуле (200), составляет 25—30 кг/сек.

Количество почвы, просеиваемое вторым сепарирующим рабочим органом, расположенным за комкоразрушающими баллонами,

$$q_{2n} = Q_{2n} \eta_{2n} \text{ кг/сек,}$$

где

$$\eta_{2n} = \frac{aL^b}{1 + aL^b} \quad (201)$$

Коэффициенты a и b те же, что и для η_{1n} .

Длину L второго сепарирующего рабочего органа с учетом работы в тяжелых условиях следует устанавливать в пределах 1,5—1,8 м. При дальнейшем увеличении длины коэффициент отделения η практически не увеличивается даже при сепарации почвы, находящейся в пластичном состоянии.

Поступление массы на ботвоудаляющий транспортер

$$Q_3 = Q_{1n}(1 - \eta_{1n})(1 - \eta_{2n}) + Q_{1кл} + Q_{1б} \text{ кг/сек.} \quad (202)$$

Первый и второй компоненты (почва и клубни) проходят через широкие просветы этого транспортера и практически не выносятся им из машины. Коэффициент отделения ботвы ботвоудаляющим устройством равен 0,85—0,95, поэтому оставшаяся в незначительном количестве ботва практически на дальнейший технологический процесс не влияет и при расчете далее не учитывается.

Для устойчивости работы ботвоудаляющего устройства транспортерного типа скорость разреженного ботвыносящего транспортера v_6 должна быть установлена по уравнению

$$v_6 \geq \frac{Q_6}{\gamma b h} \text{ м/сек,} \quad (203)$$

γ — общий вес ботвы;

b — ширина транспортера;

h — зазор между прутками транспортера и ведомым валом ботвоприжимного транспортера.

При размещении в схеме комбайна и расчете параметров барабанного грохота с лопастями необходимо учитывать, что он является не только подъемно-сепарирующим устройством, но при правильном использовании может осуществлять также функции фрикционного сепаратора. Поэтому направление вращения его должно быть таким, чтобы клубни, скатывающиеся с лопастей раньше, чем примеси, попадали на одну часть переборочного стола, а примеси на другую. Угол между плоскостью лопасти и радиусом должен устанавливаться в пределах 5—10°.

Производительность подъемного барабана как транспортирующего рабочего органа должна быть

$$Q_4 = Q_{1n}(1 - \eta_{1n})(1 - \eta_{2n}) + Q_{1кл} \leq \frac{znbh}{60 \cdot 2} \gamma \text{ кг/сек,} \quad (204)$$

где z — число ковшей барабана;

n — число оборотов барабана в минуту;

b — ширина ковша в м;

h — высота ковша в м;

γ — объемный (насыпной) вес передаваемой массы в кг/м³.

Секундная подача клубней $Q_{1кл}$ при расчете второй, повышенной скорости барабана, так же, как и последующих рабочих органов, должна быть принята по формуле (188) максимальной $Q_{кл.мак}$. Ее можно определить исходя из того, что комбайн в легких условиях должен работать при скорости $v_m = 1,0 \div \div 1,2$ м/сек комбинированным способом. В этом случае, кроме выкопки двух рядков, комбайн подбирает клубни, уложенные валкообразователем с двух или четырех смежных рядков. Таким образом, при работе комбайна могут быть два крайних случая загрузки клубнями: около 800 шт/мин и 6000 шт/мин. Если учесть, что при работе на комковатой почве засоренность клубней не должна выходить из пределов 1 : 1—1 : 2, общее количество компонентов, поступающих в комбайн, составит лишь 1600—2400 шт/мин. Поэтому целесообразно регулировать скорости барабана и последующих рабочих органов при работе комбайна на низкой и высокой поступательной скорости.

Коэффициент отделения почвы барабаном очень низок (0,05—0,1), поэтому подача на разделительную горку $Q_5 \approx Q_4$.

Расположенная за подъемным барабаном фрикционная разделительная горка работает по принципу скатывания клубней вниз и подъема частиц почвы и других примесей вверх.

Для уменьшения встречных потоков целесообразно осуществлять периодичность подачи материала барабаном на горку со временем t_6 , определяемым по формуле

$$t_6 = \frac{2v}{g \cos \alpha (f_1 - f_2)}, \quad (205)$$

где v — скорость полотна горки;

α — угол наклона горки;

f_1 — коэффициент трения (качения) почвенных частиц;

f_2 — коэффициент качения клубней.

Время t_6 связано с параметрами подъемного барабана зависимостью

$$t_6 = \frac{60}{zn_6}. \quad (206)$$

Угол наклона разделительной горки

$$\alpha = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}, \quad (207)$$

где φ_1 и φ_2 — углы трения (качения) частиц почвы и клубней по прорезиненной ткани.

Допустимая величина подачи на фрикционную разделительную горку определяется в основном шириной ее полотна b , которую вычисляют по формуле

$$b \geq \frac{0,01Q_5}{g_{cp}}. \quad (208)$$

В связи с тем, что коэффициенты трения клубней и комков почвы частично совпадают, фрикционная горка разделяет поступающую массу комков и клубней на два потока: примеси с частью клубней (главным образом некруглой формы) и клубни с примесью комков округлой формы.

Для осуществления частичного саморазделения компонентов на переборочном столе, представляющем собой наклонную фрикционную горку с поперечным движением полотна, а также для ручной корректировки этого процесса компоненты должны располагаться на рабочем полотне стола в один слой с достаточным большим рассеиванием по поверхности (порядка 50%). Поэтому параметры переборочного стола должны быть установлены, исходя из неравенства

$$Q_5 \leq 0,5 \frac{bv_r}{d_{cp}^2} g_{cp}, \quad (209)$$

где d_{cp} — средний размер компонентов.

При этом необходимо учитывать, что для осуществления эффективной ручной переборки материала первая ступень линейной скорости полотна v_r не должна быть больше 0,35 м/сек.

При расчете сепарации клубней от комков почвы на переборочном столе на основании опытных данных принимается, что один рабочий при продолжительной работе отбирает 1,2—1,5 компонента (комка, клубень, камень) в секунду. Таким образом, производительность отбора i рабочих

$$Q_p = 1,2ig_{cp} \text{ кг/сек.} \quad (210)$$

Опытные данные показывают, что фрикционная разделительная горка разделяет массу на два потока. Причем коэффициент скатывания (разделения) клубней колеблется в пределах 0,6—1,0, а коэффициент отделения почвы в пределах 0,5—0,8. Принимаем наихудший случай, когда разделительная горка в сочетании с наклонным переборочным столом отделяет половину почвы. Таким образом, на нижнюю часть переборочного стола поступает почва в количестве $Q_{6n} = \frac{1}{2} Q_{5n}$. Клубни, вынесенные

вверх, должны быть отброшены вниз рабочими-переборщиками. Для расчета количества рабочих, необходимых для отбора клубней, принимаем среднее значение коэффициента выноса клубней 0,8, поскольку этот коэффициент может быть достигнут за счет увеличения засоренности почвой. Коэффициент отделения почвы возьмем наихудшим, равным 0,5. Тогда количество рабочих, необходимых для отбора клубней,

$$i_{кл} = \frac{Q_{5кл}(1 - \eta_{5кл})}{1,5g_{кл}}. \quad (211)$$

Эти рабочие располагаются с правой стороны переборочного стола и обеспечивают устранение потерь клубней, вынесенных разделительной горкой.

При непродолжительных перегрузках разделительной горки коэффициент отделения клубней может падать до 0,5 и рабочие не будут справляться с отбором клубней. В этом случае поток с примесями должен возвращаться на повторную сепарацию при помощи реверсивного транспортера. В легких же условиях, когда количество примесей невелико, разделительная горка должна быть поставлена под большим углом с тем, чтобы коэффициент отделения клубней приблизился к нулю. Необходимость в рабочих по отбору клубней при этих условиях отпадает.

Если рассчитать количество рабочих-переборщиков, необходимых для отбора комков, по наиболее тяжелым условиям, то оно будет неоправданно большим и вызовет увеличение габаритов переборочного стола и комбайна в целом. Кроме того, проведенными исследованиями установлено, что при расположении в ряд более четырех рабочих производительность их труда снижается.

Весовое количество почвы, отделенной рабочими-переборщиками,

$$g_{6n} = 1,5i_n g_n, \quad (212)$$

где i_n — количество рабочих, занятых на отборе почвы;

g_n — средний вес почвенного комка (0,1—0,15 кг).

Таким образом, подача массы в бункер может быть определена по следующему выражению:

$$Q_8 = Q_{8кл} + Q_{8n} \text{ кг/сек.} \quad (213)$$

Если не учитывать потери клубней отдельными рабочими органами (поскольку в сумме все потери не превышают 5—10%), то $Q_{8кл} = Q_{1кл}$.

Количество поступающей в бункер почвы

$$Q_{8n} = 0,45Q_{1n}(1 - \eta_{1n})(1 - \eta_{2n}) - 1,5i_n g_n \text{ кг/сек.} \quad (214)$$

Если первый член этого выражения становится равным второму или меньше его, то в бункер будет поступать чистый картофель.

Процесс разделения компонентов на переборочном столе наглядно может быть проиллюстрирован русловой диаграммой (рис. 200). На диаграмме показано три варианта отделения примесей: только ручным отбором (рис. 200, а) с предварительным частичным разделением по коэффициентам трения качения (рис. 200, б) и с механическим камнеотделяющим устройством (рис. 200, в).

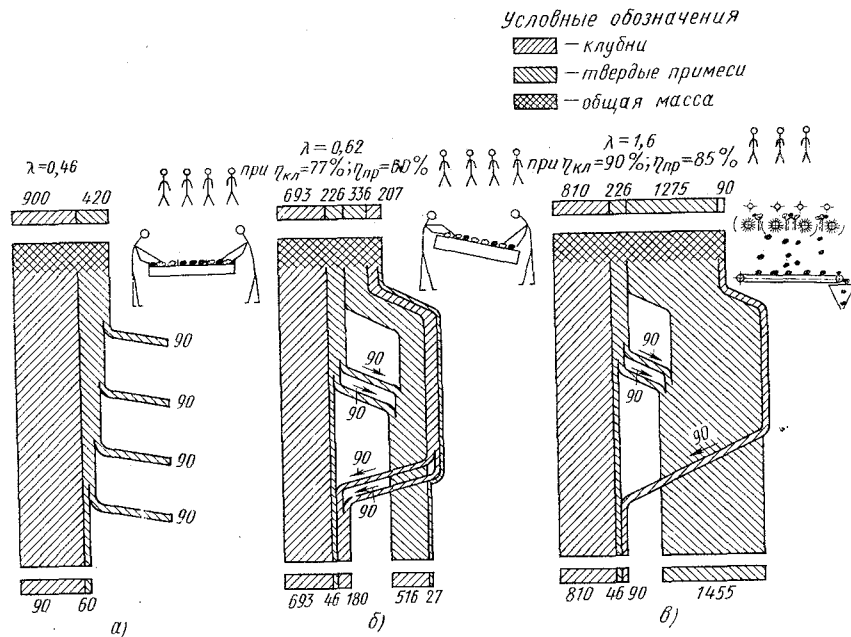


Рис. 200. Русловая диаграмма процесса разделения компонентов на переборочном столе (при $G_{кл} = 15 \text{ т/га}$, $m = 0,7 \text{ м}$, $g_{кл} = 70 \text{ г}$, $v_m = 1 \text{ м/сек}$)

Производительность комбайна на почвах с наличием твердых примесей зависит от ряда факторов. На рис. 201 представлена номограмма, определяющая количество посторонних тел, которое должно быть выбрано для достижения требуемой чистоты картофеля в зависимости от рабочей скорости и ширины захвата агрегата, урожайности, среднего веса картофеля, производительности выборки и количества рабочих, занятых на выборке.

