

Рис. 11.1. Схема однобарабанного бильного молотильного устройства:
1 – вал; 2 – диск; 3 – подбичник; 4 – бич; 5 – подбарабанье

В период уборки относительная влажность воздуха изменяется в зависимости от погоды и времени суток. В соответствии с этим изменяется влажность обмолачиваемого материала, на которую оказывает влияние засоренность посевов. Из-за этого возникает необходимость в постоянном изменении линейной скорости бичей. Для бесперебойной работы в непрерывно изменяющихся условиях молотильно-сепарирующие устройства оборудуются вариаторами изменения частоты вращения барабана на ходу комбайна.

Увеличение линейной скорости бичей приводит к значительным повреждениям зерна: при скорости удара 36 м/с может повреждаться до 75 % зерна. Для устранения данного недостатка окружная скорость барабана ограничивается критической скоростью удара, при которой происходит разрушение зерна или появление на нем трещин и микрповреждений. По данным лабораторных исследова-

ний критическая скорость, приводящая к значительному повреждению зерна, примерно на 30 % превышает допустимые линейные скорости бичей при обмолоте различных культур (табл. 11.1).

Таблица 11.1. Допустимые линейные скорости бичей

Наименование культуры	Линейная скорость бичей, м/с
Пшеница, рожь, овес, ячмень	29–30
Горох, соя, подсолнечник, гречиха	14–15
Просо, кориандр	22–23

Ограничение окружной скорости барабана приводит к тому, что получить полный вымолот зерна из колосьев путем удара невозможно. Ударом выделяется, как показали исследования молотильного устройства комбайна, до 70...75 % зерна, а остальное его количество выделяется при протягивании колоса между барабаном и подбарабаньем. Схема этого процесса представлена на рис. 11.2.

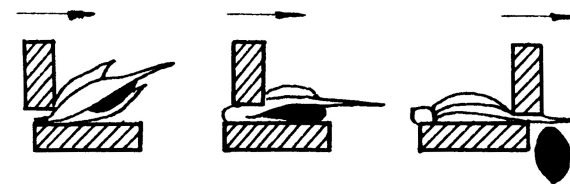


Рис. 11.2. Схема процесса выделения зерна из колоса при протягивании его через молотильный зазор

Обмолот в МСУ происходит в результате многократных ударов по стеблям и колосу при протаскивании массы через молотильный зазор между барабаном и подбарабаньем (декой). Барабан захватывает массу бичами, нанося по ней удары, и продвигает ее по молотильному зазору. Скорость перемещения массы зависит как от скорости вращения барабана, так и от величины молотильного зазора. Верхний слой стеблей движется значительно быстрее нижнего, соприкасающегося с подбарабаньем.

Подбарабанье установлено относительно барабана с зазором, уменьшающимся по направлению к выходу от $\Delta_{вх}$ до $\Delta_{вых}$ (см. рис. 11.1). В результате этого скорость движения стеблевой массы по деке увеличивается и происходит растягивание слоя, способствующее сепарации зерна через подбарабанье.

Под действием центробежной силы вымолоченные зерна и мелкие соломистые частицы сепарируются через подбарабанье и поступают на транспортную доску грохота.

Академиком И. Ф. Василенко в развитие теории молотильного устройства проведено исследование процесса, происходящего между барабаном и подбарабаньем, при помощи высокочастотной (1500 кадров в секунду) киносъемки (рис. 11.3). Установлено, что бич, ударя по слою соломы, изгибает его. Затем бич, имея большую скорость движения, чем скорость движения соломы, проходит над слоем, прижимая его к подбарабанью. Таким образом, происходит радиальная пульсация слоя соломы с частотой, равной произведению количества бил на число оборотов барабана в секунду. Под воздействием бичей солома продвигается вперед. Процесс движения подобен тому, как ползет гусеница.

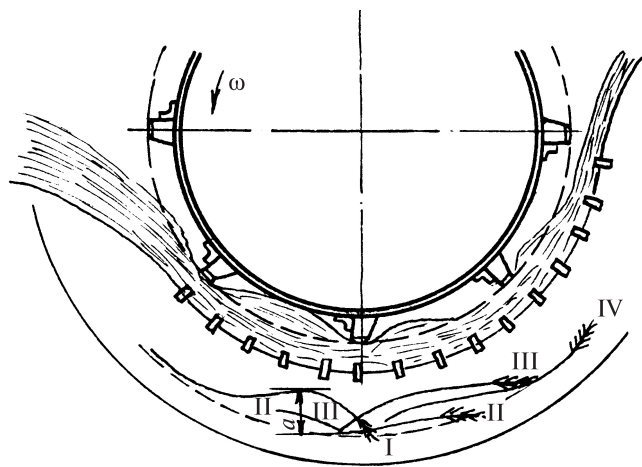


Рис. 11.3. Схема обмолота в молотильном устройстве (снято с помощью высокочастотной киносъемки; частота вращения барабана — 1000 мин⁻¹; количество бил — 8)

Таким образом, процесс обмолота состоит из таких фаз:

- а) удар бича по подаваемой массе;
- б) радиальная пульсация слоя стеблей;
- в) волнообразное движение слоя стеблей к выходу через зазор.

На выходе происходит вытягивание многослойного потока стеблей в более тонкий слой путем сообщения ему волнообразного

движения с уменьшающейся амплитудой по мере приближения к выходу.

При изучении прочности связи зерна с колосом методом центрифуги и пружинным классификатором обмолачиваемости было установлено, что сила и работа на выделение отдельных зерен из колоса изменяется по закону нормального распределения. Экспериментальные данные по пшенице дают возможность разделить ее в зависимости от обмолачиваемости на три группы (табл. 11.2).

Таблица 11.2. Работа на выделение зерна из колоса пшеницы

Группа по обмолачиваемости	Работа A , Дж					
	минимальная		средняя		максимальная	
	от	до	от	до	от	до
Труднообмолачиваемые	3	5	60	80	120	160
Средней трудности обмолота	3	4	50	60	90	120
Легкообмолачиваемые	2	3	30	40	50	80

Для определения скорости планок мотовила, ударом которых из колоса выбиваются наименее прочно связанные с ним зерна, нужно принимать значение A_{\min} . Для определения скорости обмолота, если поставить задачу вымолотить ударом наиболее прочно связанные с колосом зерна, нужно принимать значение A_{\max} .

Процесс обмолота зависит также от степени спелости зерна. Созревание зерна в колосе происходит не одновременно. Раньше спелость зерна наступает в средней части колоса, позднее — в вершине и основании. Это вызывает различие плотности зерна и прочности связи его с колосом. Наибольшую плотность и наименьшую прочность связи имеют зерна в середине колоса. Зерна в вершине колоса прочно связаны с ним, и на их выделение затрачивается работа в 10...20 раз большая, чем для средних зерен.

Прочность связи зерна с колосом определяется усилием, которым оно удерживается в цветоложе и в колосе чешуями. Усилие P_1 на отрыв зерна от цветоложа в 2,5 раза превышает силу P_2 , какой оно удерживается чешуями. В зависимости от спелости зерна эти усилия изменяются. Сила P_1 по мере созревания зерна уменьшается, а сила P_2 увеличивается. С увлажнением колоса сила P_2 увеличивается в 1,5...1,8 раза.

Таким образом, обмолот должен разрушать связи зерна с колосом, не повреждая его, и дополнительно создавать условия для

максимального выделения зерна из соломы. Это возможно при условии дифференцированного воздействия рабочих органов молотильного устройства на различные части колоса.

Для определения энергии на вымолот зерен из колоса нужно принимать среднее значение величины работы A_{cp} , соответствующее максимальной частоте нормальной кривой ее распределения. При этом скорость обмолота определяется по эмпирической формуле А. Ф. Соколова. Она не должна превышать критическую скорость разрушения зерна:

$$v_6 = \frac{1}{(1+\varepsilon)\cos\alpha} \sqrt{\frac{2A_m}{m}} < v_p, \quad (11.1)$$

где A_m – работа выделения из колоса наиболее прочно удерживаемых в нем зерен; m – масса зерен; α – угол между направлением удара и осью зерна; ε – коэффициент восстановления при ударе зерна в пленке о бич; v_6 – окружная скорость барабана; v_p – критическая скорость разрушения зерна ударом бича.

Величина коэффициента ε изменяется в зависимости от влажности. Для влажного свежесобранного зерна, влажность которого превосходит 16 %, ε можно принять равным 0,1, для сухого зерна $\varepsilon = 0,2$.

Определенное влияние на процесс обмолота зерна в молотильно-сепарирующем устройстве оказывают другие сопутствующие факторы. Исследования показывают, что на общее движение продукта существенно влияет воздушный поток, создаваемый барабаном. Этот поток может вызывать завихрения, способствовать сгуживанию продукта и образованию толчкообразной подачи. Для выяснения картины воздушного потока, создаваемого молотильным барабаном, представляет интерес исследование действующей модели молотильного устройства, погруженного в воду. Для исследования была построена модель, для которой получено число Рейнольдса, приближающееся к значению данного числа для молотильного устройства, как этого требуют законы подобия явлений. Исходя из этого можно считать, что картина водяных потоков создаваемых моделью, подобна картине воздушного потока, создаваемого молотильным устройством. Работа модели показана на рис. 11.4.

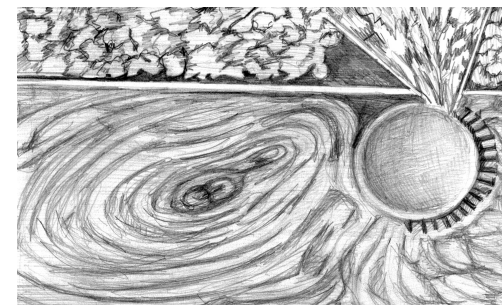


Рис. 11.4. Фотография работы модели барабана в воде

Штифтовое МСУ состоит из барабана с зубьями, расположенными по винтовой линии, и подбарабанья. Обмолот в штифтовом молотильном устройстве происходит в результате многократных ударов по стеблям и колосу при протаскивании массы между штифтами подбарабанья. Зубья барабана захватывают стебли и сообщают им скорость, близкую к скорости барабана; колосья ударяются о зубья подбарабанья, протаскиваются между их боковыми гранями, в результате происходит выделение зерна и разрыв стеблей.

Хорошая захватывающая способность штифтового молотильного устройства повышает его производительность, улучшает обмолот влажных и засоренных посевов, однако значительное дробление соломы требует дополнительных затрат мощности, а увеличение образующейся массы мелких солоmistых частиц затрудняет выделение и последующую очистку зерна. С учетом этого штифтовые устройства применяются в основном для уборки труднообмолачиваемых культур.

На ряде комбайнов зарубежных фирм применяются многобарабанные МСУ (например, система APS фирмы CLAAS). В них назначение и рабочий процесс первого барабана подобен штифтовому с дополнительным эффектом ускорения массы. Барабан-ускоритель системы APS обеспечивает увеличение скорости движения материала, идущего на обмолот, до 11...12 м/с. Это сопровождается началом выделения зерна из колосьев. Основной молотильный барабан доводит скорость движения массы до 20 м/с. Степень сепарации зерна в МСУ возрастает за счет:

увеличения центробежных сил, выбрасывающих свободные зерна через отверстия в подбарабанье;

растягивания растительной массы и облегчения прохождения зерен в нижние части слоя.

Обмолот системой APS высокопроизводителен.

В практике мирового комбайностроения известно большое разнообразие молотильных устройств различных конструкций. Довольно широкое распространение получили двухбарабанные устройства. При этом возможны различные способы их сочетания при переработке обмолачиваемой массы (рис. 11.5):

а) с непосредственным расположением одного барабана за другим;

б) с перекидным битером верхнего действия, работающим «через себя»;

в) с промежуточным битером (нижнего действия), работающим «под себя» и осуществляющим функцию промежуточной сепарации;

г) с непосредственным расположением второго барабана за первым с попутной передачей вороха и противоположно направленным вращением.

Схемы различаются характером траектории потока вороха. Ворох, продвигаясь под действием первого молотильного барабана к выходу, теряет под деку до 70...80 % находящегося в нем зерна. Оставшееся зерно опускается из верхних, ближайших к барабану слоев потока, в нижние, расположенные ближе к деке слои, оказываясь в благоприятном для сепарации положении. На этом рабочий процесс на первом подбарабанье прерывается и ворох переходит на второе подбарабанье. От характера этого перехода, т. е. от того, насколько сохранится сложившееся на сходе с первого подбарабанья благоприятное для сепарации распределение зерен, зависит эффективность работы второго барабана.

В конструкции молотильного устройства со встречной подачей потока (рис. 11.5, а) при переходе на второй барабан происходит встречный удар вороха о рабочие элементы второго барабана. Структура потока нарушается, зерна перераспределяются, рассредоточиваясь по всей толщине потока. Уменьшение концентрации зерна в слое приводит к уменьшению интенсивности сепарации. Отсюда следует ожидать пониженного сепарирующего эффекта на втором подбарабанье. Отрицательным сопутствующим явлением в этом случае выступает и дополнительное повреждение зерна

вследствие жесткого встречного удара рабочих элементов второго барабана по потоку вороха.

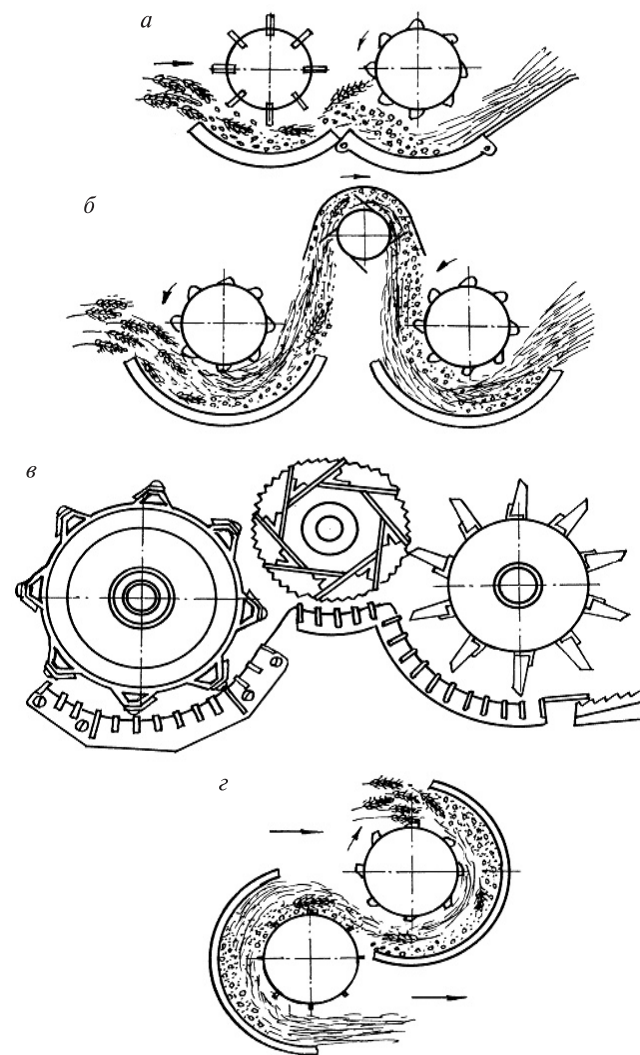


Рис. 11.5. Конструктивные схемы двухбарабанных молотильных устройств: а – со встречной подачей потока; б – с использованием перекидного битера; в – с использованием промежуточного битера; з – с попутной передачей вороха

Осуществление передачи вороха в молотильном устройстве с промежуточным битером (рис. 11.5, в) не вносит принципиальных изменений в характер перераспределения зерен в потоке вороха: процесс протекает аналогично рассмотренному. Воздействие промежуточного битера не сохраняет благоприятного распределения зерна в нижних (ближайших к деке) слоях потока вороха к моменту поступления его на второе подбарабанье. Этим также снижается сепарирующее действие второго барабана. Однако схема с промежуточным битером имеет преимущество перед первой схемой вследствие дополнительного выделения зерна промежуточным битером.