Скорость движения при выкопке и число рабочих-переборщиков для картофелеуборочных комбайнов необходимо рассматривать как изменяемые величины, которые можно варьировать. Для построения номограммы принята урожайность $G_{кл} = 200 \text{ ц/га}$ при среднем весе клубня $g_{кл} = 70 \text{ г}$; производительность выборки $Q_A = 60 \text{ шт/чел.-мин}$; коэффициент использова-

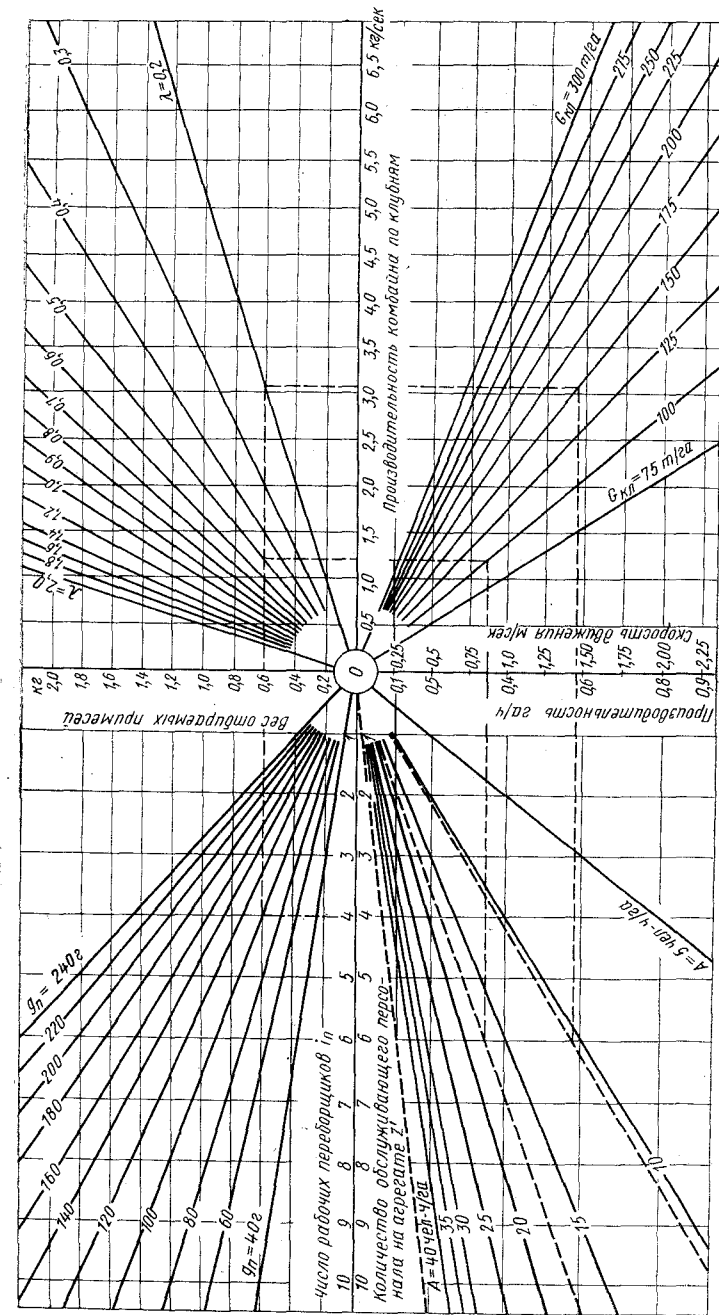


Рис. 201. Номограмма к определению производительности и затрат труда на картофелеуборочном комбайне

ния времени $K = 0,65$; ширина захвата для двухрядных комбайнов $B = 1,4$ м. Опытным путем установлено, что при работе комбайна с бункером-копильником необходимы два трактора с тележками (или один автомобиль-самосвал). Это значит, что при исчислении затрат труда к количеству рабочих-переборщиков необходимо прибавить три человека (два трактора x_2 и один комбайнер x_1). За наивысший допустимый предел затрат труда A принято 80 чел.-час/га , так как при этом наступает равенство труда по сравнению с выкопкой копателем и ручным подбором.

Переборочные транспортеры, применяемые на картофелеуборочных комбайнах, позволяют использовать не более шести рабочих-переборщиков. Из диаграммы, представленной на рис. 200, видно, что при работе двухрядного комбайна на комковатых или каменных почвах достаточно чистый картофель можно получить с шестью рабочими-переборщиками при содержании посторонних тел по количеству 16—18%.

При включении в схему комбайна рабочих органов транспортного типа (игльчатый отделитель, пальчатая лента со щеткой), осуществляющих механическое разделение компонентов, допустимая нагрузка на них определяется исходя из тех же соображений, что и нагрузка на переборочный стол [формула (209)]. Исключение составляет ручьево щеточный отделитель, в котором каждая щетка работает в сочетании со щитком.

Пропускная способность такого отделителя будет

$$Q'_5 = i_p v_T \frac{g_{cp}}{1,5 D_{cp}} \text{ кг/сек}, \quad (215)$$

где v_T — скорость транспортирования компонентов вдоль разделяющей щели в м/сек ;

D_{cp} — средний размер компонента в м.

Следует учесть, что современные механические сепараторы твердых примесей не обеспечивают полного разделения компонентов. Поэтому на комбайне должны оставаться хотя бы два рабочих-переборщика — один на контроле потока клубней, второй на контроле потока примесей. Тогда количество ошибочно отделенных клубней или примесей не должно достигать максимальной производительности переборки одного рабочего (клубни — 120 шт/мин , камни — 90 шт/мин).

Коэффициент отделения, который должен обеспечивать разделяющий орган при возрастании его загрузки, можно взять из рис. 202. Если загрузка составляет 1000 клубней/мин , то коэффициенты отделения клубней по количеству должны достигать 88%, в то время как для 1500 клубней/мин требуется уже 90%. Аналогичное положение при увеличении соотношения «камни-клубни» и постоянной загрузке клубней. Так, при 1000 клубней/мин и засоренности камнями 25% необходимый

коэффициент отделения камней должен быть 66%. При той же загрузке и засоренности 100% требуется уже коэффициент отделения 92%.

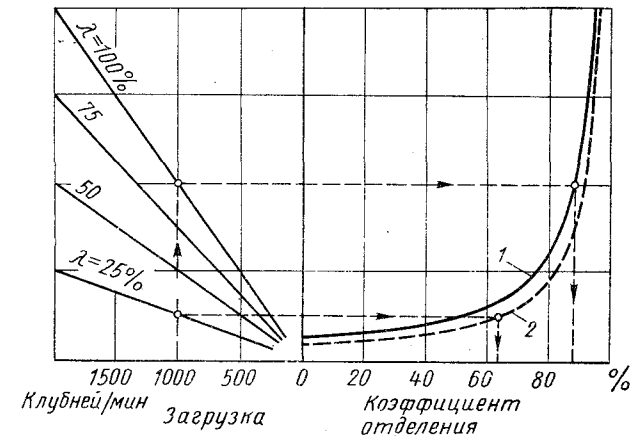


Рис. 202. Необходимые коэффициенты отделения механического разделяющего рабочего органа при двух рабочих-переборщиках (по одному на выборке ошибочно отделенных клубней и примесей):

1 — камней; 2 — клубней

Расчет вспомогательных рабочих органов, переходов и перепадов между рабочими органами

Пропускная (транспортирующая) способность вспомогательных рабочих органов (загрузочного транспортера, бункера с подвижным дном, транспортера примесей, скатного лотка и др.) может лимитировать производительность и снижать качество работы комбайна.

Большое значение для уменьшения потерь и повреждений клубней имеет правильное кинематическое и конструктивное оформление перепадов и переходов между рабочими органами.

Рабочие органы с ленточными транспортерами. При проектировании рабочих органов с ленточным транспортером (бункер с подвижным дном, переборочный стол, транспортер примесей) необходимо учитывать, что допустимый угол наклона ленты зависит от условий, в которых работает транспортер. При постоянной и равномерной загрузке ленточные транспортеры могут удовлетворительно работать при углах наклона 15—20°. Известен случай, когда картофель перемещался по ленте, наклонной под углом 30° [18]. Но в этом случае после прекращения подачи материала на транспортер последние частицы материала (клубни), лишённые опоры, соскальзывают вниз и не могут быть подняты лентой. При периодической и неравномерной подаче

материала подобные случаи будут иметь место каждый раз при прекращении или уменьшении подачи, что может повлечь потери клубней и их дополнительные повреждения. Поэтому угол наклона транспортерных лент, работающих в условиях неравномерных подач (переборочный стол, транспортер примесей), должен быть не более 12°. Угол наклона транспортера бункера с подвижным дном может быть принят 15—20°, так как выгрузка из него производится периодически, толстым слоем. Однако, при таком угле часть клубней будет каждый раз оставаться невыгруженной.

Натяжение ленты и расстояние между поддерживающими роликами также оказывают влияние на величину допускаемого угла наклона транспортера. С уменьшением натяжения ленты и увеличением расстояния между поддерживающими роликами увеличивается провисание ленты между роликами, вследствие чего угол наклона ленты при набегании на ролики будет больше среднего угла наклона транспортера.

Производительность любого транспортирующего устройства, перемещающего сыпучий или кусковой материал, свободно насыпанный на рабочий орган (ленту) транспортера, определяется формулой

$$Q = F\gamma v_r \text{ кг/сек}, \quad (216)$$

где F — площадь поперечного сечения слоя перемещаемого материала в м^2 ;

γ — насыпной вес материала в кг/м^3 (для клубней $\gamma = 660 \div 680 \text{ кг/м}^3$);

v_r — скорость ленты в м/сек .

Слой сыпучего материала, насыпанного на плоскую горизонтальную ленту, имеет сечение в виде равнобедренного треугольника с углами при основании, равными углу естественного откоса ρ , и основанием, равным ширине ленты B , или принимает форму очерченную параболой. Площадь поперечного сечения треугольного слоя, характерного для картофеля в смеси с почвой,

$$F_{\max} = \frac{B^2}{4} \text{tg } \rho \text{ м}^2. \quad (217)$$

Производительность транспортера в этом случае

$$Q_{\max} = \frac{B^2 \gamma v_r \text{tg } \rho}{4} \text{ кг/сек}. \quad (218)$$

Площадь поперечного сечения слоя чистых клубней, имеющего параболическое очертание, меньше, чем при треугольном сечении:

$$F_1 = \frac{B^2}{6} \text{tg } \rho \text{ м}^2. \quad (219)$$

Соответственно производительность транспортера

$$Q_1 = \frac{B^2 \gamma v_r \text{tg } \rho}{6} \text{ кг/сек}. \quad (220)$$

Производительность транспортера может быть повышена путем увеличения площади сечения перемещаемого материала при введении боковых щитков или лопастей на ленте.

В бункере с подвижным дном, выполненным в виде ленточного транспортера, для увеличения емкости высота боковых щитков принимается до 1 м. Клубни накапливаются на транспортере слоем 0,5—1,2 м и затем периодически выгружаются.

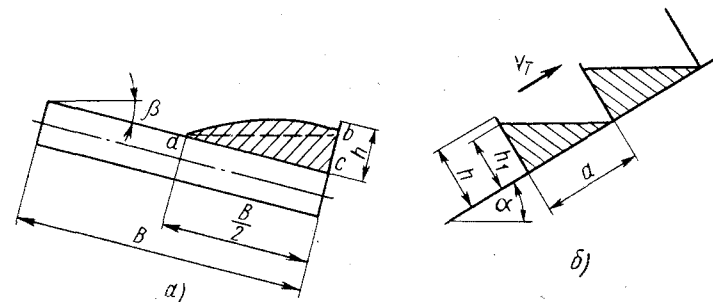


Рис. 203. Схемы к определению транспортирующей способности: а — наклонного переборочного стола; б — загрузочного транспортера

Оригинальным транспортирующим устройством, характерным только для картофелеуборочных комбайнов, является наклонный переборочный стол. Скорость ленты стола должна иметь две ступени — повышенную и пониженную.

Выше было установлено, что нижняя ступень скорости ленты, когда она используется для отбора твердых примесей от клубней, не должна быть больше 0,35 м/сек.

Вторая (повышенная) скорость переборочного транспортера должна обеспечивать транспортирование клубней при максимальной подаче на загрузочный транспортер. При установлении повышенной скорости оптимальные условия для переборки не принимаются во внимание, так как переборка не производится, а принимается во внимание только пропускная способность транспортера.

На основании схемы, показанной на рис. 203, а, повышенная скорость транспортера может быть определена по формуле

$$v_r' \approx \frac{3Q_{\text{кл max}}}{hB\gamma \cos \beta} \text{ м/сек}, \quad (221)$$

где β — угол наклона стола в град;

h — высота борта в м;

$\frac{B}{2}$ — ширина части стола, транспортирующей клубни, в м.

Для упрощения расчетной формулы дополнительная площадь сечения транспортируемой массы клубней сверх прямой ab учтена коэффициентом 1,3. Как показывает опыт, на лентах с продольным наклоном (подъемом материала вверх) не удается получить слой материала такой же высоты, как и на горизонтальном транспортере, при этом производительность транспортера уменьшается с увеличением угла наклона. При необходимости подъема материала на угол более 15° целесообразно применять транспортеры с лопастями.

Лопастный загрузочный транспортер. Скорость и параметры лопастного загрузочного транспортера (рис. 203, б) могут быть установлены из следующих соображений. Если v_T — скорость полотна транспортера; a — расстояние между планками, ω — объем ячейки и γ — насыпной вес клубней, то вес клубней в ячейке $g = \gamma\omega\psi$ кг, где ψ — степень заполнения ячейки.

Объем каждой ячейки

$$\omega = \frac{ah_1B}{2}.$$

В каждую секунду через какое-нибудь сечение транспортера пройдет $\frac{v_{mp}}{a} = v$ ячеек, следовательно, транспортер примет

$$m' = gv = \gamma\psi\omega \frac{v_{mp}}{a} \text{ кг/сек.}$$

Первую ступень скорости транспортера устанавливают исходя из загрузки комбайна при работе на пониженной скорости

$$v_T = \frac{Q_{кл}a}{\gamma\psi\omega} \text{ м/сек.},$$

вторую ступень — при работе на повышенной скорости

$$v_T' = \frac{Q_{кл} \max a}{\gamma\psi\omega} \text{ м/сек.}$$

Степень заполнения ячейки ψ для компенсации возможных перегрузок следует брать в пределах 0,7—0,8, а высоту лопасти h принимать равной 1,2—1,3 h_1 .

Направляющие и сбрасывающие щитки и делители. Сбрасывающие и направляющие щитки применяют в сочетании с ленточными транспортерами для сужения потока, перемещения материала поперек ленты, а также сбрасывания (разгрузки) материала с ленты. При помощи делителей разделяют поток на

двух переборочных столах. Размеры щитков должны устанавливаться такими, чтобы не было сгуживания материала и повреждений клубней. Тело, лежащее на ленте, дойдя до щитка, начинает двигаться вдоль последнего. Это движение является результатом переносного движения тела вместе с лентой со скоростью v_T и относительного движения тела по ленте со скоростью v_s (рис. 204, а). Скорость движения тела вдоль щитка v_c будет равна геометрической сумме скоростей v_T и v_s . Направление относительного движения тела весом G по ленте определится из равновесия сил, приложенных к телу (рис. 204, б).

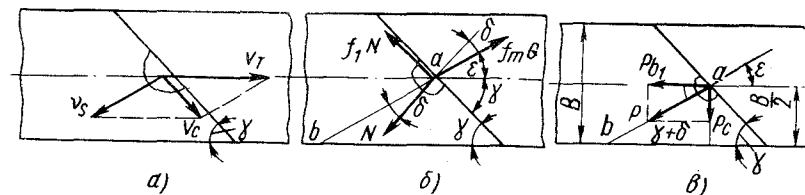


Рис. 204. Движение тела у направляющего щитка:
а — скорость движения; б — схема действующих сил

В общем случае на тело, кроме веса G , будут действовать три силы: 1) сила трения о ленту $F = f_m G$, направленная вдоль линии относительного движения тела по ленте; 2) реакция щита N и 3) сила трения тела о щит $F_1 = f_1 N$.

Спроектируем эти силы на нормаль к щиту

$$N - fG \cos \delta = 0$$

и на направление щита

$$f_1 N - fG \sin \delta = 0,$$

где δ — угол отклонения линии относительного движения тела по ленте от нормали.

Разделив первое уравнение на второе, получим

$$\operatorname{tg} \delta = f_1 = \operatorname{tg} \varphi_1,$$

откуда $\delta = \varphi_1$.

Из рис. 204, б имеем $\gamma = 90 - (\epsilon + \delta) = 90 - (\epsilon + \varphi_1)$. Очевидно, что $\epsilon > 0$, так как при $\epsilon = 0$ материал не перемещался бы поперек ленты. Поэтому условием поперечного перемещения материала является

$$\gamma < 90 - \varphi_1. \quad (222)$$

Для предотвращения повреждений клубней при протаскивании их по щиту, щит должен изготавливаться из материала с низким коэффициентом трения.

Скорости соударения клубней с поверхностями при сбрасывании их с транспортеров. При установлении скоростей ленточных транспортеров и прутковых элеваторов необходимо обеспечить не только их пропускную способность, но и минимальную повреждаемость клубней в результате соударений, возникающих при переходах клубней с одного рабочего органа на другой. Скорость полотна наклонных элеваторов и транспортеров необходимо уменьшить с увеличением угла наклона их к горизонту, чтобы избежать потерь и повреждений клубней.

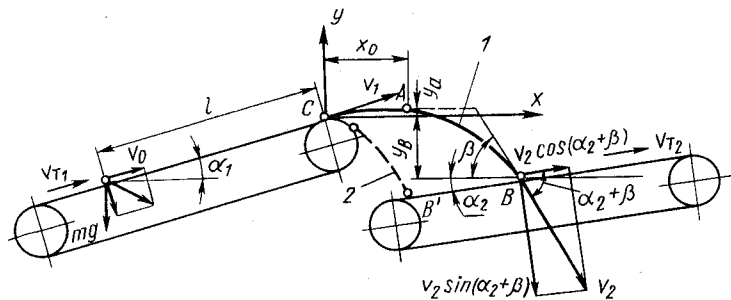


Рис. 205. Схема к определению скоростей соударения клубня при переходе с одного транспортера на другой

При большой скорости транспортера скорость материала может не достигнуть скорости полотна, в результате чего материал будет скользить по полотну, клубни будут повреждаться и, кроме того, будет наблюдаться излишний износ транспортера (элеватора). Поэтому целесообразно иметь скорость ленты транспортера (полотна элеватора) немного больше максимальной скорости, которую может приобрести материал, находящийся на ней.

Обозначив скорость ленты v_T , проекцию начальной скорости материала на направление движения ленты v_0 , найдем скорость v_1 , которую достигнет частица материала на длине l (рис. 205).

Рассматривая движение отдельной частицы материала, получим усилие, действующее на частицу в направлении движения ленты,

$$P = mg(f \cos \alpha - \sin \alpha).$$

По теореме об изменении кинетической энергии

$$\frac{m(v_1^2 - v_0^2)}{2} = mg(f \cos \alpha - \sin \alpha)l,$$

откуда

$$v_1 = \sqrt{2gl(f \cos \alpha - \sin \alpha) + v_0^2}. \quad (223)$$

Следовательно, конечная скорость материала не зависит от скорости ленты, поэтому нет смысла брать скорость ленты v_T , большей, чем v_1 .

В этом случае до подхода к барабану частица принимает скорость ленты и перемещается вместе с ней. Дойдя до барабана, материал и лента начинают вращаться вместе с барабаном. Могут быть два режима сбрасывания частицы с барабана: быстроходный (траектория 1 на рис. 205) и тихоходный (траектория 2). Эти режимы не зависят непосредственно от скорости

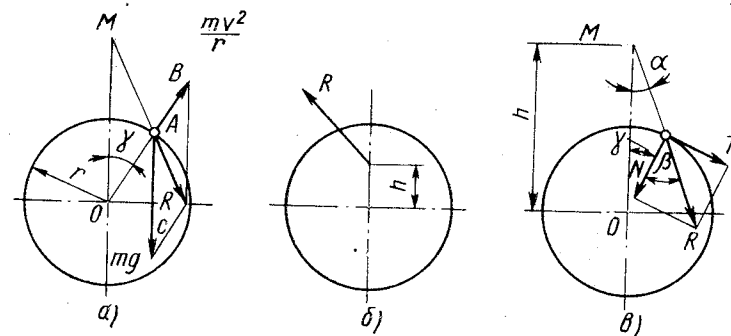


Рис. 206. Схема сил, действующих на частицу, находящуюся на ленте огибающей барабан:
а — общий случай; б, в — направление равнодействующей соответственно при быстроходном и тихоходном режимах

ленты и радиуса барабана, а зависят только от числа оборотов барабана.

Воспользуемся решением П. С. Козьмина [18], применив их к случаям, характерным для картофелеуборочных комбайнов. На частицу материала, находящуюся в произвольной точке А на барабане (рис. 206, а), будут действовать две силы: тяжести $G = mg$ и центробежная сила $J = m\omega^2 r = mr \frac{\pi^2 n^2}{900}$. Из подобия $\triangle OMA$ и $\triangle ABC$ имеем

$$OM = OA \frac{BC}{AB} = r \frac{mg}{m r \omega^2} = \frac{g}{\omega^2} = \frac{895}{n^2} = h. \quad (224)$$

Точку М пересечения равнодействующей с вертикалью, проходящей через центр вращения барабана, называют полюсом, а расстояние h его до центра вращения — полюсным расстоянием.

При $h < r$ (рис. 206, б) равнодействующая всегда будет направлена от барабана и, следовательно, частица отделится от материала в тот момент, когда на нее начнет действовать центробежная сила, т. е. когда лента с материалом коснется барабана. В этом случае полет частицы можно рассматривать как полет тела, брошенного под углом α_1 к горизонту со скоростью

v_r . Расположив начало координат в точке C , получим параметрические уравнения траектории движения частицы:

$$\begin{aligned} x &= v_r t \cos \alpha_1; \\ y &= v_r t \sin \alpha_1 - \frac{gt^2}{2}. \end{aligned}$$

Исключив из этих уравнений t_1 , получим

$$y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{gx^2}{2v_r^2 \cos^2 \alpha_1}. \quad (225)$$

В каждом частном случае при заданных координатах x и y по уравнению (225) можно определить необходимые значения v_r и α_1 . При проверке на повреждаемость клубней необходимо учитывать, что общая высота падения клубней в данном случае равна сумме $y_a + y_e$ (см. рис. 205). Чтобы сделать минимальными повреждения кожи клубней от касательных напряжений при соударении, необходимо соблюдать условие, вытекающее из рис. 205:

$$v_2 \cos(\alpha_2 + \beta) \approx v_{r_2}. \quad (226)$$

При $h > r$ (рис. 206, в) равнодействующая направлена внутрь барабана и будет осуществляться так называемый тихходный режим разгрузки материала.

Разложив равнодействующую на две составляющие — касательную T и нормальную N , получим условие, при котором начнется сползание материала вниз:

$$R \sin \beta \geq fR \cos \beta.$$

В тот момент, когда будет удовлетворено это условие, частица начнет скользить вниз по ленте. Угловая скорость частицы и, следовательно, центробежная сила, действующая на нее, будут увеличиваться. Как только сила нормального давления станет равной нулю, частица отделится от ленты и начнет свободно падать (рис. 207).

Уравнение движения частицы, находящейся в точке C , будет

$$mr \frac{d^2\varphi}{dt^2} = mg \sin \varphi - f \left[mg \cos \varphi - m \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 r \right]. \quad (227)$$

Разделив обе части на mr , получим

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} - f \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \frac{fg}{r} \cos \varphi - \frac{g}{r} \sin \varphi = 0.$$

Угол φ_1 , при котором частица начнет скользить по барабану, находим из условий: при $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = 0$, $\frac{d\varphi}{dt} = \frac{v}{r}$ и коэффициенте трения покоя материала о ленту

$$f = f_0 = \operatorname{tg} \varphi_0;$$

$$\varphi_1 = \varphi_0 - \operatorname{arc} \sin \left(\frac{v^2}{gr} \sin \varphi_0 \right). \quad (228)$$

Угол φ_2 , при котором частица отделяется от ленты, должен удовлетворять условию $N = 0$, т. е.

$$m \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 r = mg \cos \varphi_2. \quad (229)$$

Решая уравнение (227) для этих пограничных условий и произведя простейшие преобразования, получаем уравнение, связывающее углы φ_1 и φ_2 :

$$1,5 \cos \varphi_2 + 3f \sin \varphi_2 = \left[\frac{(1 + 4f^2)v^2}{2gr} + (1 - 2f^2) \cos \varphi_1 + 3f \sin \varphi_1 \right] \times e^{2i(\varphi_2 - \varphi_1)}. \quad (230)$$

Это сложное для точных решений уравнение проф. П. С. Козьмин рекомендует решать методом последовательных приближений, согласно которому, определив по уравнению (228) угол φ_1 , задаются углом $\varphi_2 > \varphi_1$, и, подставляя его в левую часть равенства, находят значение $(\varphi_2 - \varphi_1)$, а следовательно, и угол φ_2 . Подставляя полученное значение φ_2 в левую часть уравнения, находят снова значение $(\varphi_2 - \varphi_1)$.