В устройствах с перекидным битером и с попутной передачей вороха (рис. 11.5, б, г) поток переходит с первого барабана на второй по касательной. Это в значительной мере снижает повреждение зерна от встречного удара.

Наибольшее практическое применение получили двухбарабанные молотильные устройства с промежуточным битером или с непосредственной последовательной передачей материала от одного барабана к другому.

В середине 70-х гг XX в. альтернативой «классическому» тангенциальному молотильно-сепарирующему устройству комбайнов стало аксиально-роторное МСУ. Растительная масса в нем обмолачивается также благодаря воздействию на нее бичей, но в процессе обмолота она совершает винтовое движение. В аксиально-роторном МСУ барабан с декой и соломотряс заменены ротором и полностью или частично ($120...170^\circ$) решетчатым кожухом.

В результате исследований установлены следующие преимущества аксиально-роторных МСУ перед тангенциально-роторными:

- снижение до 3 раз дробления зерна и до 0,5 % потерь его распылом;
- увеличение на 3...4 % сбора зерна при уборке полеглых растений;
- сокращение до 5 раз потерь вымолоченного зерна в соломе при работе на участках с углом склона больше 7° ;
- менее интенсивное снижение показателей качества при изменении эксплуатационных параметров (зазора между ротором и декой, частоты вращения ротора и подачи массы);
- уменьшение количества подшипников и механизмов передач.

Однако для аксиально-роторных МСУ с неподвижным и частично (в нижней зоне) решетчатым кожухом характерны и недостатки:

повышение перебивания соломы, что ведет к перегрузке решет очистки мелким ворохом и росту потерь зерна;

интегрирование передачи энергии к одному рабочему органу – ротору вместо нескольких (барабана, битеров, соломотряса), что увеличивает силовую напряженность работы механизма передачи и энергоемкость процесса;

забивание отверстий неподвижного решетчатого кожуха, особенно при повышенной влажности и засоренности посевов, что приводит к недопустимым потерям.

Известно аксиально-роторное МСУ с вращающимся решетчатым кожухом. Оно включает ротор с лопастной задней частью и полностью (на 360°) решетчатый вращающийся кожух (рис. 11.6).

Применение такого МСУ обеспечивает:

- повышение на 10...12 % коэффициента интенсивности выделения зерна из соломы по сравнению с неподвижным кожухом;
- уменьшение длины ротора и скорости движения массы в пространстве между ротором и кожухом, что снижает до 20 % требуемую на привод ротора мощность;
- снижение до 2 раз травмирования зерна;
- повышение технологического и технического уровня машины (облегчаются доступ к сепарирующим поверхностям и их очистка, уменьшается забивание молотильного пространства, а также снижаются затраты времени на переоборудование для уборки различных культур).

Исследования технологического процесса работы аксиально-роторных МСУ показали, что в пространстве между ротором и кожухом ворох движется по винтовой траектории, совершая в пределах

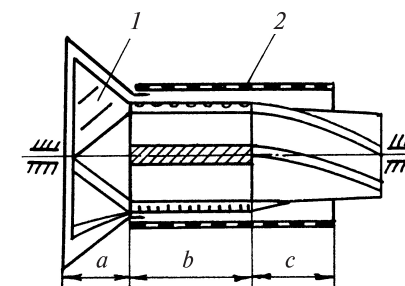


Рис. 11.6. Схема аксиально-роторного молотильно-сепарирующего устройства: а – заходная зона; б – молотильно-сепарирующая зона; в – сепарирующая зона; 1 – ротор; 2 – вращающийся кожух

МСУ около 1,5 витков. Общее количество ударов в 3,0...3,5 раза больше, чем в тангенциально-роторном устройстве, при этом около 47 % ударов наносится в заходной части ротора. Вращение кожуха ротора в попутном направлении с частотой 28...42 мин⁻¹ снижает дробление зерна в 3 раза, полнота выделения зерна достигает 94...95 %.

11.2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС БИЛЬНОГО ТАНГЕНЦИАЛЬНО-РОТОРНОГО МСУ

Поступающая в молотильный зазор обмолачиваемая масса с нарастающей скоростью уносится бичами и не препятствует подаче следующей порции, поэтому пропускную способность для условий входа обмолачиваемой массы можно определить по уравнению

$$q = \Delta l \eta U_1 \rho, \quad (11.2)$$

где Δ – толщина потока массы на входе; l – длина барабана; η – коэффициент использования длины барабана; U_1 – скорость массы на входе; ρ – объемная масса.

Забивание устройства не произойдет, если бич сообщит единице порции массы m_1 импульс $P\Delta t$, равный или больший количеству движения $m_1 U_1$, которое имела эта порция до входа в устройство, т. е.

$$P\Delta t \geq m_1 U_1. \quad (11.3)$$

Порция массы (рис.11.7) подвергается действию нормальной силы сжатия N , силы трения $f_1 N$ между бичом и порцией, а также силы трения $f_2 N$ между планкой подбарабанья и массой.

Импульс силы, сообщаемый барабаном порции массы, равен

$$P\Delta t = (f_1 N - f_2 N) \Delta t \geq m_1 U_1, \quad (11.4)$$

где Δt – время ударного воздействия бича на порцию, равное b/v (b – рабочая ширина бича; v – окружная скорость барабана); f_1, f_2 – коэффициенты трения между массой бичом и подбарабаньем соответственно; m_1 – масса порции.

Масса порции равна

$$m_1 = qt, \quad (11.5)$$

где t – время между прохождением двух соседних бичей.

В свою очередь $t = \pi D / Mv$, где M – количество бичей барабана; D – диаметр барабана.

Тогда

$$N(f_1 - f_2)b/v \geq q\pi D U_1 / Mv. \quad (11.6)$$

Определим значение U_1 из уравнения пропускной способности барабана $U_1 = q / \Delta l \eta \rho$ и подставим в выражение (11.6):

$$N(f_1 - f_2)b \geq q^2 \pi D / \Delta l \eta \rho M, \quad (11.7)$$

откуда

$$q = \sqrt{N(f_1 - f_2)b \Delta l \eta \rho M / \pi D}. \quad (11.8)$$

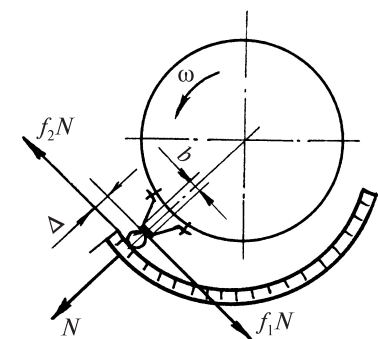


Рис. 11.7. Схема сил, действующих на порцию массы в молотильном зазоре

Обмолачиваемая масса в молотильном зазоре протягивается за счет сил трения, возникающих между стеблями и действующими на них бичами. Стебли, расположенные ближе к поверхности бичей, перемещаются в молотильном зазоре с большей скоростью, чем стебли у подбарабанья. Имеет место проскальзывание стеблей относительно барабана и относительно слоев. По этой причине скорость перемещения массы стеблей в зазоре составляет 7...8 м/с в начале и 16...18 м/с в конце деки при скорости барабана 28...32 м/с. Система APS с барабаном-ускорителем позволяет достичь скорости обмолачиваемого материала 20 м/с.

Вымолот зерна в молотильном устройстве происходит (как уже указывалось) вследствие ударов штифтами или бичами по колосьям и вследствие их протягивания между элементами барабана и подбарабанья.

Определим число v ударов бичами по колосу при движении его по подбарабанью в плоскости, перпендикулярной оси вала барабана.

Пусть бич встречает вершину колоса в точке A (рис. 11.8). За некоторое время t колос переместится в положение C , двигаясь равномерно со скоростью U_1 на участке $AB = l_1$ и равноускоренно от B до C со средней скоростью U_{cp} .

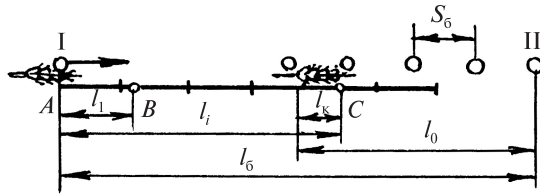


Рис. 11.8. Схема к определению числа ударов бичами по колосу

За это время бич перейдет из положения I в положение II. Тогда число бичей, воздействующих на колос, будет

$$v = \frac{l_0}{S_6} + 1, \quad (11.9)$$

где l_0 – путь, проходимый бичом относительно движущегося колоса; S_6 – шаг бичей.

Так как $l_0 = l_6 - l_i + l_k$ (здесь l_k – длина колоса), то имеем

$$v = \frac{l_6 - l_i + l_k}{S_6} + 1. \quad (11.10)$$

Заменив $l_6 = U_6 t$, а $l_i = l_1 + U_{cp}(t - t_1)$ и решив, получим (при $l_i \geq l_1$)

$$v = \frac{l_1 U_6}{S_6 U_1} + \frac{(l_i - l_1) U_6}{S_6 U_{cp}} - \frac{l_i - l_k}{S_6} + 1. \quad (11.11)$$

Из выражения (11.11) следует, что количество ударов по колосу тем больше, чем больше окружная скорость U_6 и длина деки подбарабана l_d . Для молотильного устройства с барабаном $D = 600$ мм и $l_d = 780$ мм при частоте его вращения от 900 до 1000 мин⁻¹ по колосу ударяют 13...15 бичей.

В пределах первой планки деки колос получает около 30...40 % от общего количества ударов в молотильном пространстве с подбарабаньем длиной 780 мм, в результате чего у первой планки происходит интенсивный вымолот зерна. Вымолачивающая способность молотильно-сепарирующего устройства в начале деки в зависимости от влажности массы изменяется в широких пределах.

Опыты по исследованию вымолачивающего действия бильного молотильного устройства показывают, что у первой планки подбарабана вымолачивается 60...95 % зерна в зависимости от регули-

ровочных параметров и состояния массы. Это наглядно доказывает значение ударного воздействия в процессе обмолота.

Эффективность вымолота на различных участках подбарабана можно оценить отношением количества вымолоченных зерен на данном участке ко всему невымолоченному зерну, поступившему в эту зону (зональная эффективность обмолота). Изменение зональной эффективности обмолота пшеницы и ржи по длине деки при подаче 5 кг/с представлено в табл. 11.3.

Таблица 11.3. Зональная эффективность вымолота зерна (по данным А. И. Гетьманова)

Длина подбарабана, мм	Число планок	Зональная эффективность вымолота	
		пшеница	рожь
08	1	0,905	0,885
84	3	0,528	0,434
150	5	0,408	0,209
226	7	0,284	0,216
302	9	0,286	0,250
378	11	0,286	0,267
454	13	0,333	0,353
530	15	0,500	0,636

Результаты показывают, что с наибольшей эффективностью вымолот производится на первой планке и в начале подбарабана, где скорость движения солоистой массы мала и по ней наносится наибольшее количество ударов бичей. При скорости подачи стеблевой массы 3...4 м/с количество ударов бичей по колосу в пределах первой планки

$$n = \frac{(B_n + l_k) v_6 i}{v_{вх} \pi D} + 1, \quad (11.12)$$

где B_n – ширина планки; l_k – длина колоса; v_6 – скорость барабана; i – количество бичей; $v_{вх}$ – скорость стеблей на входе; D – диаметр барабана.

Сопоставив количество ударов бичами по колосу у первой планки с их общим количеством, можно отметить, что у первой планки по колосу наносится около 50 % ударов от их общего количества в пределах молотильного пространства, в результате чего обеспечивается столь высокий вымолот в начале молотильного устройства (см. табл. 11.3). К середине подбарабана эффективность обмолота пада-

ет, так как с увеличением скорости движения колосьев по ним меньше наносится ударов, а зазоры между планками и бичами больше, чем поперечный размер колосьев. Это также снижает эффект вымолота от протаскивания колосьев в молотильном зазоре. На выходе эффективность обмолота опять несколько повышается, так как сказывается влияние малых молотильных зазоров, когда возрастает вымолот от протаскивания колосьев в зазорах между бичами и планками под барабанья, соизмеримых с поперечными размерами колоса.

Кинематографическое исследование изменения средней скорости движения колосовой части стеблей по длине подбарабанья показывает, что скорость движения колосьев интенсивно растет от входа к выходу.

Количество ударов по колосу тем больше, чем меньше U_{cp} . Скорость U_{cp} будет меньше при подаче растений в молотильное пространство колосом вперед по ходу движения. В этом случае потери зерна от недомолота становятся меньше, чем при подаче комлем вперед.

Скорость стеблевого потока U_n увеличивается с повышением линейной скорости бичей U_6 . Однако приращение U_n меньше, чем приращение U_6 . Износ бичей уменьшает скорость U_n , а износ поперечных планок деки увеличивает ее. Ускорение потока вдоль дуги подбарабанья тем выше, чем меньше диаметр барабана.

Удлинение подбарабанья свыше 0,5 м за счет угла обхвата ею барабана, мало изменяет количество ударов. Так, увеличение l_d от 0,5 до 0,7 м повышает ν на 10 %.

Для бильного молотильного устройства с углом обхвата деки 1,84 рад дробление зерна пшеницы на первой планке деки в среднем составляет около 50 %, а на ржи – 60 % от всего дробления молотильным устройством. Это подтверждает эффективность ударного воздействия бичей на входе в молотильное пространство.

Количество ударов бичей по обмолачиваемой массе в основном определяет и энергоёмкость всего технологического процесса в молотильном устройстве. Мощность, необходимая для сообщения обмолачиваемой массе скорости и проталкивания ее в зазор между первой планкой и бичами барабана, составляет 50...60 % на пшенице и 60...70 % на ржи от всей мощности, потребной на технологический процесс в бильном молотильном устройстве.

Таким образом, при определяющем значении параметров входа массы в молотильное устройство в отношении качественных по-

казателей и энергоёмкости процесса обмолота при эксплуатации зерноуборочных комбайнов необходимо тщательно следить за установкой молотильных зазоров на входе деки. Недопустимо произвольное увеличение входных зазоров, что часто имеет место в практике работы комбайнов, так как это приводит к резкому снижению вымолота и увеличению потерь зерна.