Определив угол φ_2 по уравнению (229), находят угловую скорость частицы материала

$$\omega_1 = \frac{d\varphi}{dt} = \sqrt{\frac{g}{r} \cos \varphi_2},$$

а затем линейную скорость

$$v_1 = r\omega_1 = \sqrt{rg \cos \varphi_2}. \quad (231)$$

Отделившись от ленты, частица будет двигаться по касательной к ленте в точке C , отклоняясь от нее под воздействием силы тяжести. Через промежуток времени t_1 частица пройдет по касательной путь $x_1 = v_1 t_1$ и по вертикали путь $y_1 = \frac{gt_1^2}{2}$. Следова-

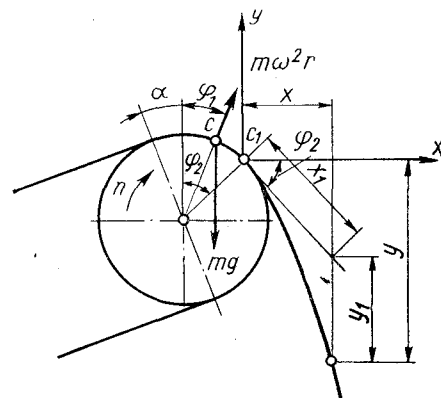


Рис. 207. Сбрасывание частицы при тихходном режиме

тельно, $y_1 = \frac{g}{2v_1^2} x_1^2$. Переходя к системе прямоугольных координат с началом в точке C_1 , получаем уравнение полета частицы

$$y = x \operatorname{tg} \varphi_2 + \frac{gx^2}{2v_1 \cos^2 \varphi_2}. \quad (232)$$

Как видно из уравнения, в данном случае траектория полета частицы не зависит от угла наклона транспортера. Хотя высота сбрасывания при тихом режиме и меньше, чем при быстром, скорость соударения клубня с поверхностью может быть большей, так как она определяется не только высотой сбрасывания, но и составляющей $v_1 \sin \varphi_2$. Вертикальную составляющую скорости соударения клубня вычисляют по формуле

$$u = v_1 \sin \varphi_2 + \sqrt{2gy}. \quad (233)$$

Энергетический расчет комбайна

При разработке схемы и проектировании картофелеуборочного комбайна необходимо знать и учитывать энергоемкости отдельных рабочих органов и комбайна в целом.

Мощность, потребляемая картофелеуборочным комбайном, затрачивается на передвижение N_n , преодоление сопротивления почвенного пласта подрезанию лемехами N_p и приведение в движение рабочих органов, выполняющих технологический процесс и транспортирующих материал, $N_{\text{ВОМ}}$

$$N = N_n + N_p + N_{\text{ВОМ}}. \quad (234)$$

Первый и второй компоненты представляют собой крюковую мощность, определяемую по формуле

$$N_{кр} = \frac{(P_n + P_p)}{75} v_m \text{ л. с.}, \quad (235)$$

где P_n — усилие на перекачивание комбайна;

P_p — усилие на подрезание пласта и передачу его на сепарирующие рабочие органы.

Третий компонент представляет собой мощность, потребляемую рабочими органами комбайна от ВОМ трактора.

Усилие на перекачивание комбайна весом 3,5—4 т на пневматических шинах по картофельному полю может быть ориентировочно подсчитано путем умножения веса комбайна на коэффициент перекачивания $f = 0,15 \div 0,20$:

$$P_n = fG \text{ кг}.$$

При использовании пассивных лемехов усилие на подрезание и передачу пласта на сепарирующие рабочие органы может

быть определено по формуле, рекомендованной С. И. Рустамовым и В. Н. Дроздовым:

$$P_p = kS + Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \varepsilon S v_m^2, \quad (236)$$

где k — удельное сопротивление почвы в $\text{кг}/\text{см}^2$; $\approx 0,6$
 S — площадь поперечного сечения подкапываемого пласта в см^2 ;

Q — вес пласта, находящегося на лемехе, в кг ;

α — угол наклона лемеха; ≈ 25

φ — угол трения почвы о сталь;

ε — коэффициент, характеризующий тип лемеха.

В двухрядных комбайнах с пассивными подкапывающими лемехами среднее усилие на подрезание пласта колеблется в пределах 350—400 кг . Применение качающихся лемехов на машинах грохотного типа снижает усилие на подрезание до 150 кг , однако при этом возрастает мощность, передаваемая через ВОМ.

Мощность, потребляемая сепарирующим и вспомогательными рабочими органами, приводимыми от ВОМ трактора, выражается формулой

$$N_{\text{ВОМ}} = \frac{M_{кр} n}{716,2} \text{ л. с.}, \quad (237)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент на ВОМ;

n — среднее число оборотов ВОМ в минуту.

Таким образом, полная мощность, затрачиваемая на выполнение технологического процесса,

$$N = \frac{M_{кр} n}{716,2} + \frac{fG + kS + Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \varepsilon S v_m^2}{75} v_m. \quad (238)$$

Из формулы (238) видно, что мощность, потребляемая комбайном, в основном зависит от энергоемкости сепарирующих и вспомогательных рабочих органов, веса комбайна, сечения подкапываемого пласта и скорости движения агрегата.

Результаты испытаний комбайна К-3 [45] показали, что изменения тягового усилия и соответственно крюковой мощности $N_{кр}$ в зависимости от глубины хода лемеха носят нелинейный характер (рис. 208, а). Это можно объяснить повышением плотности почвы с увеличением глубины подкапывания. Особенно резко возрастает тяговое усилие при глубине хода лемехов более 16 см ; применение активных боковин снижает тяговое усилие на 10—15%. При увеличении заглубления лемехов, так же как и при повышении поступательной скорости комбайна в результате возрастания секундной подачи почвы, возрастает и мощность, потребляемая рабочими органами комбайна от ВОМ (кривые 4—6 на рис. 208, б). Однако зависимость не такая крутая, как

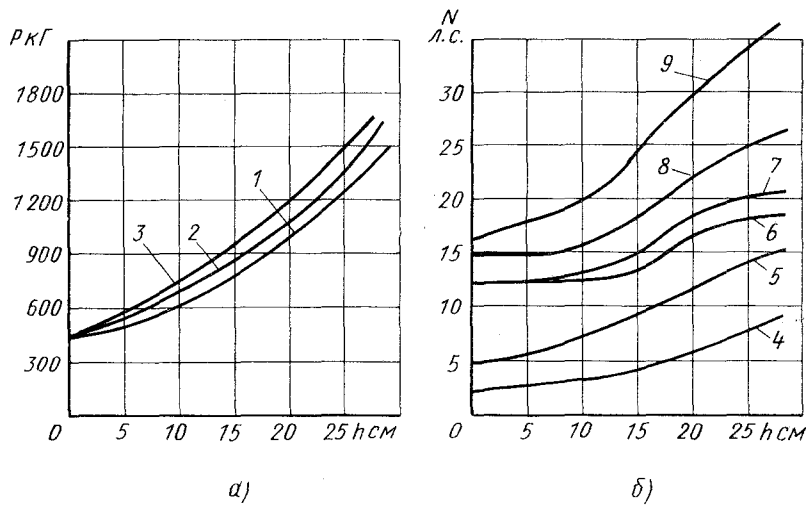


Рис. 208. Зависимости энергетических показателей комбайна К-3 от заглупления h лемехов:

a — тягового усилия; b — потребляемой мощности; 1, 4 и 6 — при скорости агрегата 0,5 м/сек; 2, 5 и 7 — при скорости агрегата 0,7 м/сек; 3, 6 и 10 — при скорости агрегата 1,0 м/сек

Таблица 31

Мощность, потребляемая отдельными рабочими органами комбайна КГП-2 (по данным ВИСХОМа)

Рабочие органы	Мощность в л. с.			
	Холостой ход		Рабочий ход	
	Среднее значение	Отклонения	Среднее значение	Отклонения
Качающийся грохот . . .	5,1	5,05—0,15	10,6	9,7—12,0
Баллоны комкодавителя	0,1	0,05—0,15	0,6	0,25—1,0
Транспортер комкодавителя	0,2	0,15—0,25	0,5	0,40—0,60
Сепарирующий элеватор	0,15	0,10—0,2	0,4	0,35—0,85
Ботвоудаляющее устройство	1,0	0,75—1,25	1,1	1,1—1,25
Подъемный барабан . . .	0,5	0,3—0,6	0,9	0,75—1,25
Переборочный стол и загрузочный транспортер	0,6	—	1,0	—
Выгрузочный транспортер	0,5	—	0,8	—
Мощность на ВОМ . . .	9,7	9,3—11,6	15,9	14,35—17,75
Крюковая мощность . . .	4,9	4,4—5,3	6,2	4,75—8,4
Общая мощность	14,6	13,7—16,9	22,1	19,1—26,15

Таблица 32

Мощность, потребляемая отдельными рабочими органами комбайна К-3 (по данным Рязанского ГСКБ)

Рабочие органы	Мощность в л. с.		Примечание
	Холостой ход	Рабочий ход при $v_m = 0,46$ м/сек $v_m = 0,78$ м/сек	
Основной элеватор: полотно	3,1	5,8	Линейная скорость элеватора 1,54 м/сек Число колебаний 540 в минуту; амплитуда 12 мм
механизм принудительного встряхивания	1,13—2,1	1,54—3,11	
Активные боковины	0,9	1,3	Число колебаний 427 в минуту; амплитуда 12 мм
Комкодавитель	0,15—0,25	0,5—0,9	Окружная скорость первого баллона 2,45 м/сек; второго баллона 2,81 м/сек Давление в баллонах 0,1—0,3 ат
Грохот	1,55—4	1,9—5,1	Число колебаний 430—610 в минуту; амплитуда 26 мм
Ботвоудалятель	1,4	1,6	Скорость прижимного полотна 1,3 м/сек; скорость полотна из редкораставленных прутков 4 м/сек

Рабочие органы	Мощность в л. с.			Примечание
	Холостой ход	Рабочий ход при		
		$v_m = 0,46 \text{ м/сек}$	$v_m = 0,78 \text{ м/сек}$	
Подъемный барабан	1,1	1,5	1,7	Число оборотов 7,1 в минуту
Переборочный стол	0,8	1,1	1,2	Скорость полотна 1 м/сек
Транспортер загрузки бункера	0,2	0,3	0,35	Скорость полотна 1,85 м/сек
Элеватор бункера: при выгрузке в рядом идущие транспортные средства при выгрузке из бункера	0,5 2,3	0,6 —	0,65 —	Скорость полотна 0,45 м/сек
Суммарная мощность комбайна: при сборке картофеля в бункер при выгрузке в рядом идущие транспортные средства при выгрузке из бункера	10,33—12,75 10,83—13,25 12,66—15,5	15,54—18,71 16,14—19,31 —	17,15—24,15 17,8—24,8 —	—

для крюковой мощности, так как значительная часть почвы отсеивается на основном сепарирующем рабочем органе и не оказывает влияния на энергоемкость последующих рабочих органов.

Суммарная мощность при поступательной скорости агрегата до 1 м/сек составляет для двухрядных картофелекопателей элеваторного и грохотного типа 12—16 л. с., а для двухрядных картофелеуборочных комбайнов 20—30 л. с.

Суммарная мощность, потребляемая зарубежными однорядными комбайнами, колеблется в пределах 9—14 л. с. при поступательной скорости агрегата 0,4—0,6 м/сек.

Мощность на привод рабочих органов от ВОМ у элеваторного картофелекопателя типа КТН-2 равна 9 л. с., у грохотного картофелекопателя типа КГ-2 — 10—12 л. с., у картофелеуборочных комбайнов типа К-3, КГП-2—15—18 л. с. Энергетические показатели по отдельным рабочим органам комбайна грохотного типа КГП-2 приведены в табл. 31, а элеваторного К-3 в табл. 32.