11.3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ МСУ

Молотильно-сепарирующее устройство является наиболее энергоёмким рабочим органом зерноуборочного комбайна. На вымолот зерна из колосьев затрачивается 15...18 % мощности двигателя.

Общая мощность, требуемая для работы молотильного устройства, складывается из двух составляющих:

$$N = N_1 + N_2, \quad (11.13)$$

где N_1 – мощность расходуемая на обмолот; N_2 – мощность, расходуемая на преодоление вредных сопротивлений (трение в подшипниках, сопротивление воздуха).

Для определения мощности N_1 воспользуемся уравнением полного окружного усилия на бичах или штифтах барабана:

$$P = P_1 + P_2, \quad (11.14)$$

где P_1 – сила удара; P_2 – сила сопротивления протаскиванию массы в зазоре между барабаном и декой.

Силу P_1 , потребную на удар, можно определить из условия равенства импульса силы P_1 за время удара Δt приращению количества движения обмолачиваемой массы, т. е.

$$P_1 \Delta t = \Delta q (U_2 - U_1), \quad (11.15)$$

или

$$P_1 = q (U_2 - U_1), \quad (11.16)$$

где q – подача массы в единицу времени ($q = \Delta q / \Delta t$); Δq – количество массы, по которой наносятся удары; U_2 – скорость массы в конце удара; U_1 – скорость движения массы в начале удара.

В молотильных устройствах, где подача массы осуществляется приемным битером, скорость U_1 массы равна скорости битера и обычно составляет $U_1 = 3...4$ м/с. Скорость U_2 меньше окружной скорости U бичей барабана, и она может быть выражена как

$$U_2 = \alpha U, \quad (11.17)$$

где α – коэффициент пропорциональности, зависящий от длины и влажности стеблей, ориентации их относительно бичей, количества подаваемой массы в единицу времени и т. п. Обычно принимают $\alpha = 0,7...0,85$.

Изменение скорости массы также зависит от линейной скорости бичей:

$$U_2 - U_1 = \alpha' U, \quad (11.18)$$

откуда

$$\alpha' = \frac{U_2}{U} - \frac{U_1}{U} = \alpha - \frac{U_1}{U}. \quad (11.19)$$

Силу P_2 на протягивание массы считают пропорциональной полному окружному усилию P , т. е.

$$P_2 = fP, \quad (11.20)$$

где f – коэффициент пропорциональности (коэффициент перетиранья массы; $f = 0,65...0,75$ для бильного барабана; $f = 0,7...0,8$ для штифтового).

Подставив P_1 и P_2 в уравнение для полного окружного усилия (11.14), получим

$$P = \frac{q\alpha'U}{1-f}. \quad (11.21)$$

Если умножить силу P на окружную скорость барабана, то получим мощность N_1 , расходуемую на обмолот q растительной массы, т. е.

$$N_1 = \frac{q\alpha'U^2}{1-f}. \quad (11.22)$$

Мощность, расходуемая на вредные сопротивления, может быть вычислена по формуле

$$N_2 = A\omega + B\omega^3. \quad (11.23)$$

Первый член этой формулы отражает потери на трение, а второй – на преодоление сопротивления воздуха и создание воздушного потока.

Коэффициенты A и B определяются экспериментально и зависят от конструкции и типа барабана.

Для бильного барабана $A = 0,2$ Н·м, $B = 9,7 \cdot 10^{-4}$ Н·м·с².

С учетом выражений N_1 и N_2 получим

$$N = \frac{q\alpha'U^2}{1-f} + A\omega + B\omega^3. \quad (11.24)$$

В реальных условиях мощность, расходуемая на работу молотильного устройства, имеет статистическую природу и будет переменной из-за действия многочисленных факторов, в первую очередь из-за переменности фактической подачи $q(t)$. В одних случаях она будет меньше мощности $N_{дв}$, передаваемой к барабану от двигателя $N \leq N_{дв}$, в других больше $N \geq N_{дв}$.

Если $N_{дв} > N$, то часть мощности, равная разности $N_{дв} - N$ пойдет на повышение скорости барабана; при $N_{дв} < N$ вращающийся барабан замедляет движение, т. е.

$$N_{дв} - N = \pm I_{пр\omega} \frac{d\omega}{dt}, \quad (11.25)$$

где $I_{пр}$ – приведенный момент инерции вращающихся масс, связанных с барабаном, кгм²; ω – угловая скорость барабана; $\frac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение.

Подставив в уравнение (11.25) выражение для N , получим

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{I_{пр\omega}} (N_{дв} - \frac{q\alpha'U^2}{1-f} - A\omega - B\omega^3). \quad (11.26)$$

Выражение (11.26) является основным уравнением работы молотильного барабана. Оно устанавливает взаимосвязь между тремя элементами технологического процесса: растительной массой (q , f), барабаном (I , ω) и источником энергии ($N_{дв}$).

➤ **Задача.** Определить мощность, затрачиваемую на обмолот, при частоте вращения молотильного барабана $n = 800$ мин⁻¹, его диаметре $D = 0,8$ м, подаче массы в МСУ $q = 12$ кг/с, коэффициенте изменения скорости массы в молотильном зазоре $\alpha' = 0,5$ и коэффициенте перетиранья $f = 0,7$.

Решение. С учетом того что окружная скорость бичей $U = \omega r = \frac{\pi n r}{30} = \frac{3,14 \cdot 800 \cdot 0,4}{30} = 33,5$ м/с, по уравнению (11.22) найдем

$$N = \frac{q\alpha' U^2}{1-f} = \frac{12 \cdot 0,5 \cdot 33,5^2}{1-0,7} = 22,4 \text{ кВт.}$$

11.4. АНАЛИЗ ОСНОВНОГО УРАВНЕНИЯ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА

Механическая энергия, передаваемая двигателем барабану, поглощается ускорением движения последнего, которое в свою очередь поглощается сопротивлением растительной массы, в связи с чем при равномерной подаче и установившемся режиме вместо возможного ускорения движения барабана происходит его равномерное движение.

Если расходуемая мощность двигателя равна полной мощности, потребной на привод барабана в период холостого хода, т. е. когда нет подачи массы, разность $N - N_1$ уйдет на повышение скорости барабана

$$N - N_1 = I \frac{d\omega}{dt} \omega = N_2, \quad (11.27)$$

где $\frac{d\omega}{dt}$ – сообщаемое барабану угловое ускорение; I – момент инерции барабана, кг·м².

С учетом того что N_1 составляет 5 % от N и равенства N и N_2 , основное уравнение молотильного барабана, связывающее между собой характеристики двигателя N , барабана I и растительной массы m' , можно записать

$$N = I \frac{d\omega}{dt} \omega = \frac{q\alpha' U^2}{1-f}. \quad (11.28)$$

Анализ основного уравнения молотильного барабана показывает характерные зависимости его производительности и затрат энергии на единицу обрабатываемого материала.

Мощность двигателя N , подведенная к барабану, без подачи растительной массы будет расходоваться на ускорение его движения

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{N}{I\omega}. \quad (11.29)$$

Возможное ускорение барабана будет тем больше, чем больше мощность двигателя и меньше момент инерции и угловая скорость.

При постоянных N и I угловое ускорение барабана (приход ускорения) уменьшается с повышением его угловой скорости (рис. 11.9).

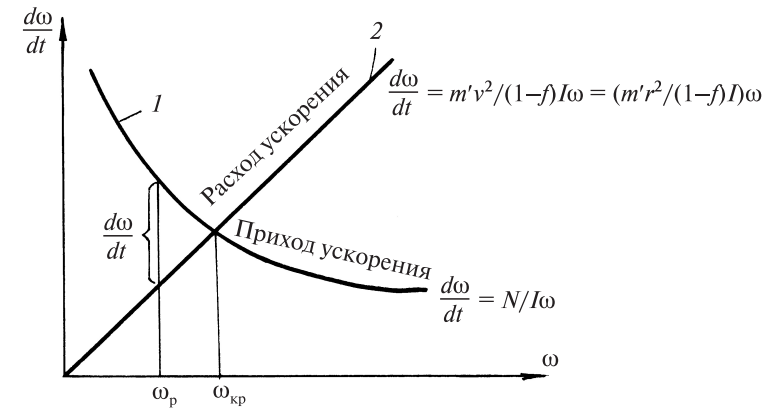


Рис. 11.9. Изменение углового ускорения барабана в зависимости от его угловой скорости

При загрузке барабана растительной массой уменьшение этого ускорения (расход ускорения) будет определяться зависимостью (кривая 2)

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{q\alpha' U^2}{(1-f)I\omega} = \frac{q\alpha' r^2}{(1-f)I} \omega. \quad (11.30)$$

Если молотильное устройство не загружено растительной массой, то разность мощности $N - N_2$ пойдет на сообщение барабану углового ускорения, т. е. повышение скорости барабана

$$N - N_2 = I\omega \frac{d\omega}{dt} = N_1. \quad (11.31)$$

Откуда $\frac{d\omega}{dt} = \frac{N_1}{I\omega}$ (кривая 1) есть ускорение барабана за счет мощности N_1 («приход ускорения»). При постоянных значениях N_1 и I угловое ускорение уменьшается с повышением угловой скорости барабана.

При загрузке молотильного устройства растительной массой уменьшение ускорения барабана (расход) будет реализовано на обмолот и протаскивание массы, т. е.

$$N = \frac{q\alpha'U^2}{1-f} = \frac{q\alpha'\omega^2r^2}{1-f} = I\omega \frac{d\omega}{dt}, \quad (11.32)$$

где r – радиус барабана.

Из выражения (11.32) находим «расход» ускорения:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{q\alpha'r^2}{I(1-f)}\omega, \quad (11.33)$$

который представлен на рис. 11.9 прямой 2, проходящей через начало координат.

Точка пересечения гиперболы 1 и прямой 2 определяет значение критической угловой скорости $\omega_{кр}$, при которой двигатель данной мощности работает с полной нагрузкой. В этом случае любое увеличение подачи растительной массы приведет к снижению угловой скорости барабана и ухудшению качества обмолота.

Затраты полезной мощности на единицу переработанной массы определяются выражением

$$\frac{N_1}{q} = \frac{q\alpha'U^2}{q(1-f)} = \frac{\alpha'\omega^2r^2}{(1-f)}. \quad (11.34)$$

Из уравнения (11.34) видно, что удельные затраты энергии меньше при меньших ω и r . Однако угловая скорость ω обусловлена чистотой обмолота, поэтому с целью экономии энергии радиус r должен быть по возможности меньше. Однако на выбор рационального радиуса барабана r влияют многие другие факторы.

Для оценки энергонасыщенности молотильного устройства можно воспользоваться удельным показателем, равным мощности

двигателя комбайна в расчете на единицу ширины молотильного устройства. Для современных моделей комбайнов этот показатель составляет 0,128 кВт/мм (коэффициент вариации 18 %). Отмечается линейный характер зависимости между мощностью двигателя и показателем удельной энергонасыщенности.

11.5. ПАРАМЕТРЫ МСУ И КАЧЕСТВО ОБМОЛОТА

Окружная скорость бича (зуба) молотильных барабанов установлена в результате длительной практики, широких экспериментальных исследований и зависит от сорта, влажности, соломистости и других свойств обмолачиваемой культуры. Рекомендуется при уборке сухой массы (влажностью 16...17 %) устанавливать скорость штифтового барабана 28...30 м/с, бильного 30...32 м/с, при уборке бобовых культур соответственно – 10,5...11,5 м/с и 14,5 м/с. Превышение скорости приводит к увеличению дробления зерна. Уменьшение окружной скорости увеличивает недомолот и уменьшает производительность молотильных устройств. Значит, оптимальную окружную скорость вращения барабана следует подбирать на комбайне исходя из сложившихся конкретных условий с учетом всех изложенных факторов, используя рекомендации по эксплуатации зерноуборочных комбайнов.

Диаметр бильного барабана можно определить, задав окружную скорость барабана U , количество планок M и значение интервала времени между ударами Δt из уравнения

$$\pi D = M\Delta tU. \quad (11.35)$$

Тогда

$$D = M\Delta tU / \pi. \quad (11.36)$$

Величину Δt принимают равной $(45...75) \cdot 10^{-4}$ с по условию рационального использования силы удара с учетом инерционных свойств обмолачиваемой массы.

Современные барабаны имеют диаметр 600 мм («Вектор», «Акросс», Lexion, «Лида-1300») и 800 мм («Дон-1500»). Длина бараба-

на определяется исходя из допустимой величины подачи массы на единицу длины бича или на один штифт

$$l_6 = q/q_0 M, \quad (11.37)$$

где q – пропускная способность растительной массы; q_0 – допустимая подача длины бича, кг/с·м; M – количество планок.

Для зерна влажностью 14...18 % принимают $q_0 = 0,35...0,5$ кг/с·м.

Для определения длины $l_{ш}$ штифтового барабана следует иметь исходные данные: расстояние между следами штифтов ($a = 28...30$ мм), количество штифтов, проходящих по одному и тому же следу для обеспечения качественного обмолота, и количество зубьев на барабане z . Тогда можно записать, что

$$z = \left(\frac{l_{ш}}{a} + 1 \right) m, \quad (11.38)$$

где m – количество заходов многозаходной винтовой линии.

Из уравнения (11.38) определим длину штифтового барабана:

$$l_{ш} = \left(\frac{z}{m} - 1 \right) a. \quad (11.39)$$

Значение z зависит от заданной производительности барабана q и допустимой подачи растительной массы на один зуб q_0 :

$$z = q/q_0, \quad (11.40)$$

где $q_0 = 0,025...0,035$ кг/с.

Расстояние между следами штифтов определяется необходимой величиной зазоров между штифтами барабана и деки и размерами штифтов.

Длину деки в бильных барабанах принимают 400...600 мм (выделяется до 65...95 % зерна).

В штифтовых молотильных устройствах штифты устанавливаются в 4...6 рядов. Расстояние между штифтами деки $a_q = 2a$, а в первом ряду $a_q = 4a$.

Параметры аксиально-роторного молотильно-сепарирующего устройства комбайна «Дон-Ротор» характеризуются длиной 3100 мм,

диаметром 770 мм и частотой вращения в пределах 232...1050 мин⁻¹. На моделях зарубежных комбайнов находят применение роторные МСУ и многороторные системы с совмещением функций обмолота и сепарации зерна.

В Беларуси наибольшее распространение получили зерноуборочные комбайны серии «ПАЛЕССЕ GS», которые выполнены по классической схеме, наиболее распространенной и в зарубежных комбайнах. Они включают бильное молотильное устройство с решетчатым подбарабаньем, активный отбойный битер, клавишный сепаратор соломистого вороха, воздушно-решетную очистку.

Барабаны всех комбайнов приводятся в действие через клиноременный вариатор.