Показатели получены при работе комбайнов на тяжелом суглинке с оптимальной влажностью и поступательной скоростью агрегата 0,5 м/сек.

Из приведенных данных видно, что главным потребителем энергии на картофелеуборочном комбайне является основной сепарирующий рабочий орган независимо от его типа. При работе комбайна на скорости 0,46 м/сек основной элеватор комбайна К-3 потребляет 7,34—8,91 л. с. (45—46% всей потребляемой мощности), а качающийся грохот комбайна КГП-2 9,7—12,0 л. с. (65—68% всей мощности). Следует отметить, что хотя качающийся грохот и потребляет от ВОМ на 2—3 л. с. больше, чем основной элеватор, он не является более энергоемким по суммарной потребляемой мощности, так как он одновременно выполняет функции подкапывающего рабочего органа, снижая тяговую (крюковую) мощность на те же 2—3 л. с. Это обстоятельство является в ряде случаев (при работе на сыпучих или влажных почвах) весьма важным, так как у тракторов в этих условиях при достаточной общей мощности не хватает силы тяги из-за буксования ведущих колес.

Пути дальнейшего совершенствования картофелеуборочных комбайнов

Вопросы рационального агрегатирования с энергетическими средствами

Статистический анализ почвенных условий в разных районах страны показал, что для периода уборки картофеля наиболее характерно твердое состояние почвы. Однако и при твердом состоянии почвы процесс осуществляется комбайном в крайне различных, непрерывно изменяющихся внешних условиях.

Как показывают исследования, в силу статистической природы изменения характеристик внешних условий, принимаемых в расчетах постоянными, однажды установленный оптимальный режим работы комбайна не может оставаться таковым длительное время. Устранить возникающие нарушения технологического процесса при изменении условий в первую очередь можно посредством регулирования поступательной скорости уборочного агрегата. Поэтому одним из основных вопросов повышения производительности картофелеуборочных комбайнов является рациональный подбор энергетических средств, с которыми комбайны должны агрегатироваться. Типаж сельскохозяйственных тракторов, включающий тракторы классов 1,4 и 3 Т, исторически сложился на основе практики использования тракторов главным образом на массовых операциях, выполняемых в хозяйствах: пахоте, культивации, бороновании и т. д. При уборке картофеля к трактору предъявляется ряд специальных требований.

Ходовая часть трактора, с которым работает комбайн, не должна повреждать клубни, расположенные в грядках. Поэтому для агрегатирования с комбайном должен использоваться пропашной трактор. Однако основной пропашной трактор МТЗ-50 не удовлетворяет другим требованиям, выполнение которых необходимо для работы с картофелеуборочным комбайном.

На почвах повышенной влажности, а также на сыпучих почвах у колесного трактора класса 1,4 Т недостаточно тяговой мощности для передвижения комбайна в рабочем положении. Не удовлетворяет по этому показателю и трактор МТЗ-52.

Тракторы МТЗ-50 и МТЗ-52 не имеют достаточного набора скоростей в диапазоне 2—4 км/ч, необходимым для работы картофелеуборочного комбайна. В этом интервале предусмотрено всего две скорости, что явно недостаточно для работы комбайна в различных меняющихся почвенно-климатических условиях.

Следует отметить, что трактор «Беларусь» МТЗ-5 имеет в этом диапазоне пять скоростей и несмотря на меньшую мощность двигателя до сих пор более охотно применяется в хозяйствах для агрегатирования с картофелеуборочными комбайнами.

Современные тракторы снабжаются ступенчатыми коробками

передач. Следовательно, нельзя избежать значительной ступенчатости получаемых поступательных скоростей уборочного агрегата, что не позволяет поддерживать удовлетворительный технологический процесс при изменяющихся условиях работы.

Кроме того, остановки агрегата при переключении передач вызывают потери рабочего времени (3—5 сек) и дополнительные затраты энергии на преодоление сил инерции агрегата при трогании с места.

Очевидно, что наибольшей производительности можно достичь только при бесступенчатом регулировании скорости движения комбайна, для чего необходимо энергетическое средство (трактор или самоходное шасси) с бесступенчатой коробкой передач в диапазоне 1,5—6 км/ч.

За рубежом в последние годы с целью повышения производительности и качества работы начали создавать самоходные картофелеуборочные комбайны. Определенный интерес в этом отношении представляет самоходный комбайн фирмы Локвуд (США), который благодаря четырехступенчатой коробке и клиноремennому варианту позволяет получать нужную поступательную скорость. В последние годы многие другие зарубежные фирмы также переходят к выпуску самоходных картофелеуборочных комбайнов: Джон Бин (США), Джонсон (Англия), Фелла (ФРГ) и др.

Создание самоходных комбайнов с собственными двигателями в наших условиях приведет к удорожанию стоимости их производства и эксплуатации. Более целесообразно создавать навесной картофелеуборочный комбайн на универсальное самоходное шасси.

Наряду с работами по созданию универсального самоходного шасси необходимо приступить к разработке трактора МТЗ-80 (или Т-150) специальной модификации, удовлетворяющей основным требованиям агрегатирования с двух- и четырехрядными картофелеуборочными комбайнами, т. е. имеющей бесступенчатое регулирование скорости движения в интервале 1,5—6,0 км/ч; обеспечивающей тяговое усилие в этом диапазоне скоростей в пределах 1500—2000 кг и имеющей параметры ходовой системы, соответствующие междурядьям посадок картофеля.

Автоматическое регулирование величины загрузки и режимов работы¹

В современных комбайновых агрегатах, применяемых на уборке картофеля, тракторист не может следить за технологическим процессом, осуществляемым картофелеуборочным комбайном. Отсутствуют также какие-либо сигнальные устройства, по-

¹ При написании данного раздела использованы материалы канд. техн. наук А. И. Малько, опубликованные в трудах ВИСХОМа, вып. 50, 1969.

казывающие перегрузки и недогрузки комбайна. Поэтому даже при наличии бесступенчатого регулирования скорости движения агрегата, он не сможет выбирать наивыгоднейший режим. Кроме того, варьирование только скорости движения во многих случаях не сможет ликвидировать отклонения технологического процесса от наивыгоднейшего режима, характеризующегося тем, что процесс отсева мелкой почвы должен заканчиваться в конце сепарирующих органов, а содержание твердых примесей в оставшейся массе не должно превышать пропускную способность транспортера-переборщика.

На каменистых и комковатых почвах перегрузки транспортера-переборщика можно избежать, подобрав соответствующую скорость движения комбайна, но отсев мелкой почвы при этом из-за максимального динамического режима сепарирующих органов может быть преждевременным, вследствие чего будут резко увеличиваться повреждения клубней. Для снижения повреждения необходимо изменять режим работы сепарирующих органов.

Следовательно наиболее эффективно комбайн будет использоваться при непрерывном регулировании как скорости его движения, так и режима работы сепарирующих органов.

Картофелеуборочные комбайны имеют механизмы для изменения режима работы сепарирующих органов. Однако эти механизмы малоэффективны, так как в большинстве случаев пользоваться ими можно только при остановке агрегата. Кроме того, точность перенастройки сепарирующих органов целиком зависит от квалификации комбайнера, его способности визуально определять степень нагрузки комбайна и своевременно реагировать на ее изменение.

Регулирование поступательной скорости комбайна при фиксированном максимальном рабочем режиме сепарирующих органов, помимо улучшения качества работы, позволит повысить его производительность в благоприятных почвенно-климатических условиях, а регулирование режима работы сепарирующих органов позволит выполнить первое условие нормальной работы — заканчивать отсеивание мелкой почвы в конце сепарирующих органов.

Для достижения максимальной производительности комбайна его сепарирующие органы на некомпковатой, легкопросеиваемой почве должны работать с максимальными амплитудами и частотами колебаний сепарирующих поверхностей, а нормальная нагрузка их должна осуществляться соответствующим повышением скорости движения уборочного агрегата. При наличии в почве твердых примесей поступательная скорость ограничивается возможностью их отделения.

Из анализа вытекает, что для контроля технологического процесса картофелеуборочного комбайна и поддержания его в оптимальных пределах необходимо иметь не менее двух датчиков.

Первый датчик должен контролировать технологический процесс просеивания почвы на основном сепарирующем рабочем органе. При исследовании технологического процесса комбайна было установлено, что для эффективного дробления непрочных почвенных комков, более полного использования сепарирующей способности второго сепаратора, а также предотвращения излишних повреждений клубней на нем сход массы с основного сепаратора на комкодробящие баллоны должен составлять 15—25 кг/сек.

Если основной сепарирующий рабочий орган недогружен (вся почва просеивается полностью, не достигнув датчика), датчик должен давать соответствующий сигнал на вариатор скоростей энергетического средства и повышать скорость агрегата до тех пор, пока сход почвы с основного сепаратора достигнет 15—25 кг/сек.

При перегрузке основного сепарирующего органа датчик первоначально должен давать сигнал на вариатор, регулирующий интенсивность его рабочей поверхности. Если достигнут максимальный кинематический режим основного сепаратора, датчик должен давать сигнал на вариатор скорости энергетического средства, снижая ее до тех пор, пока перегрузка кончится. Однако этого датчика недостаточно, так как он не учитывает возможность отделения твердых примесей.

Второй датчик должен работать параллельно с первым и контролировать загрузку рабочих органов, отделяющих твердые примеси (на современных комбайнах — переборочного стола). Если этот рабочий орган не справится с отделением твердых примесей и в бункер пойдет засоренный картофель (более 20—30%), датчик должен передать сигнал на энергетическое средство и снижать поступательную скорость. При этом первый датчик должен параллельно, в связи с недогрузкой основного сепаратора, уменьшать интенсивность колебаний его рабочей поверхности.

Поскольку в этом случае первый датчик должен, в связи с недогрузкой основного сепаратора, дать энергетическому средству обратный сигнал — повысить поступательную скорость агрегата, сигналы второго датчика должны быть для вариатора скоростей главными. При командах второго датчика первый должен блокироваться.

Параллельная работа этих двух датчиков даст возможность автоматически поддерживать поступательную скорость агрегата и интенсивность колебаний основного сепаратора в оптимальных пределах. При этом должны обеспечиваться максимальная производительность и минимальные повреждения клубней.

Исходя из этих требований, можно представить структурную схему самонастраивающегося регулятора, осуществляющего оптимальное регулирование технологического процесса, следующим образом (рис. 209).

Первый контур этого регулятора с датчиком 2 контролирует величину схода массы с основного сепаратора.

Во втором контуре, регулирующем поступательную скорость, устанавливается сравнивающее устройство, к которому, помимо непрерывно поступающих сигналов от датчика 2, генератором периодически подаются через преобразователь 3 сигналы от датчика 7, измеряющего количество примесей, сходящих с транспортера — переборщика. Этим проверяется соответствие

регулируемого параметра, поддерживаемого первым контуром регулятора, загрузке транспортера-переборщика.

При недогрузке или перегрузке транспортера-переборщика примесями будет периодически изменяться (соответственно увеличиваться или уменьшаться) значение заданного первым контуром регулируемого параметра — скорости движения.

Таким образом, можно создать оптимальные системы регулирования, в которых сочетание регулирования режимов работы сепарирующих органов и скорости движения комбайнов позволит постоянно отыскивать и поддерживать наилучший режим. Наиболее важным и первостепенным вопросом разработки такой системы в настоящее время является выбор и обоснование контролируемых признаков и типа датчиков.

Рис. 209. Примерная структурная схема регулятора скорости и режима работы основного сепаратора карто-фелеуборочного комбайна:

1 и 6 — датчики; 2 и 7 — датчики; 3 и 8 — преобразователи; 4 — вариатор интенсивности колебаний основного сепаратора; 5 и 10 — серводвигатели; 9 — 11 — вариатор скорости двигателя

Рассмотрим показатели, характеризующие технологический процесс основного сепаратора, которые могут быть приняты в качестве контролируемых признаков для первого датчика.

Как было установлено, эффективность работы решета определяется коэффициентом отделения почвы η_n . Под коэффициентом отделения η_n при этом понимают отношение количества почвы, прошедшего сквозь решето, к количеству почвы, поступающей на рабочий орган Q_n :

$$\eta_n = \frac{q_n}{Q_n} = \frac{Q_n - Q_{сх}}{Q_n} \%,$$

где $Q_{сх}$ — количество почвы, ежесекундно сходящей с сепаратора.