В зарубежных моделях зерноуборочных комбайнов применяют барабаны диаметром от 450 мм (CLAAS) до 750 мм (New Holland).

Качество работы МСУ оценивают коэффициентами: недомолота δ , сепарации S , дробления d и засоренности ϕ зерна, поступающего на очистку. Коэффициенты δ , S и d представляют собой массовую долю зерна, соответственно невымолоченного из колосьев, выделенного из обмолоченного вороха в пределах деки и дробленого в общей массе зерна. Коэффициент засоренности представляет собой отношение массы половы, сбины и колосков к массе вороха, поступающего на очистку.

Коэффициент недомолота δ определяют повторным обмолотом соломы и половы, а также косвенно по потерям в пределах учетной рамки.

Первый способ применяют при лабораторных исследованиях молотильных устройств, при испытаниях и настройке молотилки комбайна. Для определения коэффициента δ продукцию обмолота собирают в пробоотборники. После выделения свободного (вымолоченного) зерна из соломы и половы их повторно обмолачивают и выделяют зерно из соломы на специальных молотильно-сепарирующих устройствах.

Второй способ применяют при оценке работы комбайна в поле. В этом случае полову и солому выгружают в валок на длине 10...15 м. На валок в трех–пяти местах накладывают рамку площадью 0,2 м² (0,4×0,5 м) и в ее пределах собирают необмолоченные колосья, выделяя из них зерно и по специальным таблицам или пересчетом находят δ . Допускаемый коэффициент недомолота не

должен превышать 0,5 %. Наряду с недомолотом в обоих случаях оценивают и потери свободным зерном.

Коэффициент дробления зерна d находят по отношению массы семян с разрушенной зерновкой к навеске массой 50 г (для колосовых) или 200 г (для бобовых). Допускаемое дробление семенного зерна – 1 %, продовольственного и фуражного – 2 %.

Графики изменения коэффициентов δ , S и d в зависимости от скорости подачи массы к молотильному устройству $U_{тр}$ приведены на рис. 11.10. Увеличение коэффициента δ с увеличением скорости $U_{тр}$ вызвано снижением числа ударов по колосьям, особенно в начальной зоне дуги деки.

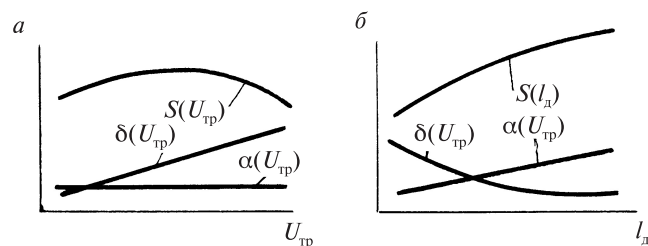


Рис. 11.10. Закономерности изменения коэффициентов недомолота δ , дробления d и сепарации S в зависимости от скорости подачи $U_{тр}$ и длины подбарабья l_d

Функция $S(U_{тр})$ в начале графика увеличивается, что вызвано более стабильной работой молотильного устройства с ростом скорости. Нисходящая ветвь кривой $S(U_{тр})$ вызывается существенным увеличением коэффициента δ в зависимости от скорости $U_{тр}$. Максимум функции $S(U_{тр})$ соответствует различным значениям $U_{тр}$: для $q = 5...6$ кг/с он получен при $U_{тр}$, равной 5...5,5 м/с. Увеличение подачи q смещает максимум в сторону меньших значений скорости $U_{тр}$, в современных комбайнах скорость подачи массы к молотильному устройству принимают в пределах 2,9...3,5 м/с. Коэффициент дробления зерна практически не изменяется от скорости $U_{тр}$.

Удлинение подбарабья увеличивает количество ударов бичами по колосьям и вороху, в результате чего коэффициент недомолота δ уменьшается (рис 11.10, в), а коэффициенты S и d увеличиваются.

Молотильные устройства регулируют для получения максимально возможной производительности комбайна при потерях, не

превышающих допустимых значений ($\delta \leq 0,5$ %, $d \leq 2$ % для продовольственного зерна и $d \leq 1$ % для семян).

От регулируемых параметров и режима работы молотильного устройства зависят не только δ и d , но и потери зерна, не выделенного соломотрясом из соломы (допустимое значение $\eta_c \leq 0,5$ %).

Изменяемые параметры молотильных устройств: частота вращения барабанов n и зазоры Δ между бичами и поперечными планками подбарабья в бильных молотильных устройствах; зазоры между смежными штифтами барабана и деки – в штифтовых.

Для изменения частоты вращения барабанов применяют клиноремменные вариаторы или редукторы с изменяемым передаточным отношением. С изменением частоты вращения изменяется линейная скорость бичей.

Зазоры изменяют перемещением подбарабья. Возможно как групповое регулирование зазоров по всей дуге, так и индивидуальное, т. е. только на входе или только на выходе. В штифтовых молотильных устройствах наряду с изменением положения подбарабья возможно осевое смещение барабана. Перемещением подбарабья изменяют боковой и торцевой зазоры, а смещением барабана добиваются равномерности бокового зазора между штифтами.

Оптимальные значения частоты вращения n барабана и зазоров Δ выбирают в два этапа. Предварительно устанавливают ориентировочные значения n и Δ в зависимости от состояния убираемой культуры. Окончательную настройку проводят в поле при контрольных проходах.

Установочные параметры предварительной настройки рекомендуется выбирать в соответствии с рекомендуемыми для данного комбайна.

При окончательной настройке МСУ в поле стремятся обеспечить максимальную производительность, изменяя при этом частоту и зазоры с учетом качественных показателей обмолота.

Первыми при регулировании изменяют зазоры одновременно на входе $\Delta_{вх}$ и выходе $\Delta_{вых}$. Если регулированием зазоров $\Delta_{вх}$ и $\Delta_{вых}$ не достигается требуемое качество, то изменяют частоту n . В том случае, если при работе наблюдаются повышенные потери зерна сходом с соломой, уменьшают зазоры на входе $\Delta_{вх}$, так как при одинаковом среднем зазоре при уменьшении $\Delta_{вх}$ обмолот происходит интенсивнее.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС СЕПАРАТОРОВ ГРУБОГО ВОРОХА

Выходящую из молотильно-сепарирующего устройства массу, состоящую из соломы, полowy, сбойны и части зерна, принято называть грубым ворохом. Грубый ворох поступает на сепаратор (соломоотделитель). Сепараторы грубого вороха зерноуборочных комбайнов предназначены для выделения из соломы мелкого вороха (зерна, полowy), направления его на очистку и вывода соломы из комбайна. Основным показателем качества работы сепаратора является количество потерь свободным зерном в сходящей соломе, которое ограничено существующими агротехническими требованиями и должно быть сведено к минимуму.

12.1. ТИПЫ И РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СЕПАРАТОРОВ ГРУБОГО ВОРОХА

По конструкции и способу выделения зерна из вороха различают клавишные, платформенные, конвейерно-роторные и роторные сепараторы (рис. 12.1).

Клавишные сепараторы (соломотрясы) обычно имеют от 3 до 6 клавиш. Клавиши устанавливаются на один или два коленчатых вала (одно- и двухвальные соломотрясы).

Наибольшее распространение получил двухвальный соломотряс, у которого колена валов двух соседних клавиш смещены относительно другого на некоторый угол.

Одновальные соломотрясы (рис. 12.1, *a*) бывают обычно пятиклавишными. Клавиши средней частью соединены с шейками коленчатого вала, а в передней части присоединены к подвескам.

В этом случае точки клавиш имеют различные траектории движения: точка *A* – колебания по дуге *R*; точка *B* – вращательное; точка *C* – движение по эллипсу с максимальным размахом в вертикальной плоскости.

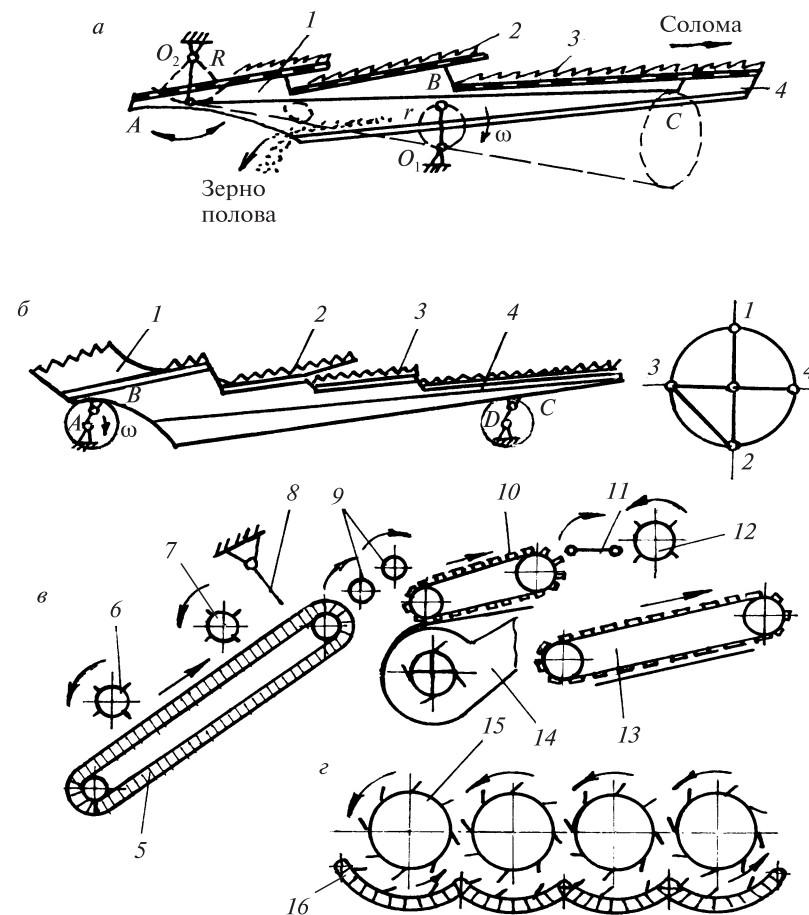


Рис. 12.1. Схемы сепараторов грубого вороха:

a – клавишный одновальный; *б* – клавишный двухвальный со схемой расположения колен; *в* – конвейерно-роторный; *г* – роторный; 1 – гребенка; 2 – граблина; 3 – жалюзийная поверхность; 4 – клавиша; 5 – транспортер вороха; 6, 7 – битеры; 8 – фартук; 9 – пиккеры; 10 – малый транспортер; 11 – двухпрутковый битер; 12 – отбойный битер; 13 – большой транспортер; 14 – вентилятор; 15 – ротор; 16 – сепарирующая решетка

Клавишные соломотрясы хорошо сепарируют массу зерновых культур с безостым колосом при работе на ровном рельефе. Качество работы снижается при перегрузках, при работе с продольным и поперечным уклонами.

Платформенные сепараторы представляют собой платформу, приводимую в возвратно-поступательное движение кривошипно-шатунным механизмом. Такой сепаратор прост по конструкции, обеспечивает выделение зерна из соломы при поступлении ее тонким и равномерным слоем, чувствителен к поперечным и продольным уклонам. Качество работы снижается при неравномерной подаче и влажном ворохе. Применялся в прямоточных комбайнах.

Конвейерно-роторные сепараторы (рис. 12.1, в) представляют собой систему из транспортеров, битеров и вентилятора. Такой сепаратор расчесывает, растаскивает и вспушивает ворох. Он менее чувствителен к уклонам, но сложен по конструкции и способствует увеличению засоренности зерна. Применялся на прицепных комбайнах первых выпусков.

Роторный сепаратор представляет собой ряд последовательно расположенных и вращающихся роторов, под которыми установлена решетка (рис. 12.1, г). Роторы, вращаясь, расчесывают хлебную массу и подвергают ее воздействию центробежных сил. Он хорошо выделяет зерно из длинносоломистых хлебов повышенной влажности, мало чувствителен к уклонам поля, однако сильно перебивает солому и способствует поступлению на очистку большого количества соломистых примесей. Сепаратор ранее применялся на комбайнах для уборки длинностебельных культур, а в последнее время – на некоторых моделях комбайнов New Holland. Известны также продольные роторные сепараторы (комбайны LEXION фирмы CLAAS).

Процесс выделения зерна из слоя соломы при работе двухвального клавишного соломотряса состоит из двух фаз: сначала зерно просеивается через непрерывно изменяющуюся пространственную решетку соломы, а затем через отверстия в клавишах соломотряса.

Наиболее трудная фаза в выделении зерна – первая. Чтобы ускорить сепарацию зерна через решетку соломы необходимо слой соломы разрыхлить, т. е. сделать менее плотным. В этом и состоит главная задача соломотряса.

Скоростная киносъемка рабочего процесса соломотряса показывает, что при движении клавиш вверх слой соломы сначала сжимается, а затем, когда клавиша завершает подъем, солома отрывается от ее поверхности и совершает свободное падение, при этом слой соломы разрыхляется, зерно легче проходит через него, достигает решетки соломотряса и просеивается.

По всей длине клавишного соломотряса данный процесс многократно повторяется: обмолоченный материал подбрасывается, а затем падает и одновременно перемещается по соломотрясу к выходу.

Существенное влияние на сепарацию зерна оказывает скорость движения вороха по соломотрясу. С увеличением частоты вращения вала скорость движения соломы по соломотрясу растет. Увеличение этой скорости, с одной стороны, уменьшает толщину слоя соломы (положительный фактор), а с другой – сокращает время пребывания ее на соломотрясе (отрицательный фактор).

Снижение скорости приводит к увеличению как толщины слоя соломы, так и продолжительности ее обработки на соломотрясе.

Чтобы добиться качественных показателей работы соломотряса (потери зерна до 0,5 % от поступающего в комбайн) требуется правильно рассчитать параметры соломотряса и выбрать оптимальный кинематический режим его работы.

В определенных пределах уменьшение частоты вращения колленчатого вала соломотряса повышает сепарацию зерна. Однако при этом уменьшается скорость перемещения соломы к выходу из молотилки и возможно ее забивание соломой.

При повышении частоты вращения колленчатого вала скорость соломы вдоль клавиш увеличивается, но ухудшается сепарация. Это обусловлено повышенным перемещением зерна в верхнюю часть слоя соломы при свободном движении ее вверх за счет больших центробежных сил.

Среднюю скорость движения соломы на двухвальном клавишном соломотрясе можно принять равной $v_{cp} = 0,4$ м/с и время между двумя последовательными встряхиваниями – $t = 0,28$ с при частоте вращения вала соломотряса $n = 215$ мин⁻¹.

В конструкциях соломотрясов не предусмотрено технологических регулировок. Однако следует знать, что изменение (в силу разных причин) режима работы соломотряса может привести к значительному повышению потерь зерна.

Для соломотрясов комбайнов «Нива», «Енисей», «Колос» оптимальная частота вращения коленчатого вала составляла 195 мин⁻¹, для комбайнов «Дон» – 199 мин⁻¹.

На графике (рис. 12.2) показана зависимость потерь зерна за соломотрясом от частоты вращения коленчатого вала. При снижении частоты вращения коленчатого вала до 180 мин⁻¹ потери зерна повышаются от 0,6 до 1,5 %, т. е. в 2,5 раза, а уменьшение ее до 170 мин⁻¹ вызывает увеличение потерь почти в 5 раз.

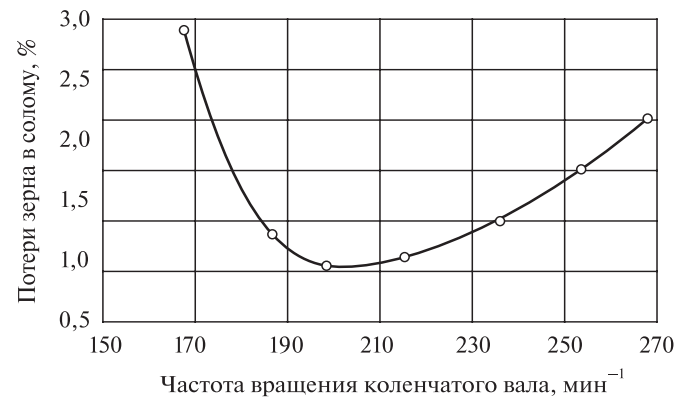


Рис. 12.2. Зависимость потерь зерна с соломой от частоты вращения коленчатого вала соломотряса комбайна «Дон»

При повышении частоты вращения сверх оптимальной потери зерна возрастают, хотя и в меньшей степени, чем при ее снижении.

Качество сепарации зерна из грубого соломистого вороха зависит также от многих других факторов, определяющих состояние самого вороха.

При уборке влажных, засоренных посевов, а также остистых культур необходимо регулярно осматривать рабочую поверхность и внутренние полости клавиш соломотряса. Забивание рабочей поверхности клавиш приводит к большим потерям зерна в солому.

Скорость движения вороха по соломотрясу можно регулировать с помощью фартуков из полотна или листовой стали, которые подвешивают над клавишами так, что они могут задерживать солому и замедлять ее движение. В зарубежных моделях зерноуборочных комбайнов могут применяться активаторы соломотряса в виде дополнительных роторов или граблин.

12.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РЕЖИМ РАБОТЫ СОЛОМОТРЕСА

Каждая точка клавиши совершает движение по окружности радиусом r . Кинематику клавиш характеризует отношение центростремительного ускорения $\omega^2 r$ к ускорению свободного падения g . Такое отношение K называют *показателем кинематического режима* и определяют по формуле

$$K = \frac{\omega^2 r}{g}. \quad (12.1)$$

От значения показателя K зависит характер и скорость движения вороха на соломотрясе, а следовательно, и качество его работы.

Кинематографическими исследованиями установлено, что наибольшая вероятность выделения зерна соломотрясом из вороха соответствует опусканию клавиш и начальному моменту ее подъема. При опускании клавиша опережает солому, так как она тормозится воздухом и задерживается соседними клавишами. В результате такого движения зерно через слой соломы проникает вниз. В период подъема клавиши ворох, отрываясь от нее, подбрасывается вверх. В этот момент зерно под действием центробежных сил, на оборот, перемещается к верхним зонам слоя.

Несомненно, что перемещение вниз преобладает над перемещением вверх. Сепарация зерна будет тем больше, чем меньше зерно проникает к верхним зонам слоя и чем продолжительнее оно движется при опускании.

Оптимальный показатель кинематического режима двухвального соломотряса может быть определен из графика изменения потерь, выражаемых коэффициентом η_c схода зерна с соломой (рис. 12.3). Этот график по характеру кривой и сущнос-

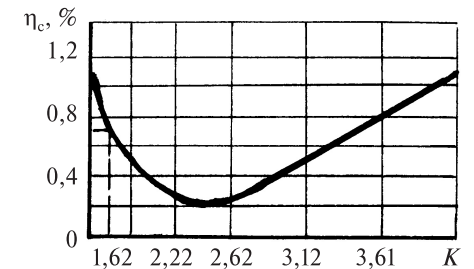


Рис. 12.3. Зависимость коэффициента схода η_c свободного зерна с клавиш двухвального соломотряса от показателя кинематического режима K

ти технологического процесса совпадает с зависимостью потерь от частоты вращения коленчатого вала соломотряса (см. рис. 12.2).

Из рис. 12.3 следует, что отклонение показателя кинематического режима от оптимального значения ($K = 2,2 \dots 2,6$) увеличивает потери свободным зерном.

В условиях эксплуатации комбайна необходимо постоянно соблюдать заданный кинематический режим работы соломотряса. Для создания указанного условия необходимо, чтобы срезанная масса равномерным и непрерывным потоком подавалась в молотилку.

Однако в действительности загрузка q комбайна неравномерна и по данным ряда исследований колеблется относительно средней от $0,67q$ до $1,33q$. Такой характер загрузки обусловлен прежде всего неравномерной урожайностью, непостоянной рабочей шириной захвата комбайна, неточной регулировкой рабочих органов, транспортирующих хлебную массу.

Колебания загрузки вызывают отклонения частоты вращения вала соломотряса от заданной. Значения отклонений зависят от подачи и запаса мощности двигателя комбайна. В процессе эксплуатации комбайнов нельзя допускать перегрузки двигателя, а также работы соломотряса на заниженном скоростном режиме.

12.3. СЕПАРАЦИЯ ЗЕРНА СОЛОМОТРСОМ

Сепарация зерна соломотрясом определяется вероятностью просеивания зерна через пространственную решетку соломы μ_1 и вероятностью μ_2 просеивания зерна через отверстия соломотряса. Общая вероятность просеивания равна произведению вероятностей $\mu_1\mu_2$.

Отношение произведения вероятностей $\mu_1\mu_2$ к единице пути вороха по соломотрясу за время между двумя последовательными встряхиваниями называют *коэффициентом сепарации*, т. е.

$$\mu = \frac{\mu_1\mu_2}{v_{cp}t}, \quad (12.2)$$

где v_{cp} — средняя скорость движения соломы по соломотрясу.

Коэффициент сепарации характеризует сепарирующую способность единицы длины соломотряса и представляет собой массовую долю зерна, выделенного на 1 см длины клавиш.

Значения коэффициента сепарации μ обусловлены многочисленными факторами: толщиной слоя соломы на соломотрясе, влажностью и другими свойствами вороха, режимом работы соломотряса.

По данным испытаний комбайнов они колеблются в широких пределах $\mu = 0,006 \dots 0,018 \text{ см}^{-1}$.

Экспериментальные исследования просеивания зерна через слой соломы различной толщины показывают, что в пределах, имеющих практическое значение для работы соломотрясов, коэффициент сепарации в зависимости от толщины слоя соломы изменяется по закону равносторонней гиперболы:

$$\mu/\mu_1 = (H_1/H)^m, \quad (12.3)$$

где $\mu = 0,018 \text{ см}^{-1}$ — коэффициент сепарации при толщине слоя $H = 0,20 \text{ м}$; μ_1 — коэффициент сепарации при толщине слоя H_1 ; $m = 0,8 \dots 1,2$; большие значения относятся к легким условиям, меньшие к тяжелым.

Если принять, что коэффициент сепарации μ одинаков по всей длине соломотряса, то на каждом участке длиной в 1 м будет просеиваться одинаковый процент зерна от наличия его в соломе на данном участке.

Следовательно, на первом участке просеется μ от всего количества поступившего на соломотряс, на втором — μ остатка, на третьем — μ от того, что осталось на втором участке и т. д.

Величина a подачи свободного зерна на соломотряс зависит от типа и особенностей молотильно-сепарирующего устройства и может составлять до 5 % от общей подачи q массы в МСУ.

По мере передвижения вороха по соломотрясу количество зерна в нем убывает. Графически этот процесс можно изобразить в виде дифференциальной кривой: по оси X отложена длина соломотряса, по оси Y — количество зерна в соломе (рис. 12.4).

За время dt продукт переместится по соломотрясу на величину dx и относительная вероятность просеивания составит μdx .

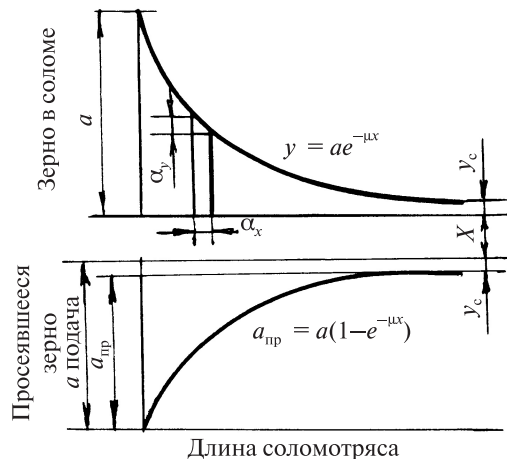


Рис. 12.4. Дифференциальная и интегральная кривые просеивания зерна на соломотрясе

За это же время dt произойдет уменьшение зерна в соломе на величину dy . Относительную величину просеивания получим, если отнесем dy к находящемуся в это время на соломотрясе всему количеству зерна, т. е. dy/y . Очевидно, относительной вероятности просеивания будет соответствовать относительная величина просеивания, т. е.

$$-\frac{dy}{y} = \mu dx. \quad (12.4)$$

Интегрируем обе части уравнения (12.4):

$$\begin{aligned} -\int \frac{dy}{y} &= \int \mu dx, \\ -\ln y &= \mu x + C. \end{aligned} \quad (12.5)$$

Определим C из начальных условий: при $x = 0$ $y = a$, тогда

$$-\ln a = C; \quad -\ln y = \mu x - \ln a; \quad \ln \frac{a}{y} = \mu x; \quad e^{\mu x} = \frac{a}{y}; \quad (12.6)$$

$$y = a/e^{\mu x} = ae^{-\mu x}. \quad (12.7)$$

Обозначив полную длину соломотряса $x = L$ и количество зерна в соломе на выходе ее из соломотряса y_c , имеем

$$y_c = ae^{-\mu L}. \quad (12.8)$$

Полученное выражение (12.8) является основным уравнением сепарации, которое связывает потери y_c зерна за соломотрясом с количеством a зерна, поступившего на соломотряс с МСУ, длиной L соломотряса и его сепарирующей способностью μ .

Поскольку коэффициент сепарации μ зависит от толщины слоя соломы на соломотрясе, потери зерна за соломотрясом будут зависеть от подачи q массы в МСУ.

Исходя из равенства количества поступающей в единицу времени соломы на соломотряс количеству соломы, сходящей с него, будем иметь

$$\frac{q(1-\beta)}{\gamma_c} = B_c H v_{cp}, \quad (12.9)$$

где q – подача растительной массы; β – относительное содержание зерна в обмолачиваемой массе; γ_c – объемная масса соломы на соломотрясе (10...20 кг/м³); B_c – ширина соломотряса; H – толщина слоя соломы на соломотрясе; v_{cp} – средняя скорость слоя вороха по клавишному соломотрясу.

Иными словами, толщина слоя соломы на соломотрясе прямо пропорциональна подаче массы в молотильное устройство.

Таким образом, задав допустимые в соответствии с агротехническими требованиями потери зерна с соломой y_c , можно рассчитать допустимую подачу q массы в молотильный аппарат, обуславливающую толщину слоя H соломы на соломотрясе, при которой обеспечивается требуемая интенсивность сепарации μ .

При расчете q сначала задают количество a свободного зерна, поступающего на соломотряс и потери зерна в солому y_c и по уравнению (12.8) определяют требуемое значение коэффициента μ сепарации.

Зная взаимосвязь (формула (12.3)) между коэффициентом μ сепарации и толщиной H слоя вороха на соломотрясе, рассчитывают значение толщины слоя, обеспечивающее необходимую интенсивность сепарации.

По известной толщине слоя H из уравнения (12.9) находят допустимую подачу q массы в молотильное устройство.

Экспериментально установлено, что при толщине слоя $H = 0,15$ м для просеивания зерна сквозь солому требуется $v_0 = 40$ встряхиваний. При другой толщине H слоя соломы потребуются другое количество встряхиваний, равное

$$v = v_0 \sqrt{\frac{H}{H_0}}. \quad (12.10)$$


При частоте вращения коленчатого вала n время v встряхиваний соломы будет равно $(60/n')v$. Умножив это время на среднюю скорость движения соломы, получим длину соломотряса:

$$L = v_{\text{cp}} \frac{60}{n'} v. \quad (12.11)$$

Количество встряхиваний n' у соломотрясов с расположением шеек через угол $\pi/2$ равно частоте вращения n коленчатого вала, так как каждая клавиша подбрасывает ту часть соломы, которая на ней расположена.

Соломотрясы современных комбайнов имеют площадь 3,8...6,8 м², а в расчете на единицу площади приходится в среднем 30,9 кВт/м² (коэффициент вариации 22,7 %) мощности двигателя.

В условиях постоянно растущей урожайности сельскохозяйственных культур и увеличения пропускной способности МСУ эксплуатационная производительность комбайнов сдерживается ограниченными возможностями клавишных соломотрясов. Наиболее производительные модели зерноуборочных комбайнов сочетают тангенциально-роторные билльные молотильные устройства и роторные сепараторы грубого вороха.

 **Задача.** Определить допустимую подачу q массы в МСУ, обеспечивающую потери зерна за соломотрясом 0,5 %, при относительном содержании зерна в обмолачиваемой массе $\beta = 0,4$, объемной массе соломы на соломотрясе $\gamma_c = 20$ кг/м³, ширине соломотряса $B_c = 1,5$ м, длине соломотряса $L = 4,1$ м, средней скорости движения вороха по соломотрясу $v_{\text{cp}} = 0,4$ м/с, количестве зерна, поступающего на соломотряс из МСУ $a = 0,05q$ и предполагаемой пропускной способности комбайна $q = 12$ кг/с.

Решение. Исходя из предполагаемой пропускной способности комбайна, определим количество зерна, поступающего на соломотряс из МСУ $a = 0,05q = 0,05 \cdot 12 = 0,48$ кг/с.

$$\begin{aligned} \text{Допустимые потери зерна за соломотрясом равны } y_c &= \frac{0,5\beta q}{100} = \\ &= \frac{0,5 \cdot 0,4 \cdot 12}{100} = 0,024 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Из уравнения (12.8) путем логарифмирования определим требуемое значение коэффициента μ сепарации $\ln y_c = \ln a - \mu L$, откуда $\mu = \frac{\ln a - \ln y_c}{L} = \frac{\ln 0,48 - \ln 0,024}{4,1} = 0,007$.