Из результатов исследований основных сепараторов вытекает, что управляемыми параметрами, определяющими эффективность работы грохота, целесообразно иметь частоту колебаний решета n , а элеватора — амплитуду колебаний A . Для рабочих органов обоих типов управляемым параметром, оказывающим решающее влияние на эффективность сепарации, является загрузка, регулируемая изменением скорости движения.

При постоянной подаче почвы Q_n можно было бы взять в качестве контрольного признака вес прохода, как это, например, сделано лабораторией автоматики ВИСХОМа при разгруз-

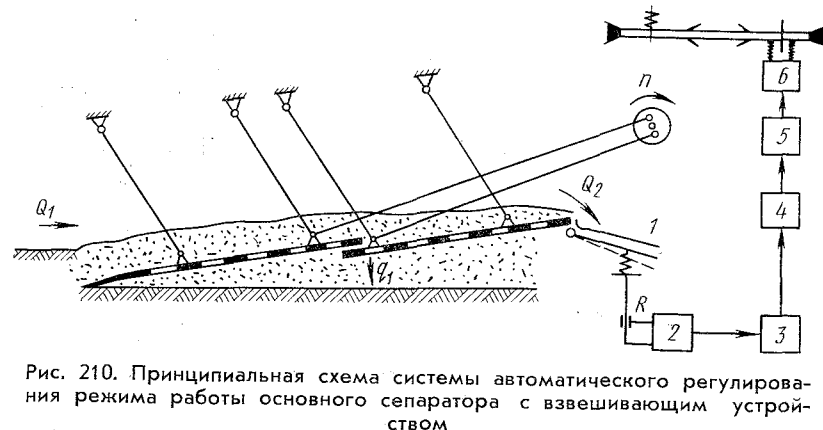


Рис. 210. Принципиальная схема системы автоматического регулирования режима работы основного сепаратора с взвешивающим устройством

ке системы автоматической оптимизации процесса очистки зерна. Однако в рассматриваемом случае подача почвы может непрерывно варьироваться в больших пределах и, кроме того, устройство для взвешивания просеиваемой почвы (прохода) конструктивно невозможно вписать в схему комбайна.

Более приемлемым признаком контроля является количество материала, сходящего с основного сепаратора в единицу времени. Принципиальная схема такого устройства показана на рис. 210. Определение нужного режима может осуществляться методом автоматического поиска с помощью системы экстремального регулирования. Такая система будет постоянно отыскивать и поддерживать режим сепарации, при котором с основного сепаратора ежесекундно сходит заданное количество почвы. Работа ее осуществляется следующим образом. Поступивший на основной сепаратор пласт Q_1 разделяется на две фракции: просеянную почву q_1 и непросеянную, сходящую с него, Q_2 . Фракция Q_2 поступает на весоизмерительный датчик 1, который выполнен в виде поворотного лотка с подпружиненными подвижным концом. Угол поворота лотка, а значит и степень сжатия пружины будут пропорциональны количеству материала, нахо-

дящегося на лотке в данный момент времени. Лоток кинематически связан с подвижным контактом реохорда R , включенного в измерительный мост 2, благодаря чему ток разбаланса моста будет пропорционален количеству фракции Q_2 . Этот сигнал датчика 1 поступает через усилитель 3 реле на устройство 5, занимающее и определяющее знак приращения, а далее на исполнительный механизм 6, регулирующий частоту колебаний решетки грохота.

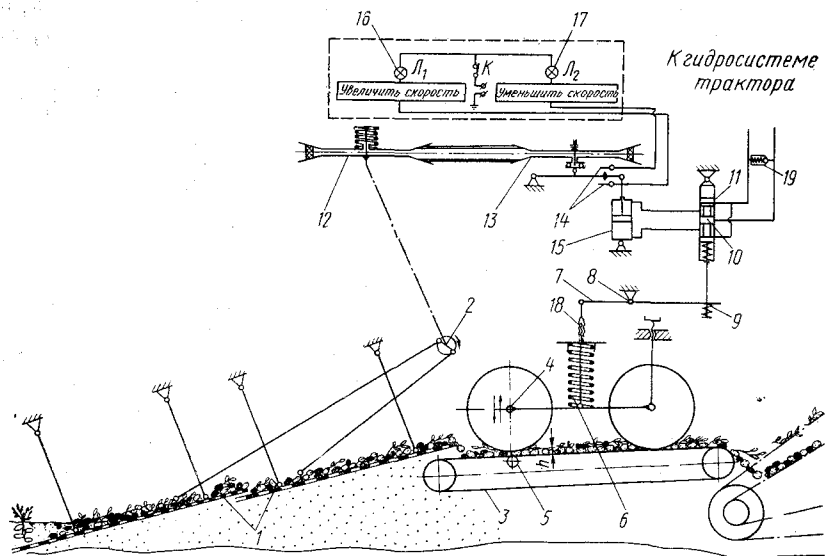


Рис. 211. Принципиальная схема автоматического регулятора к картофелеуборочному комбайну КГП-2

Однако взвешивание фракции на весоизмерительном лотке является довольно сложной технической задачей, поэтому А. И. Малько предложил упрощенный способ контроля количества материала, сходящего с основного сепарирующего органа путем замера толщины слоя. Принципиальная схема предложенного им автоматического регулятора к комбайну КГП-2 представлена на рис. 211. Основными узлами регулятора являются: датчик 4, 6, 7, 8; задатчик 18, гидравлический золотник 11; вариатор привода грохота 12, 13 с гидроцилиндром управления 15; система сигнализации 14, 16, 17 и гидросистема. В качестве измерительного элемента датчика используется передний баллон комкодавителя, закрепленный для этого шарнирно на валу заднего баллона.

Для нормального выполнения технологических функций передний баллон комкодавителя поджимается к полотну транспортера комкодавителя пружинами. Полотно транспортера комко-

давителя опирается на опорный ролик 5, чем устраняется прогиб полотна под давлением датчика и, следовательно, повышается точность замера проходящего под баллоном датчика материала. Перемещения датчика через поперечину, толкатель и двулучий рычаг передаются гидравлическому золотнику 11.

Задатчик 18 предназначен для ручного изменения настройки регулятора на необходимую (оптимальную для данных условий) толщину слоя материала, поддерживаемую работающим регулятором постоянной. Достигается это путем изменения положения плунжера золотника при неизменном положении датчика.

При изменении длины толкателя регулятор будет поддерживать соответственно большую или меньшую толщину слоя под баллоном датчика.

Гидравлический золотник 11 предназначен для распределения потока масла, идущего от гидросистемы трактора к гидроцилиндру 15 управления вариатором привода грохота, в соответствии с перемещением плунжера 10.

Система сигнализации, предназначенная для подачи сигналов трактористу при минимальных или максимальных оборотах ведомого шкива вариатора, состоит из двух контактов 14, установленных на корпусе гидроцилиндра, двух сигнальных лампочек 16 и 17, установленных в кабине тракториста, и электропроводов, соединяющих контакты и сигнальные лампочки с генератором трактора. В крайних положениях двулучий рычаг управления вариатором замыкает один из контактов, в результате чего загорается одна из сигнальных лампочек в кабине тракториста.

При нормальной (оптимальной) толщине слоя материала под баллоном датчика 4, установленной задатчиком 18, плунжер 10 золотника 11 находится в нейтральном положении, запирая обе полости цилиндра 15 управления вариатором; подаваемое насосом масло перепускается через предохранительный клапан 19; грохот 1 работает с установившейся частотой колебаний.

Отклонение толщины слоя материала от установленной вызывает перемещение датчика и плунжера золотника из нейтрального положения, при этом открывается доступ масла из гидросистемы к гидроцилиндру управления вариатором. В результате шток гидроцилиндра перемещается, соответственно изменяя частоту колебаний грохота до тех пор, пока слой материала под баллоном датчика не сравняется с заданным.

Если диапазон вариатора будет исчерпан (в результате очень большой перегрузки или недогрузки грохота), то двулучий рычаг управления вариатором в крайних положениях замыкает один из контактов 14, в результате чего в кабине тракториста зажигается сигнальная лампочка 16 или 17. Частые зажигания сигнальной лампочки указывают на необходимость изменения поступательной скорости движения агрегата в соответствии с цветом светофильтра лампочки. Рассмотренный принцип регули-

рования режимов приемлем и для комбайнов, снабженных элеваторами и спаренными пневматическими баллонами.

Принципиальная схема системы автоматического регулирования элеватора с активным встряхиванием применительно к комбайну ККУ-2 Дружба в элеваторной модификации приведена на рис. 212.

Как видно из схемы, регулирующим воздействием в данном случае является изменение расстояния l , на котором шатун 1 воздействует на колено 2 колебательного вала 4. Чем больше это расстояние, тем меньше амплитуда колебаний роликов 3, тем ниже интенсивность сепарации почвы на элеваторе. В качестве

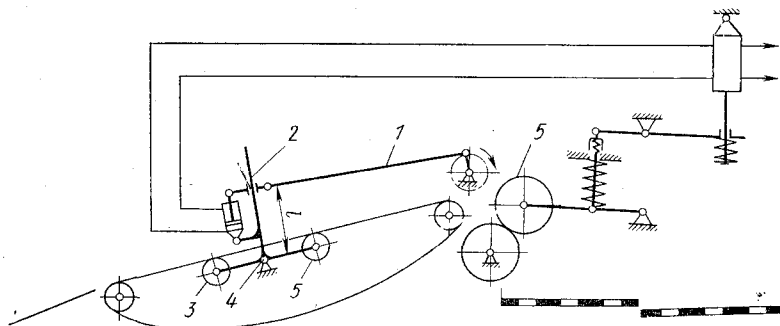


Рис. 212. Принципиальная схема автоматического регулирования амплитуды встряхиваний полотна основного элеватора в зависимости от толщины слоя

датчика в комбайне ККУ-2 служит верхний баллон 5 комкочувствителя.

Схема одного из вариантов механизма с автоматическим регулированием амплитуды встряхивателей разработана в ВИМе (см. рис. 62) [21]. Во время работы кривошип, вращаясь с постоянной угловой скоростью, посредством шатуна приводит в колебательное движение с постоянной амплитудой кулису. Точка C звена BC колеблется с амплитудой, зависящей от расстояния O_2C , т. е. от положения штока гидроцилиндра. Колебания точки C передаются посредством шатуна на рычаг вала встряхивателей со встряхивающими роликами. При полностью выдвинутом штоке гидроцилиндра амплитуда колебаний встряхивателей равна нулю. Для управления гидроцилиндром используется ползок, контролирующий толщину слоя материала, находящегося на элеваторе.

На рис. 213 приведена принципиальная схема системы автоматического регулирования элеватора с пассивными встряхивателями (по типу элеватора комбайна «Дальман»). Регулирующим воздействием в этой системе является перемещение роли-

ка 1, приподнимающего элеваторное полотно 2 над пассивными встряхивателями 3. Чем выше приподнятое полотно элеватора над встряхивателями, тем ниже интенсивность сепарации на нем почвы.

Анализ рассмотренных вариантов схем автоматических регуляторов основного сепарирующего рабочего органа показывает, что наиболее предпочтительны схемы, в которых датчиком является пневматический баллон, так как ползок может увеличить повреждения клубней. С точки зрения удобства регулирования более приемлем элеватор с принудительным встряхиванием.

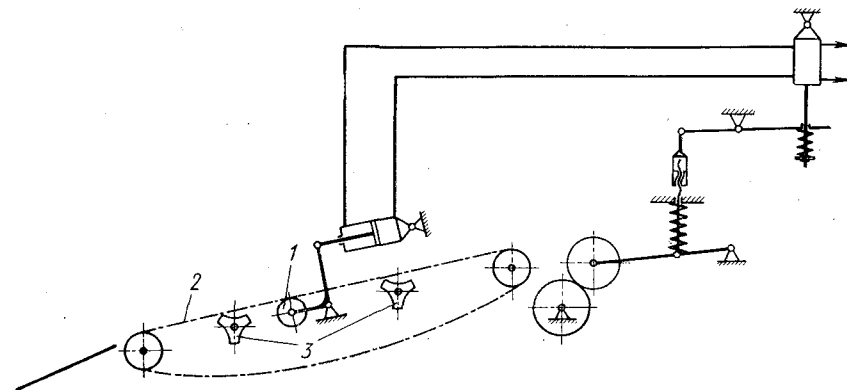


Рис. 213. Принципиальная схема автоматического регулирования интенсивности встряхиваний полотна основного элеватора со встряхивающими звездочками

Вопросы выбора и обоснования второго датчика, контролирующего засоренность клубней, поступающих в бункер комбайна, еще никем не изучались.