Из соотношения (12.2) найдем допустимую толщину слоя вороха на соломотрясе (при $m = 1$):

$$H_1 = \frac{\mu H}{\mu_1} = \frac{0,018 \cdot 0,2}{0,007} = 0,49 \text{ м.}$$

Тогда из уравнения (12.9) допустимая подача массы будет равна $q = \frac{B_c H v_{\text{cp}} \gamma_c}{1 - \beta} = \frac{1,5 \cdot 0,49 \cdot 0,4 \cdot 20}{1 - 0,4} = 9,85$ кг/с.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОЧИСТКИ И СОРТИРОВКИ ЗЕРНА

Очистке подвергают зерновой материал после уборки урожая с целью удаления примесей. Сортировка предусматривает разделение очищаемой культуры на сорта. В зависимости от назначения зерно сортируют на семенной материал, продовольственный или сырьевой и фуражный. Материалы, получаемые после очистки и сортирования, должны удовлетворять требованиям агротехники или зоотехнии, промышленности и торговли. Основными показателями, определяющими качество очистки и сортирования, являются чистота материала, всхожесть семян, абсолютный или удельный вес и выровненность по размерам. Семена зерновых, бобовых, зернобобовых, масличных и других культур по чистоте и всхожести делятся на кондиционные и некондиционные. По абсолютному или удельному весу зерна и его выровненности определяют ценность как семенных свойств материала, так и продовольственных его качеств. Выровненные по размерам семена с большим удельным весом дают дружные всходы и повышенную урожайность.

13.1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ОЧИСТКИ И СОРТИРОВАНИЯ

Очистка и сортировка семян основаны на различии каких-либо признаков, характеризующих соответствующими параметрами. К таким признакам относятся аэродинамические свойства частиц, их геометрические размеры, плотность, состояние поверхности. Основными параметрами, например, размеров являются толщина, ширина и длина.

Все признаки имеют ту или иную степень изменчивости, что необходимо учитывать при разработке технологической схемы очистки и сортирования зерновых смесей. Изменчивость какого-либо признака может быть представлена в виде вариационного ряда (таблиц) или вариационной кривой.

Для построения вариационного ряда или кривой необходимо проделать 300...500 замеров выбранного параметра (например, толщины семян) и распределить полученные замеры по классам. Для этого, установив максимальное l_{\max} и минимальное l_{\min} значение параметра и разделив разность $l_{\max} - l_{\min}$ на пять—десять равных промежутков, находят число классов.

Разделение семян на классы по какому-либо признаку можно выполнить не только путем замеров, но и пропуска навески зерна массой 50...100 г через решетный или парусный классификатор.

Каждый класс характеризуется крайними значениями параметра (граница класса), средним значением и частотой. Частотой называется количество семян (по массе, количеству или процентам) в каждом классе.

Вариационная кривая (рис. 13.1) распределения какого-либо параметра представляет собой график, по оси абсцисс которого отложены средние значения классов $l_{\text{срj}}$ параметра L , а по оси ординат — частота p_j .

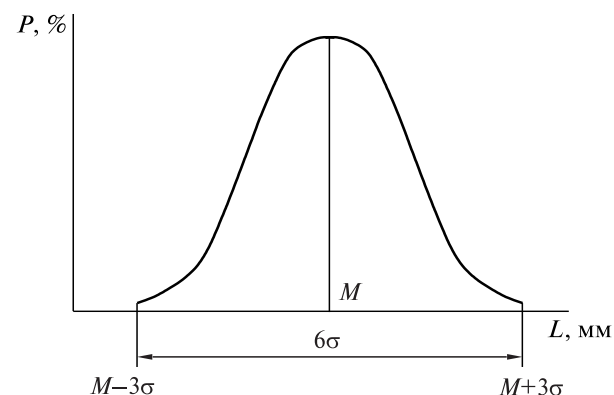


Рис. 13.1. Вариационная кривая нормального распределения

Вариационные ряды и кривые характеризуются средним арифметическим значением M и среднеквадратичным отклонением σ ,

которые при количестве классов, равном k , рассчитывают по зависимостям

$$M = \frac{\sum_{j=1}^k p_j l_{cpj}}{N}; \quad (13.1)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^k (l_{cpj} - M)^2 p_j}{N - 1}}. \quad (13.2)$$

При условии, что характеристика изменения параметра следует закону нормального распределения, описываемому уравнением кривой Гаусса

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(M-l)^2}{2\sigma^2}}, \quad (13.3)$$

в пределах $M \pm 3\sigma$ заключено 99,7 % всего количества материала. Исходя из этого допустимо принимать, что рассматриваемый параметр изменяется от минимального $M - 3\sigma$ до максимального $M + 3\sigma$.

При выборе схем очистки и сортировки необходимо иметь вариационные кривые изменения параметра (например, толщины) для основной культуры и входящих в смесь примесей. По соотношению размеров примеси, входящие в состав смеси, можно разделить на пять групп (рис.13.2):

I – примеси, размеры которых меньше, чем самый малый размер зерен основной культуры (рис.13.2, а);

II – примеси, размеры которых больше наибольшего размера зерен основной культуры (рис. 13.2, б);

III – примеси, наибольший размер которых больше меньшего размера зерен основной культуры (рис. 13.2, в);

IV – примеси, наименьший размер которых соизмерим с наибольшим размером зерен основной культуры (рис. 13.2, г);

V – примеси, размеры которых полностью перекрывают размеры зерен основной культуры (рис. 13.2, д).

Для групп I и II возможно полное отделение семян от примесей.

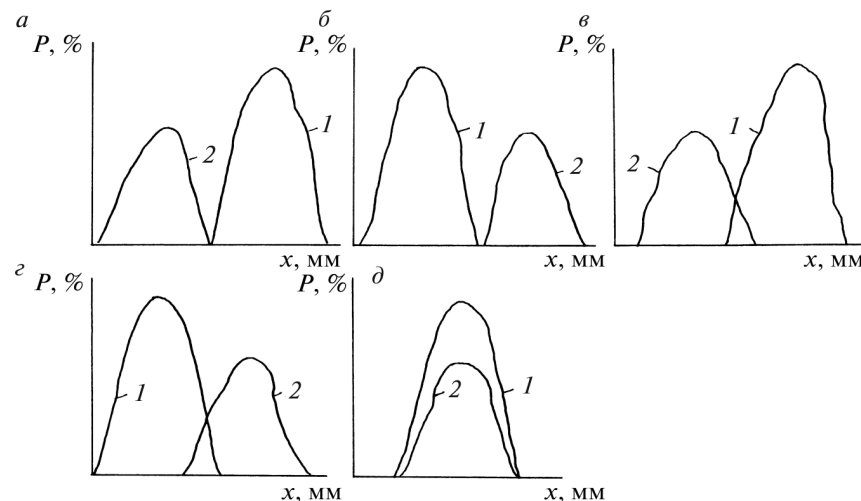


Рис. 13.2. Вариационные кривые распределения размеров семян основной культуры 1 и примесей 2:

а, б – возможно полное разделение; в, г – возможно частичное разделение; д – разделение невозможно

Подбор решет для групп III и IV усложняется. При разделении по данному признаку при полной очистке семян будет наблюдаться частичная их потеря вместе с примесями. При условии недопущения потерь семян в них останется часть примесей.

Для группы V выделение примесей по данному параметру невозможно, поэтому следует использовать другой признак или параметр, по которому они различаются.

13.2. РАБОТА ВОЗДУШНОГО ПОТОКА ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Аэродинамические свойства семян характеризуют поведение их в воздушном потоке. Основными показателями аэродинамических свойств являются:

- критическая скорость $v_{кр}$ (скорость вертикального воздушного потока, при которой частица находится во взвешенном состоянии);
- коэффициент сопротивления воздуха K ;
- коэффициент парусности $K_{п}$.

Если поместить частицу из зерновой смеси в вертикальный воздушный поток, движущийся со скоростью U , то со стороны потока на частицу будет действовать сила R , определяемая по формуле Ньютона:

$$R = K\gamma F(v_b - v_c)^2, \quad (13.4)$$

где γ – плотность воздуха, кг/м³; K – коэффициент сопротивления воздуха; F – площадь проекции частицы на плоскость, перпендикулярную направлению воздушного потока (миделево сечение), м²; v_b – скорость воздушного потока, м/с; v_c – скорость движения частицы (семена), м/с.

Под действием силы R и силы тяжести $G = mg$ частица будет двигаться:

вниз при $R < G$;

вверх при $R > G$;

находиться во взвешенном состоянии при $R = G$, тогда $v_c = 0$, а $v = v_{кр}$. Для случая витания частицы уравнение для определения R имеет вид

$$mg = K\gamma Fv_{кр}^2. \quad (13.5)$$

Отсюда определяется критическая скорость воздушного потока

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{mg}{K\gamma F}}. \quad (13.6)$$

Коэффициенты сопротивления воздуха и парусности зависят от многих изменяющихся факторов:

формы, шероховатости поверхности и плотности семян;

состояния воздушной среды;

миделева сечения, которое меняется из-за вращения семени в потоке.

С учетом этого критическую скорость обычно определяют на парусных классификаторах или в вертикальной аэродинамической трубе. Простейшим устройством для этой цели может служить вертикальный конический канал из прозрачного материала, расширяющийся снизу вверх. По положению семени в момент витания можно зафиксировать на шкале критическую скорость.

При известном динамическом давлении воздушного потока критическую скорость можно определить по формуле

$$v_{кр} = 1,29\sqrt{h_d}, \quad (13.7)$$

где h_d – динамическое давление, Па.

Приравняв выражения (13.6) и (13.7) для $v_{кр}$ и выполнив преобразования, получим уравнение для определения коэффициента сопротивления воздуха:

$$K = \frac{mg}{1,29^2 h_d \gamma F}. \quad (13.8)$$

Чтобы определить коэффициент парусности $K_{п}$, представим частицу массой m в канале с воздушным потоком. Тогда сила сопротивления R_j от воздушного потока на частицу будет

$$R_j = K\gamma Fv_{кр}^2, \quad (13.9)$$

а ускорение j , которое могла бы сообщить частице сила R_j , соответствует величине

$$j = \frac{R_j}{m} = \frac{K\gamma F}{m} v_{кр}^2, \quad (13.10)$$

где

$$K_{п} = \frac{K\gamma F}{m}. \quad (13.11)$$

Природа коэффициента парусности довольно сложна, поэтому на практике чаще пользуются критической скоростью $v_{кр}$.

Критическая скорость и коэффициент парусности одного и того же тела неправильной формы непостоянны, так как зависят от площади поверхности тела, на которую действует поток воздуха (миделева сечения). Площадь же поверхности тела определяется его расположением относительно направления воздушного потока. По этой причине воздушный поток преимущественно используют не для сортировки, а для выделения из зерна кусочков соломы, половы, пыли, для освобождения зерна от семян сорняков, от неполноценного и легкого зерна. Коэффициент парусности прямо

пропорционален площади миделева сечения, приходящейся на единицу массы тела.

Критическая скорость $v_{кр}$ для семян основных зерновых культур находится в пределах 8...12 м/с, коэффициент сопротивления воздуха $K = 0,18...0,27$, коэффициент парусности $K_{п} = 0,07...0,15 \text{ м}^{-1}$.

Критическая скорость и коэффициент парусности для одного и того же вида семян, частиц вороха и примесей изменяются в определенных пределах по закону нормального распределения.

Используя воздушный поток, зерновую смесь можно разделить на две или несколько фракций. Воздушные системы, применяемые в зерноочистительных машинах, обычно включают вентилятор, сепарирующие каналы, осадочные камеры, воздухопроводы и пылеотделители.

Воздушные системы различают по:

- а) направлению воздушного потока — с вертикальным и наклонным потоком;
- б) способу поступления воздуха в каналы — с всасывающим, нагнетательным и нагнетательно-всасывающим потоком;
- в) количеству сепарирующих каналов — с одним и двумя каналами;
- г) способу циркуляции воздуха — с разомкнутым и замкнутым циклом.

В воздушной системе всасывающего действия рабочая зона расположена на входной части вентилятора, а в системе нагнетательного действия — на выходной части вентилятора.

Наиболее эффективными являются воздушные системы нагнетательного действия. Воздух в этих системах, проходя через сетку, приобретает завихренность и равномерность, что важно при разделении смеси по парусности.

Во всасывающих системах вследствие значительного сопротивления сетки (при ее наличии) воздушному потоку часть воздуха поступает через зазоры между каналом и сеткой, в результате чего воздушный поток над сеткой отклоняется от осевого направления и его качество снижается. Однако всасывающий воздушный поток продолжительнее воздействует на частицы, чем нагнетательный, и разделение зерновой смеси происходит эффективнее. Следует также отметить, что системы всасывающего действия не выбрасывают через неплотности пыль и могут успешно работать в закрытых помещениях.

Известны различные варианты воздушных систем зерноочистительных машин. Воздушная система всасывающего действия с одним вертикальным каналом прямоугольного сечения представлена на рис. 13.3, а. Рабочий процесс осуществляется следующим образом: зерновая масса из бункера А питающим валиком через щель в передней стенке канала подается на наклонно поставленную в поперечном направлении сетку Б. Перемещаясь по сетке к противоположной стенке, зерновая масса встречает в канале воздушный поток, создаваемый центробежным вентилятором. Легкие примеси переносятся в осадочную камеру В, а полноценное зерно и тяжелые примеси поступают в приемник Г. Регулирование скорости воздушного потока осуществляется заслонкой I. Аналогичным образом работает воздушная система нагнетательного действия (рис. 13.3, б).

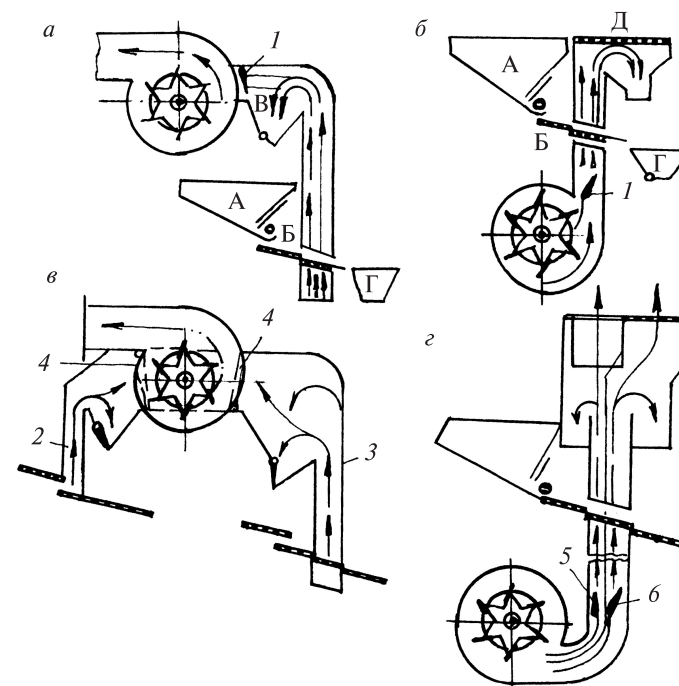


Рис. 13.3. Схемы воздушных систем зерноочистительных машин: а — всасывающего действия; б — нагнетательного действия; в — всасывающего действия с двумя каналами; г — с двумя нагнетательными каналами

Широкое распространение получила воздушная система с двумя аспирационными каналами 2 и 3 (рис. 13.3, в). В первом канале выделяются легкие примеси, а во втором – легкие и щуплые зерна. Регулирование воздушных потоков осуществляется клапанами 4. Встречаются воздушные системы с расположенными рядом нагнетательными каналами (рис. 13.3, з). В первом канале выделяются пыль, полова, легкие примеси, а во втором – щуплое зерно. Регулирование процесса отделения осуществляется заслонками 5 и 6.