Очевидно, что в новых конструкциях картофелеуборочных комбайнов, в которых в качестве разделяющего устройства найдут применение радиометрические и рентгеновские сепараторы, роль контрольного датчика могут выполнять эти устройства, поскольку они подвергают контролю весь материал. При перегрузках, когда эти устройства начинают пропускать твердые примеси, они должны давать сигнал вариатору энергетического средства для снижения поступательной скорости.

В современных картофелеуборочных комбайнах, в которых для отделения твердых примесей используются механические устройства и переборочные столы, для контроля массы клубней необходимо установить специальные датчики. В качестве такого датчика в первую очередь следует проверить фотоэлементы и акустические устройства, описанные в гл. V. Эти датчики должны давать сигнал на увеличение или уменьшение поступательной скорости комбайнового агрегата.

Повышение производительности путем увеличения ширины захвата

Увеличить производительность картофелеуборочных комбайнов путем повышения их рабочих скоростей существенно не удастся. При работе комбайна в тяжелых условиях его рабочие органы настолько перегружены, что рабочую скорость приходится снижать. При работе в легких условиях, несмотря на то, что последующие органы остаются недогруженными, невозможно значительно повысить рабочую скорость из-за резкого возрастания тягового сопротивления, а также из-за сгуживания материала в приемной части комбайна вследствие перегрузки основного сепарирующего рабочего органа. Поэтому в последние годы предпринимаются попытки создания более производительных картофелеуборочных комбайнов путем увеличения ширины захвата. Так, например, образец четырехрядного самоходного комбайна создан в Голландии. Комбайн монтируют на трактор, который в агрегате с комбайном работает задним ходом. Процесс сепарации почвы осуществляется на прутковых элеваторах, которые выполнены из двух секций на каждые два рядка. Такая компоновка привела к большому весу комбайна (9 т).

Другим эффективным способом повышения производительности комбайнов, получившим распространение в последнее время, является комбинированная уборка картофеля. При этом способе уборки комбайн выкапывает два рядка картофеля и одновременно подбирает валок, уложенный в междурядье копалелем. Производительность комбайна при этом повышается в 2 раза и более. Недостатками данного метода уборки является необходимость иметь специальный копатель-валкоукладчик, вес которого достигает 2,5 т, а также дополнительный трактор, что усложняет организацию работ и снижает экономическую эффективность комбинированной уборки.

Анализ результатов испытаний показывает, что комбинированная уборка может быть осуществлена лишь в легких условиях, на хорошо сепарируемых почвах, не содержащих твердые примеси. В этих условиях двухрядный комбайн не может работать на повышенной скорости из-за перегрузки основного сепаратора, в то время как последующие рабочие органы справляются с удвоенной загрузкой. Следовательно, те операции, которые при комбинированной уборке выполняет валкоукладчик и комбайн-подборщик, мог бы выполнить сам комбайн при наличии у него дополнительной двухрядной секции, включающей подкапывающие рабочие органы и основной сепаратор.

Разработано несколько вариантов четырехрядных комбайнов, основанных на принципе сужения потока перед комкоразрушающими баллонами, которые можно разделить на два типа: с двукратным сужением потока (при подкапывании пласта и перед баллонами) и однократным. Сужение потока при подкапывании

крайних рядков может осуществляться плужными корпусами, выкапывающими дисками, швыряльными роторами и другими устройствами, а перед баллонами — поперечными или шнековыми транспортерами.

Схема одного из вариантов четырехрядного комбайна с однократным сужением потока перед баллонами показана на рис. 214. В этом комбайне используется почти без изменения приемная часть двухрядного комбайна ККУ-2, включая активный лемех 2, основной элеватор 3, пневматические баллоны 4, пневматические баллоны 5,

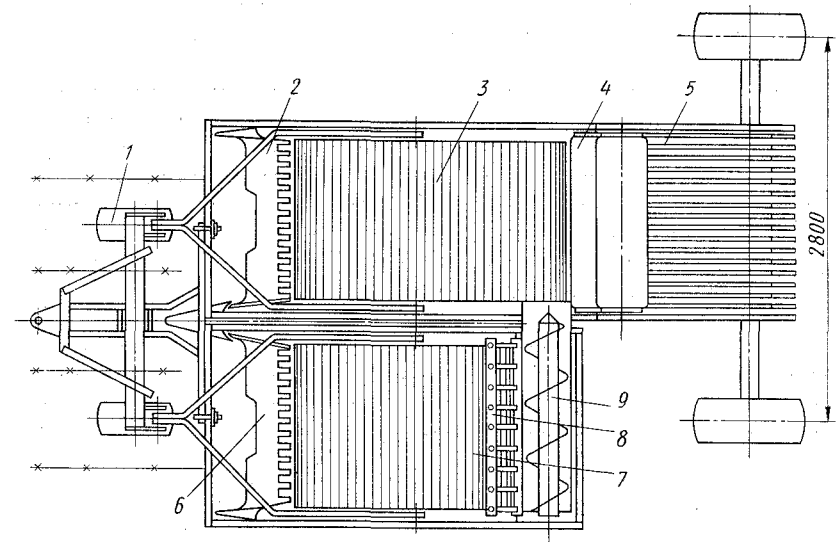


Рис. 214. Схема четырехрядного картофелеуборочного комбайна

грохот 5. Передняя часть рамы комбайна выполнена с учетом возможности навески на боковую сторону рамы дополнительной секции 6, производящей выкапывание еще двух смежных рядков картофеля, первичную сепарацию почвы элеватором 7 и частичное удаление ботвы ботвоудалителем 8. Оставшаяся масса подается в конец первого сепаратора комбайна посредством поперечного транспортера 9 ленточного или шнекового типа. Путем навески такой же секции справа можно превратить агрегат в шестирядный.

Кроме того, в комбайне должна быть увеличена пропускная способность последующих рабочих органов путем повышения скоростей. Для обеспечения симметричности расположения сил тяги при работе, как в двухрядном, так и в четырехрядном комбайнах передняя часть рамы с прицепным устройством и копирующими колесами 1 выполнена подвижной и может смещаться поперек рамы комбайна в сторону навешенной дополнительной секции на величину, равную ширине междурядья.

Для улучшения копирования микрорельфа поля при работе четырехрядного комбайна оно осуществляется раздельно основной и дополнительной подкапывающими секциями путем шарнирного соединения передних концов рам элеваторов с проушинами на концах коромысла копирующих колес, в то время как задние концы рам элеваторов шарнирно связаны соответственно с основной рамой комбайна и рамой дополнительной секции.

Установленный на раме комбайна перед внутренними боковинами лифтер-сошник, отводящий ботву и почву от боковин и направляющий их на рабочие части лемехов, предотвращает возможное забивание ботвой и почвой промежутка между смежными боковинами лемехов.

Такая компоновка картофелеуборочного комбайна позволяет не только значительно повысить его производительность при работе на легких и средних почвах, но и работать на тяжелых почвах, отсоединив дополнительную секцию, убирая только два ряда картофеля. Такой комбайн легче и проще специального четырехрядного.

Анализ стоимости машинной уборки картофеля показывает, что использование четырех- и шестирядных комбайнов вместо двухрядных целесообразно только на полях с легкими почвами и малой урожайностью. При высокой урожайности даже на легких почвах более оправдано применение двухрядных машин, которые в определенных условиях допускают переделку для увеличения захвата до четырех рядков.

1. Агрохимическая характеристика почв СССР. Труды Почвенного института им. Докучаева. Т. I и II. М., изд-во АН СССР, 1962.
2. Автухов И. В. Отделение клубней картофеля от прочных почвенных комков и камней воздушным потоком. «Тракторы и сельхозмашины», 1960, № 6.
3. Батяев Ф. И. Исследование работы фотоэлектрического отделителя клубней от комков почвы и других примесей. «Тракторы и сельхозмашины», 1966, № 9.
4. Бахтин П. У. Физико-механические и технологические свойства почв. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Т. I. М., «Машиностроение», 1967.
5. Блехман И. И., Дженелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. М., «Наука», 1964.
6. Бурмистрова М. Ф. и др. Физико-механические свойства сельскохозяйственных растений. М., Сельхозгиз, 1956.
7. Верещагин Н. И., Пшеченков К. Рабочие органы для возделывания уборки и сортирования картофеля. М., «Машиностроение», 1965.
8. Гладков Н. Г. Зерноочистительные машины. М., Машгиз, 1961.
9. Глухих Е. А., Сафразбекян О. А. Сепарация и источники потерь в картофелеуборочном комбайне КҚР-2. «Сельхозмашина», 1956, № 3.
10. Глухих Е. А. Исследования по механизации возделывания и уборки картофеля. Сб. Результаты исследований по механизации картофелеводства. М., ИКХ, 1960.
11. Горошко В. Д. Вопросы сепарации угля от сланцев. «Известия АН СССР. Metallургия и топливо», 1960, № 4.
12. Горячкин В. П. Собрание сочинений. Т. 1—3. М., «Колос», 1968.
13. Гудзенко И. П., Фирсов Н. В. Машины для возделывания и уборки картофеля. М., Машгиз, 1962.
- ✓ 14. Дорошев В. Н. Теоретическое обоснование ботвоудаляющего устройства транспортного типа в картофелеуборочном комбайне. Труды ВИСХОМ, вып. 40. М., 1963.
15. Клем Н. В. Изучение влияния приемов возделывания картофеля на комкообразование. Труды ВИСХОМ, вып. 32, М., Машгиз, 1962.
16. Козлов В. В. Исследование физико-механических свойств картофеля для обоснования технологии уборки методом теребления с одновременным подкапыванием. Труды Костромского СХИ. «Караваев», вып. 3. М., изд. МСХ РСФСР, 1963.
17. Коганов А. Б. Методы расчета поточных производственных линий на уборке урожая. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1963, № 3.
18. Козьмин П. С. Машины непрерывного транспорта и конвейеры. Ч. II. М.—Л., Машгиз, 1948.
19. Колчин Н. Н. Изыскание и исследование новых рабочих органов для отделения клубней картофеля от земли на тяжелых почвах пониженной влажности. Сб. Исследования по механизации и уборке картофеля. М., Сельхозгиз, 1958.
20. Крашенинников С. Н. К изысканию новых методов вторичной сепарации картофеля. Труды ВИМ., т. 33, М., 1963.
21. Кривоногов Н. И., Герасимов С. А. К обоснованию параметров стряхивателей сепараторов картофелеуборочных машин. «Тракторы и сельхозмашины», 1967, № 6.
22. Кузьмин В. М. Новые рабочие органы для отделения почвы от

клубней. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1964, № 4.

23. Лейкин Я. И. Основы классификации просеивающих машин. Труды ВНИИЗ, вып. 42. М., 1963.

24. Лурье А. Б. Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов. М., «Колос», 1967.

25. Макарець И. К. Почвенные показатели, характеризующие сопоставимость данных, полученных при испытаниях сельскохозяйственных машин. Труды ВИСХОМ, вып. 32. М., Машгиз, 1962.

26. Максимов Б. И. Изыскание и исследование нового сепарирующего рабочего органа картофелеуборочных комбайнов для работы на тяжелых почвах повышенной влажности. Сб. Исследования по механизации и уборке картофеля. М., Сельхозгиз, 1958.

27. Мацепуро М. Е. Технологические основы механизации уборки картофеля. Минск, Изд-во АН БССР, 1959.

28. Митрофанов В. С. Физико-механические свойства картофеля. Теория, конструкция и производство с.-х. машин. Т. 5. М., Машгиз, 1940.

29. Могилевский В. М. Устройство для отделения клубней картофеля от камней и почвенных комков, «Бюллетень изобретений», 1962, № 3.

30. Олевский В. А. Кинематика грохотов. М., Металлургиздат, 1941.