Воздушные системы с нагнетательно-всасывающим потоком имеют два вентилятора. В системах с разомкнутым циклом воздух удаляется наружу, а при замкнутом цикле он все время циркулирует в машине, что снижает запыленность окружающей среды.

13.3. РАЗДЕЛЕНИЕ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ НА РЕШЕТАХ

По размерам различные культуры разделяют на решетках, роликовых или ленточных поверхностях и ячеистых триерах. Геометрические размеры частиц материала определяются тремя параметрами: толщиной a , шириной b и длиной l_c . Толщиной считается наименьший размер частицы, длиной – наибольший и шириной – средний (рис.13.4, а).

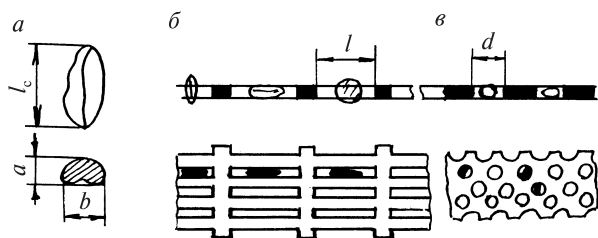


Рис. 13.4. Схемы разделения семян на решетках:
 а – параметры зерна; б – решето с прямоугольными отверстиями;
 в – решето с круглыми отверстиями

Рабочий процесс плоского решета заключается в перемещении зернового материала равномерным слоем по поверхности решета, западании зерен в его отверстия и прохождении под решето тех зе-

рен, размеры которых меньше размеров отверстий. В результате этого смесь делится на две части: сход (примеси или крупное зерно) и проход (примеси или мелкое зерно).

По толщине материал разделяют на решетках с прямоугольными отверстиями (рис. 13.4, б) и на ленточных поверхностях. Для прохождения через отверстие частица на решетке должна повернуться на ребро и расположиться вдоль отверстия, длина l которого значительно превышает длину семян l_c . Это условие обеспечивается при горизонтальных колебаниях решет.

По ширине частицы разделяют на решетках с круглыми отверстиями (рис. 13.4, в) и на роликовых поверхностях. Частицы, меньшие по ширине, чем размер d отверстий, проходят через них. Более крупные компоненты смеси, имеющие размеры больше диаметра отверстий, сходят с решет.

Эффективное разделение на решетках с круглыми отверстиями будет в том случае, если частицы расположатся продольной осью перпендикулярно к поверхности решета. Для этого решету необходимо сообщить вертикальные колебания. В тех случаях, когда длина частиц не превышает ширину более чем в 2 раза, разделение хорошо происходит на таких решетках и с горизонтальными колебаниями.

В роликовых поверхностях используют фигурные или гладкие вращающиеся ролики, а иногда в сочетании фигурные и гладкие. Ролики расставляют с постоянным или переменным зазором между ними. Частицы перемещаются роликами и, западая в ячейки, просеиваются, разделяясь на фракции; при этом выделяются также и сорные примеси. Роликовые поверхности применяют в картофелесортировках – для разделения клубней на сорта по ширине, а также в машинах для калибровки плодов на группы по размерам.

По длине разделение зерновой смеси производят на триерах.

При подборе решет вначале выясняют возможность разделения по толщине a , так как в этом случае применяются наиболее производительные решета с прямоугольными отверстиями, затем по ширине b и после этого по длине l_c .

Решета устанавливаются под определенным углом к горизонту, чтобы обеспечить непрерывное движение материала по рабочей поверхности решета, которое приводится в колебательное движе-

ние при помощи кривошипно-шатунного или эксцентрикового механизма. Эффективность работы решет зависит от:

- направления колебаний;
- угла наклона к горизонту;
- коэффициента трения материала по решетке (табл. 13.1);
- амплитуды и частоты колебаний;
- воздушного потока и др.

Таблица 13.1. Коэффициенты трения продуктов обмолота в движении

Рабочая поверхность	Условия для разных материалов									
	засушливые					нормальные				
	Зер-но	По-лова	Со-лома	Ко-лосья	Стеб-ли	Зер-но	По-лова	Со-лома	Ко-лосья	Стеб-ли
Оцинкованная сталь	0,28	—	0,26	0,22	0,24	0,32	0,38	0,37	0,37	0,38
Шлифованная сталь	0,25	0,37	0,35	0,33	0,36	0,33	0,40	0,38	0,39	0,43

Чтобы управлять технологическим процессом работы решет, надо знать закономерности влияния основных факторов на скорость перемещения материала по решетке.

13.4. УСЛОВИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЗЕРНОВОГО МАТЕРИАЛА ПО ПОВЕРХНОСТИ РЕШЕТА

Кинематические показатели кривошипно-шатунного механизма и связанного с ним решета, как и в режущем аппарате (п. 10.3), могут быть представлены зависимостями:

- перемещение — $x = r(1 - \cos\omega t)$;
- скорость — $v = r\omega \sin\omega t$; $v_{\max} = r\omega$;
- ускорение — $j = r\omega^2 \cos\omega t$; $j_{\max} = r\omega^2$.

На частицу массой m , расположенную на решетке AB , действуют (рис. 13.5) сила тяжести $G = mg$, сила инерции $P_j = mr\omega^2 \cos\omega t$, реакция N и сила трения F .

В положении кривошипа O_1C в I и II четверти возможен сдвиг частицы вниз по решетке, а в положениях III, IV — вверх.

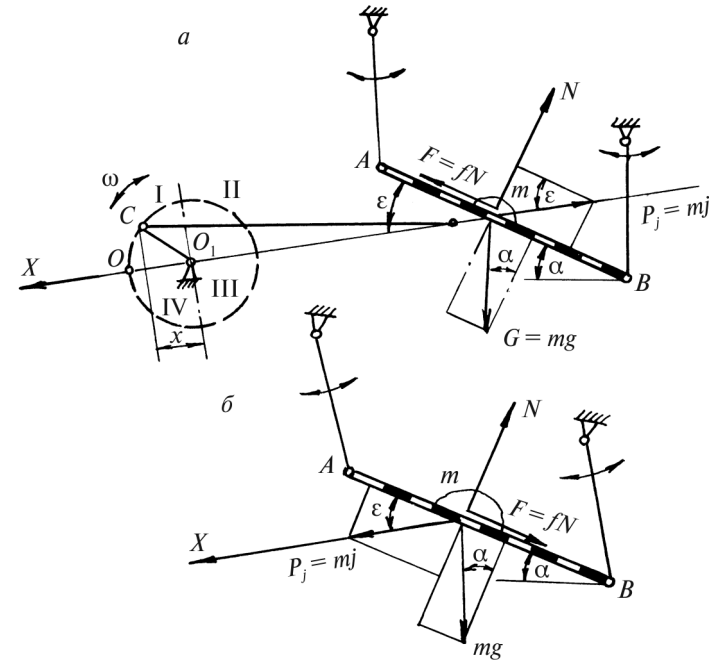


Рис. 13.5. Схема действующих сил при движении материала по поверхности колеблющегося решета:

a — движение вниз по решетке; *б* — движение вверх по решетке

Перемещение частицы вниз по решетке будет при условии неравенства

$$G \sin \alpha + P_j \cos \epsilon > F = fN = \operatorname{tg} \phi (G \cos \alpha - P_j \sin \epsilon) \quad (13.12)$$

или

$$mg \sin \alpha + mj \cos \epsilon > \operatorname{tg} \phi (mg \cos \alpha - mj \sin \epsilon), \quad (13.13)$$

где α — угол наклона решета; ϵ — угол между решетом и направлением колебаний (шатунном); ϕ — угол трения частиц зернового материала о решетку.

При положении кривошипно-шатунного механизма в мертвых точках $\cos\omega t = 1$ и ускорение массы будет максимальным

$$j_{\max} = \omega^2 r. \quad (13.14)$$

Подставив значение J_{\max} в уравнение (13.13) и сократив m , получим

$$\omega^2 r \cos \varepsilon + \omega^2 r \sin \varepsilon \operatorname{tg} \phi > g \cos \alpha \operatorname{tg} \phi - g \sin \alpha \quad (13.15)$$

или после его преобразований

$$\omega^2 r \left(\cos \varepsilon + \sin \varepsilon \frac{\sin \phi}{\cos \phi} \right) > g \left(\cos \alpha \frac{\sin \phi}{\cos \phi} - \sin \alpha \right). \quad (13.16)$$

Отсюда

$$\omega^2 r > g \frac{\cos \alpha \sin \phi - \sin \alpha \cos \phi}{\cos \varepsilon \cos \phi + \sin \phi \sin \varepsilon}, \quad (13.17)$$

или

$$\omega^2 r > g \frac{\sin(\phi - \alpha)}{\cos(\phi - \varepsilon)}. \quad (13.18)$$

Разделив обе части неравенства (13.18) на g и приняв

$$K = \frac{\omega^2 r}{g} \quad (13.19)$$

в качестве показателя кинематического режима работы решета, условие скольжения частицы вниз будет

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\sin(\phi - \alpha)}{\cos(\phi - \varepsilon)} = K_n, \quad (13.20)$$

где K_n – граничное значение показателя кинематического режима, при превышении которого обеспечивается движение частицы вниз по решету.

Условие перемещения зернового материала вверх (рис. 13.5, б) по решету возможно, если

$$P_j \cos \varepsilon > F + G \sin \alpha \quad (13.21)$$

или

$$P_j \cos \varepsilon > N \operatorname{tg} \phi + G \sin \alpha, \quad (13.22)$$

$$mj \cos \varepsilon > \operatorname{tg} \phi (mg \cos \alpha + mj \sin \varepsilon) + G \sin \alpha. \quad (13.23)$$

Преобразовав формулу (13.23), получим неравенство, определяющее условие перемещения материала вверх по решету:

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\sin(\phi + \alpha)}{\cos(\phi + \varepsilon)} = K_b, \quad (13.24)$$

где K_b – граничное значение показателя кинематического режима, при превышении которого обеспечивается движение частицы вверх по решету.

Отрыв частицы от решета будет возможен в случае, если проекция силы инерции P_j на направление, перпендикулярное решету будет больше соответствующей проекции силы тяжести, при этом реакция $N = 0$, т. е.

$$mj \sin \varepsilon > mg \cos \alpha. \quad (13.25)$$

При положении механизма в мертвых точках

$$\omega^2 r > g \frac{\cos \alpha}{\sin \varepsilon} \quad (13.26)$$

или


$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\cos \alpha}{\sin \varepsilon} = k_0, \quad (13.27)$$

где K_0 – граничное значение показателя кинематического режима, при превышении которого обеспечивается отрыв частицы от решета.

Чтобы зерно совершало движение вниз по решету без отрыва со скольжением вверх и вниз, показатель кинематического режима k должен находиться в соотношении с граничными значениями

$$k_0 > k > k_b > k_n. \quad (13.28)$$

Угол трения зерна о сталь $\phi = 16...30^\circ$. Угол наклона решет должен быть меньше этой величины, чтобы не было скольжения материала по неподвижному решету.

 **Задача.** Определить достаточное значение частоты вращения эксцентрикового (кривошипного) вала привода решетного стана, если радиус кривошипа $r = 0,007$ м, угол наклона решет $\alpha = 5^\circ$, угол между плоскостью решет и шатуном $\varepsilon = 10^\circ$, угол трения зерна о сталь $\phi = 23^\circ$.

Решение. Используя уравнения (13.20), (13.24) и (13.27), найдем граничные значения показателя кинематического режима

$$K_n = \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\varphi - \varepsilon)} = \frac{\sin(23 - 5)}{\cos(23 - 10)} = 0,33; \quad K_b = \frac{\sin(\varphi + \alpha)}{\cos(\varphi + \varepsilon)} = \frac{\sin(23 + 5)}{\cos(23 + 10)} = 0,56;$$

$$K_0 = \frac{\cos \alpha}{\sin \varepsilon} = \frac{\cos 5}{\sin 10} = 5,74.$$

Условию (13.28) удовлетворяет значение $k = 0,7$.

Тогда по уравнению (13.19) найдем угловую скорость $\omega = \sqrt{\frac{gK}{r}} =$
 $= \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,7}{0,007}} = 31,3 \text{ рад/с}$ и частоту вращения $n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 31,3}{3,14} = 299 \text{ мин}^{-1}$.

13.5. УСЛОВИЯ ПРОХОЖДЕНИЯ ЗЕРЕН ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ РЕШЕТА

Первое основное условие прохождения зерен через отверстия – подбор такого решета, у которого рабочий размер отверстия (ширина или диаметр) был больше соответствующего размера зерна.

Второе условие прохождения зерен – кинематический режим работы решета должен быть таким, чтобы скорость движения зернового материала по нему не превышала некоторого предела, при котором зерно успевает запасть в отверстие решета.

Рассмотрим прохождение шаровидной частицы $D = 2r$ через отверстие решета длиной l (рис. 13.6) без учета смещения решета за время полета частицы.

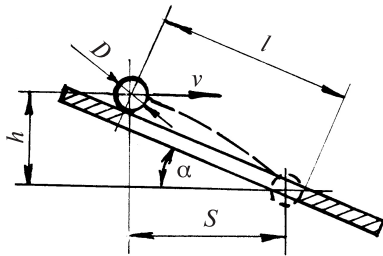


Рис. 13.6. Схема прохождения зерна через отверстия решета

Пусть частица движется как тело, брошенное с начальной скоростью v . Траекторией движения такого свободно падающего тела без учета сопротивления воздуха будет парабола.

Предельный случай, когда возможно западание частицы в отверстие длиной l , можно записать уравнениями, выражающими ее горизонтальное и вертикальное перемещение:

$$S = vt = l \cos \alpha - r, \quad (13.29)$$

$$h = \frac{gt^2}{2} = l \sin \alpha + r. \quad (13.30)$$

Из уравнения для h определим время полета t

$$t = \sqrt{\frac{2(l \sin \alpha + r)}{g}}$$

или

$$\frac{1}{t} = \sqrt{\frac{g}{2(l \sin \alpha + r)}}. \quad (13.31)$$

Определим скорость v

$$v = \frac{1}{t}(l \cos \alpha - r). \quad (13.32)$$

Подставив значение $1/t$ в формулу (13.32), получим выражение для определения предельной скорости v , обеспечивающей западание частицы в отверстие

$$v \leq (l \cos \alpha - r) \sqrt{\frac{g}{2(l \sin \alpha + r)}}. \quad (13.33)$$

Анализ полученного неравенства (13.33) показывает, что чем больше длина отверстия l , тем большую скорость v зерна можно допускать при работе. С увеличением размера зерен и угла α скорость необходимо уменьшать.