31. Олевский В. А. Конструкция и расчеты грохотов. М., Металлургиздат, 1955.

32. Осецкий В. М. Движение материала по вращающейся трубе с горизонтальной и наклонной осью. Сб. научных трудов Московского горного института, вып. 3. М., 1937.

33. Петров Г. Д. Исследование грохотов для сепарирования почвы на картофелеуборочных комбайнах. Труды ВИСХОМ, вып. 11. М., 1956.

34. Петров Г. Д. Применение грохотов в картофелеуборочных комбайнах. «Сельхозмашина», 1956, № 10.

35. Петров Г. Д. Направление работ ВИСХОМа в создании картофелеуборочных машин. Сб. Исследования по механизации уборки картофеля. М., Сельхозгиз, 1958.

36. Петров Г. Д. Картофелеуборочные машины СССР и США (обзор). М., ЦИНТИМАШ, 1962.

37. Петров Г. Д., Халабузарь В. И. Исследование центробежного барабанно-шнекового сепаратора для картофелеуборочной машины. Труды ВИСХОМ, вып. 40. М., 1963.

38. Петров Г. Д. Основы расчета технологического процесса картофелеуборочного комбайна. Труды ВИСХОМ, вып. 55. М., 1967.

39. Петров Г. Д. Картофелеуборочные машины. Справочник конструктора с.-х. машин. Т. 3. М., «Машиностроение», 1969.

40. Петров Г. Д., Диденко Н. Ф. Исследование процесса подкopa, транспортирования и сепарации почвы качающимся грохотом. «Тракторы и сельхозмашины», 1967, № 7.

41. Петров Г. Д. Опыт поточной механизированной уборки картофеля с применением комбайнов и сортировальных пунктов. Труды ВИМ. Т. 33. М., 1963.

42. Полуночев И. М. Исследование разрушаемости комков почвы в связи с комбайновой уборкой картофеля. Труды ВИСХОМ, вып. 32. М., Машгиз, 1962.

43. Размыслович И. Р., Ладутько С. Н. Экспериментальные лабораторные и полевые исследования битеров картофелеуборочных машин. В кн. «Сельскохозяйственную технику на уровень современных требований». Минск, БИМСХ, 1967.

44. Размыслович И. Р., Сташинский Р. С. Исследование условий

разрушения почвенного пласта сжатием при уборке картофеля. В кн. «Сельскохозяйственную технику на уровень современных требований». Минск, БИМСХ, 1967.

45. Рустамов С. И., Дроздов В. Н. Исследование энергетических затрат комбайна К-3. Доклады МИИСП. Т. III, вып. 1, 1966.

46. Сегалин В. Г. Применение радиоактивных изотопов для автоматизации в угольной промышленности. М., Госгортехиздат, 1960.

47. Синеоков Г. Н. Проектирование почвообрабатывающих машин. М., «Машиностроение», 1965.

48. Сорокин А. А. К обоснованию параметров колебаний сепарирующих органов картофелеуборочных машин. Труды ВИСХОМ, вып. 28. М., 1961.

49. Срапеняц Р. А., Саид-Ходжаев С. А. Радиометрический способ отделения клубней картофеля от примесей. «Тракторы и сельхозмашины», 1963, № 2.

50. Сташков В. В. Способ отделения от клубней картофеля примесей путем использования звука и устройство для его осуществления. «Бюллетень изобретений и товарных знаков», 1964, № 3.

51. Резниченко М. Я. Цилиндрические барабаны зерноочистительных машин. М., «Машиностроение», 1964.

52. Розов Н. Н. Проблемы почвоведения. М., Сельхозиздат, 1962.

53. Табачук В. И. Исследование повреждаемости клубней при уборке. Труды Ленинградского сельскохозяйственного института. Т. 2, вып. 7, 1953.

54. Тимофеев А. Н. К методике определения повреждений картофеля в зависимости от механических факторов. Сборник трудов по земледельческой механике. Т. 3. М., Сельхозгиз, 1956.

55. Ульянов А. Ф. Совершенствование технологии уборки зерновых и клубнеплодов. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1960, № 5.

56. Ульянов А. Ф., Семенов В. И. Новый способ уборки картофеля. Сб. «Земледельческая механика». Т. 9. М., «Машиностроение», 1966.

57. Baader W. Das Verhalten eines Schüttgutes auf schwingenden Siebrösten. In: 18, Konstrukteur Heft. Dusseldorf. VDI-Verlag. 1961, (Grundlagen der Landtechnik, H 13) (Im Druck).

58. Baader W. Abseibung von Erde in Kartoffelerntemaschinen mit umlaufenden Siebketten (Erste Ergebnisse). «Landtechnische Forschung», 1961, H. 2.

59. Baganz K. Einige Versuche über die Fremdkörperabscheidung ans Kartoffeln auf glatten, geneigten Bandern. «Deutsche Agrartechnik», 1958, H. 8, S. 339—341.

60. Gilmour W. D. An electronic potato scener. I. «Agric. Engin. Res.», 1960, 5, Nr. 4, p. 437—440.

61. Koch M. Ein neues Verfahren zum Trennen von Steinen und Kartoffeln mit Hilfe akustischer Impulse. «Grundlagen der Landtechnik», 1964, H. 2, S. 56—65.

62. Krause V. Voraussetzungen und Grenzen für den Einsatz von Lesepersonen an Kartoffelsammeltodern. «Landtechnische Forschung», 1963, H. 4 S. 100—113.

63. Neuchaus. Versuche mit Siben für Kartoffelerntemaschinen. «Die Technik in der Landwirtschaft», 1929, H. 10, S. 242—248.

64. Noack W. Feldversuche über Erdabsiebung. «Deutsche Agrartechnik» 1959.

65. Palmer J. Electronic Sorting of Potatoes and Clods by their Reflectance. «Journal of Agricultural Engineering Research», V. 6, Nr. 2, 1961.

66. Peis A. Patentanmeldung 1160682 vom 18.4.61 (45C), Patentblatt vom 2.1.64. «Trennbau für eine Vorrichtung zum Aussondern von Steinen aus Kartoffeln».

67. Röhrs F. Trennung von Kartoffeln und Steinen auf einen Gummifingerband mit Bürstenwalzer. «Landtechnische Forschung», 1964, № 2.

68. Schafer E. Trennung der Beimengungen von Kartoffeln in Sammelrotern. «Landbau Forschung», 1959, H. 2, S. 42—46.

69. Slight D. L. Potato Separation Using Electronic Discrimination. «Journal of Agricultural Engineering Research», V. 6, H. 2, 1961.

70. Sack H. Patentschrift Nr 3322, klasse 45c. Patentiert ab 12.1.1945. Tag der Ausgabe 17.8.1953. Kartoffelerntemaschine mit schwingendem Siebrost.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Часть I	
АГРОТЕХНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ УБОРКИ КАРТОФЕЛЯ	
Глава I. Картофель и технология его уборки	5
Характеристика культуры картофеля	5
Технологические приемы уборки картофеля и классификация картофелеуборочных машин	14
Агротехнические требования, предъявляемые к картофелеуборочным машинам	19
Глава II. Физико-механические свойства почвы как фактор, определяющий работоспособность картофелеуборочных машин	22
Почва и ее физико-механические свойства, влияющие на технологический процесс картофелеуборочных машин	22
Диаграмма состояния почв и разновидности процесса сепарации	34
Анализ почвенно-климатических условий районов страны с точки зрения работоспособности картофелеуборочных комбайнов	36
Районирование и типаж картофелеуборочных комбайнов и машин	40
Часть II	
ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И КОНСТРУКЦИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ	
Глава III. Подкапывающие рабочие органы	49
Основные требования и классификация	49
Элементы теории и расчета	52
Конструктивное оформление	58
Глава IV. Ботвоудаляющие рабочие органы	71
Рабочие органы для предварительного удаления ботвы	71
Рабочие органы для отделения ботвы в комбайне	77
Расчет ботвоудаляющего рабочего органа транспортерного типа	82
Глава V. Комкоразрушающие рабочие органы	88
Способы разрушения комков почвы	88
Принципы и теоретические предпосылки разрушения комков статическим сжатием	90
Конструктивное оформление рабочих органов для разрушения комков статическим сжатием	93
Принципы разрушения комков динамическим способом	96
Устройство для рыхления и дробления пласта на решетке качающегося грохота	99
Глава VI. Классификация сепарирующих рабочих органов	102
Принципы сепарации клубней от почвы и типы рабочих органов	102
Анализ рабочих органов просеивающего типа	104

Глава VII. Прутковые элеваторы	III
Типы прутковых элеваторов	111
Элеваторы с эллиптическими встряхивателями	112
Элеваторы с регулируемым встряхивателями	126
Экспериментальные исследования	138
Конструкции	142
Расчет и проектирование	146
Расчет вала основного элеватора на прочность	152
Глава VIII. Качающиеся грохоты	156
Специфические особенности качающихся грохотов картофелеуборочных машин	156
Теоретические предпосылки определения оптимальных режимов	157
Экспериментальное исследование транспортирования пласта	166
Особенности сепарации почвы на решетках	169
Особенности транспортирования изолированных тел	173
Экспериментальные исследования соударений частиц с решетом грохота и повреждаемости клубней	175
Рекомендации по выбору типа привода	178
Уравновешивание	179
Расчет и конструирование	181
Методика технологического расчета	187
Глава IX. Сепарирующие рабочие органы барабанного типа	188
Разновидности барабанных рабочих органов	188
Режимы движения частиц по цилиндрическим поверхностям с горизонтальной осью вращения	193
Закономерности осевого перемещения материала в наклонном барабанном грохоте	201
Разгрузка барабанного грохота с лопастями	206
Анализ рабочего процесса барабанных сепараторов при центробежных режимах	210
Расчет ведущего вала подъемного барабана	212
Глава X. Рабочие органы для отделения клубней от комков и камней	218
Методы отделения клубней от комков и камней	218
Показатели эффективности разделения смеси	230
Основы расчета фрикционных сепарирующих рабочих органов	231
Компоновка горок в схеме комбайна и расчет их параметров	247
Пальчатые горки	250
Щеточные сепараторы	251
Щеточный барабан в сочетании с пальчатым транспортером	254
Переборочные столы	259
Глава XI. Новые принципы автоматического отделения клубней от комков и камней	269
Специфические особенности сепарации с применением электроники	269
Сепарация с использованием электрических свойств компонентов	270
Сепарация с использованием звуковых импульсов	276
Сепарация по отражательной способности света	279
Сепарация с использованием радиоактивных излучений	282

Глава XII. Вспомогательные устройства	291
Механизмы для регулирования	291
Несущие конструкции	293
Выгрузные устройства	301

Часть III

ПОСТРОЕНИЕ И РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Глава XIII. Тенденции развития технологических схем картофелеуборочных комбайнов	306
Картофелеуборочные комбайны Западной Европы	306
Картофелеуборочные комбайны США	320
Картофелеуборочные комбайны ГДР	324
Развитие конструкций картофелеуборочных комбайнов в Советском Союзе	327
Классификация картофелеуборочных комбайнов	335
Глава XIV. Расчет картофелеуборочного комбайна	345
Производительность и загрузка комбайна	348
Показатели технологического процесса	351
Расчет основных параметров рабочих органов и технологического процесса	353
Расчет вспомогательных рабочих органов, переходов и перепадов между рабочими органами	365
Энергетический расчет комбайна	374
Глава XV. Пути дальнейшего совершенствования картофелеуборочных комбайнов	380
Вопросы рационального агрегатирования с энергетическими средствами	380
Автоматическое регулирование величины загрузки и режимов работы	381
Повышение производительности путем увеличения ширины захвата	390
Литература	393

Геннадий Дмитриевич Петров
КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫЕ МАШИНЫ

Редактор издательства *М. Н. Журавлева*

Переплет художника *А. Я. Михайлова*

Технический редактор *Л. П. Гордеева*

Корректор *А. М. Усачева*

Сдано в производство 3/II 1971 г.
Подписано к печати 14/XII 1971 г.
Т-15341 Тираж 1800 экз. Печ. л. 25,0
Уч.-изд. л. 25,25 Бумага типографская № 1
Формат 60 × 90/16 Цена 2 р. 77 к. Зак. 541

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»,
Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

Экспериментальная типография ВНИИ
полиграфии
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Москва К-51, Цветной бульвар, 30