13.6. ОЦЕНКА КАЧЕСТВА РАБОТЫ РЕШЕТ

Качество работы решет, как и зерноочистительных машин в целом, оценивают показателем полноты выделения ε , который определяется

$$\varepsilon = \frac{m}{m_0} 100, \quad (13.34)$$

где m – масса выделенных примесей или семян; m_0 – масса примесей или семян, содержащихся в исходном материале и подлежащих удалению.

На показатель полноты выделения влияют:
 правильность подбора решет;
 степень загрузки решета;
 выбранный кинематический режим.

Наглядно разделение зерновой смеси можно представить в виде вариационной кривой N_1 для прошедших через отверстия решета семян, наложенной на кривую N распределения семян, поступивших на решето (рис.13.7, а). В идеальном случае разделение семян (на две фракции) должно произойти по делящей линии ll , соответствующей размеру рабочего отверстия решета l . В действительности же часть семян по размерам, равным или меньшим l , не успевает пройти под решето и сходит с него. Относительное количество семян S , способных пройти через отверстия решета, но не прошедших, равно площади между кривыми N и N_1 в пределах до линии ll (заштриховано на рис. 13.7, а). Делящая линия ll является предельной, до которой действительная делящая никогда не доходит и степень приближения ее к вертикали ll может служить показателем полноты разделения. Если из общего количества семян q , способных пройти через отверстия решета, под решето выделилось q_n семян, то количественную полноту разделения можно определить из отношения

$$\varepsilon = \frac{q_n}{q} 100, \quad (13.35)$$

где q_n – масса семян, прошедших через отверстия решета; q – масса семян, способных пройти через отверстия решета.

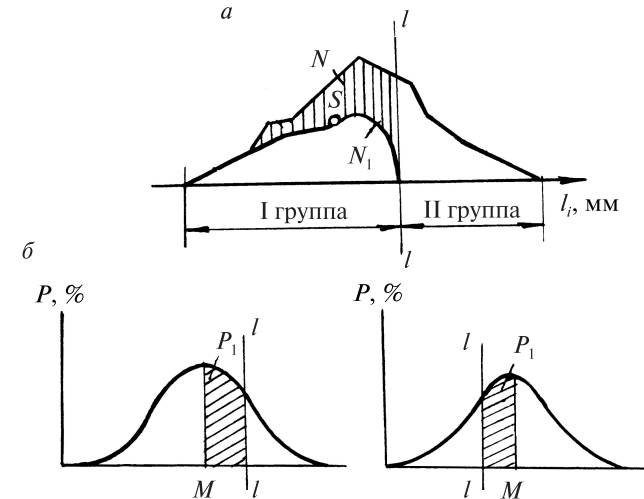


Рис. 13.7. Схемы к определению полноты разделения семян:
 а – теоретическое и действительное распределение относительного количества выделенных семян; б, в – возможные соотношения размеров семян и разделяющего размера l

Масса q_n определяется взвешиванием прошедших через отверстия решета семян. Определить количество семян, имеющих размеры меньше отверстия решета и способных пройти через данное отверстие решета, можно по известному среднему размеру M семян и их среднеквадратичному отклонению σ , используя таблицу значений функции Лапласа или нормального интеграла. Для этого замеряют рабочий размер l отверстия решета и вычисляют отклонение его от среднего значения размеров семян:

$$\frac{|l - M|}{\sigma}. \quad (13.36)$$

По таблице значений нормального интеграла находят количество P_1 (в процентах) семян, имеющих размеры от M до l . Тогда количество семян, способных пройти через отверстия решета

$$P \% = 50 \% \pm P_1 \%. \quad (13.37)$$

При $l > M$ к 50 % прибавляется $P_1\%$ (рис. 13.7, б), при $l < M$ – отнимается (рис. 13.7, в). При известной общей массе $Q = q_n + q_c$

(в килограммах) прохода и схода зерна вычисляют массу семян, способных пройти через отверстия решета:

$$q = \frac{QP}{100}. \quad (13.38)$$

Полнота выделения семян зависит от удельной загрузки решета, кинематического режима его работы, свойств материала и других факторов. В каждом конкретном случае существует оптимальный режим работы решета, которому соответствуют определенная направленность и амплитуда колебаний, удельная загрузка решета и угол его наклона,

При малой загрузке скорость перемещения зерна по решету возрастает. Это приводит к тому, что частицы чаще не попадают в отверстия и полностью не выделяются. Увеличение загрузки снижает скорость перемещения зерна по решету, при этом полнота разделения увеличивается. Однако чрезмерная загрузка решета приводит к образованию толстого слоя, в результате чего мелкие зерна не успевают просеиваться и показатель ϵ снижается.

С повышением показателя кинематического режима возрастает скорость перемещения частиц по решету, что снижает показатель полноты выделения смеси ϵ .

13.7. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС РАБОТЫ ТРИЕРА

В технологических линиях агрегатов и комплексов для послеуборочной обработки зерна, а также в отдельных семяочистительных машинах применяют цилиндрические триеры для разделения зерновой смеси по длине входящих в нее частиц.

Рабочим органом цилиндрического триера является вращающийся цилиндр, на внутренней поверхности которого имеются ячейки. Внутри цилиндра расположены желоб и выводящий шнек.

Зерновая масса, поступающая в цилиндр, увлекается ячейистой поверхностью. Зерно или примеси, не попавшие в ячейку или не полностью поместившиеся в ней, при повороте цилиндра на некоторый угол скатываются вниз, а частицы, попавшие в ячей-

ки, выносятся в желоб и выводятся наружу шнеком. Скатывание зерен после подъема их на определенный угол происходит не в перпендикулярной к оси цилиндра плоскости, а под некоторым углом, поэтому зерновой слой постепенно перемещается вдоль цилиндра до выхода с другого его конца. Триеры, отделяющие от основной культуры короткие примеси и дробленое зерно, принято называть кукольными, а отделяющие длинные примеси – овсюжными.

Таким образом, рабочий процесс триера включает в себя следующие операции: отбор ячейками определенной фракции; подъем частиц на определенный угол; выбрасывание материала в приемный желоб.

Рассмотрим технологические основы выполнения этих операций. На короткую частицу, находящуюся в ячейке вращающегося цилиндра, действуют сила тяжести $G = mg$, центробежная сила $P = m\omega^2 r$, сила трения F и нормальная реакция ячейки N (рис. 13.8, а). В современных триерах со штампованными ячейкам угол между нормалью к элементу поверхности ячейки и радиусом цилиндра R равен $\pi/2$. Частица будет находиться в относительном покое при равенстве сумм проекций всех сил на оси X и Y

$$\sum X = F + m\omega^2 r - mg \sin \alpha = 0; \quad (13.39)$$

$$\sum Y = N - mg \cos \alpha = 0. \quad (13.40)$$

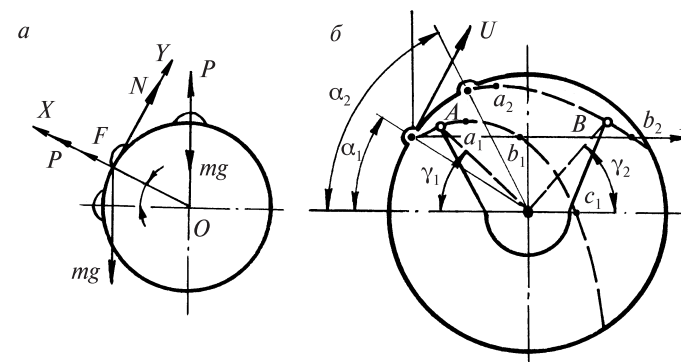


Рис. 13.8. Схема действия сил при работе триера (а) и определение зоны выпадения семян (б) из ячеек

Из выражения (13.40) для $\sum Y N = mg \cos \alpha$.
Тогда

$$F = N \operatorname{tg} \varphi = mg \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi . \quad (13.41)$$

Движение частицы будет при условии

$$mg \sin \alpha > F + m \omega^2 r . \quad (13.42)$$

Подставив значение F в формулу (13.39) и преобразовав ее, получим

$$mg \sin \alpha > mg \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi + m \omega^2 r . \quad (13.43)$$

Приняв $k = \frac{\omega^2 r}{g}$ в качестве показателя кинематического режима, получим

$$\sin \alpha > k + \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi ; \quad (13.44)$$

$$\sin \alpha \cos \varphi - \cos \alpha \sin \varphi > k \cos \varphi ; \quad (13.45)$$

$$\sin (\alpha - \varphi) > k \cos \varphi ; \quad (13.46)$$

$$\alpha > \varphi + \arcsin (k \cos \varphi) . \quad (13.47)$$

Угол подъема частицы ячейкой до начала выпадения (движения по поверхности ячейки) зависит от угла φ трения о ее поверхность ячейки и от показателя кинематического режима k . Значения углов трения колеблются в широких пределах: для куколя $\varphi = 15 \dots 20^\circ$, для пшеницы $\varphi = 15 \dots 25^\circ$. Следовательно, частицы из ячеек будут выпадать в зоне, определяемой углами α_1 и α_2 (рис. 13.8, б):

$$\alpha_1 = \varphi_{\min} + \arcsin (k \cos \varphi_{\min}) \text{ и } \alpha_2 = \varphi_{\max} + \arcsin (k \cos \varphi_{\max}) . \quad (13.48)$$

где φ_{\min} , φ_{\max} – минимальное и максимальное значения угла трения.

В момент выпадения частиц из ячеек в желоб $N = 0$, $F = 0$. Тогда из выражения (13.39) для $\sum X$

$$m \omega^2 r = mg \sin \alpha$$

или

$$\frac{\omega^2 r}{g} = k = \sin \alpha . \quad (13.49)$$

Отсюда

$$\alpha = \arcsin k . \quad (13.50)$$

Тогда максимальное теоретически допустимое значение показателя кинематического режима k , обеспечивающее выпадение частиц при $\alpha = \pi/2$, когда $mg = m \omega^2 r$ (см. рис. 13.8), будет $k = 1$. Следовательно, k должен быть

$$0 < k < 1 . \quad (13.51)$$

Показатель кинематического режима для зерновых культур $k = 0,4 \dots 0,7$, для мелких семян – $k = 0,3 \dots 0,4$.

Диаметр цилиндров выбирают в зависимости от производительности триера (400, 500, 600 и 800 мм).

Частица, оторвавшись от ячейки, совершает свободное движение с начальной скоростью $U = \omega r$, направленной под углом $\pi/2 - \alpha_1$ к горизонту. Проекция скорости на оси X и Y (рис. 13.8, б) без учета сопротивления воздуха

$$v_x = \omega r \sin \alpha_1 ; \quad v_y = \omega r \cos \alpha_1 - gt . \quad (13.52)$$

Перемещение по осям координат

$$x = \omega r t \sin \alpha_1 ; \quad y = \omega r t \cos \alpha_1 - \frac{gt^2}{2} . \quad (13.53)$$

Для определения положения желоба необходимо построить траектории полета семян после выпадения их из ячеек для нижней и верхней границ зоны. Траектория полета семян вполне определяется тремя точками: a , b , c . Координаты этих точек могут быть определены аналитически. Для точки a

$$V_{ya} = \omega r \cos \alpha_1 - gt = 0 , \quad (13.54)$$

Отсюда

$$t = \frac{\omega r \cos \alpha_1}{g} . \quad (13.55)$$

Подставив время t в уравнения, получим

$$x_a = \frac{1}{2} k r \sin 2\alpha_1 ; \quad (13.56)$$

$$y_a = \frac{1}{2} k r \cos^2 \alpha_1 . \quad (13.57)$$

Для точки b , симметричной началу координат относительно точки a

$$\begin{aligned}x_b &= 2x_a = kr \sin 2\alpha_1; \\y_b &= 0.\end{aligned}\quad (13.58)$$

Для точки c

$$y_c = -r \sin \alpha_1 = \omega r t \cos \alpha_1 - \frac{gt^2}{2}.\quad (13.59)$$

Отсюда

$$t = \frac{\omega r}{g} \left(\cos \alpha_1 + \sqrt{\cos^2 \alpha_1 + \frac{2 \sin \alpha_1}{k}} \right).\quad (13.60)$$

Тогда

$$x_c = r \sin \alpha_1 \left(k \cos \alpha_1 + \sqrt{k^2 \cos^2 \alpha_1 + 2k \sin \alpha_1} \right);\quad (13.61)$$

$$y_c = -r \sin \alpha_1.\quad (13.62)$$

По полученным выражениям (13.57)...(13.62) вычисляют координаты точек a_1, b_1, c_1 и a_2, b_2, c_2 траекторий полета семян для нижней и верхней границ зоны выпадения (см. рис. 13.8, б). Для верхней границы вместо угла α_1 подставляют значение угла α_2 .

Частицы, выпавшие из ячеек, должны попасть в желоб, поэтому необходимо, чтобы они оказались в пределах между его передней и задней стенками.

Определим положение передней и задней стенок желоба исходя из условия, что траектория для нижней границы зоны выпадения, определяемой углом α_1 , пересекает переднюю стенку лотка в конечной точке A , а траектория для верхней границы, определяемой углом α_2 , пересекает заднюю стенку лотка в точке B .

Положение точек A и B может характеризоваться углами γ_1 и γ_2 . Значения указанных углов зависят от коэффициента f трения частиц о материал ячеек и от показателя k кинематического режима работы триера. С увеличением f и k угол γ_1 возрастает, а угол γ_2 уменьшается.

Для триеров зерноочистительных машин значения углов γ_1 и γ_2 следующие:

кукольный триер – $\gamma_1 = 41^\circ$; $\gamma_2 = 88^\circ$;

овсюжный триер – $\gamma_1 = 50^\circ$; $\gamma_2 = 85^\circ$.

Если в кукольном триере установить лоток с углом $\gamma_1 < 41^\circ$, отходы основной культуры увеличатся, однако улучшится чистота выделения коротких примесей. Уменьшение угла γ_1 в овсюжном триере, наоборот, снижает чистоту выделения длинных примесей.

В зерноочистительных машинах положение лотков можно изменять в широком диапазоне. Оптимальное положение лотка подбирают непосредственно при работе машины.

Размеры ячеек могут быть определены путем построения вариационных кривых зерновой смеси или приблизительно подобраны по виду очищаемой культуры и характеру примесей (табл. 13.2).

Таблица 13.2. Диаметры ячеек триеров

Культура	Диаметры ячеек, мм	
	для длинных примесей	для коротких примесей
Пшеница, овес, вико-овсяная смесь, житняк, эспарцет	8; 8,5; 9,0	4,5; 5,0
Рожь	8,0; 9,5	5,0; 5,6; 6,3
Ячмень	11,2; 11,8; 12,6	5,6; 6,3; 7,1
Гречиха	8,5	6,3
Клевер, тимофеевка, люцерна	2,8	1,8
Лен	5,0	3,5; 4,0

Эффективность работы триера зависит от правильности установки желоба, удельной загрузки и режима работы. К показателям, характеризующим эффективность триерной очистки, относятся полнота выделения коротких примесей, удельная вычерпываемость (количество материала, вычерпываемого в желоб одним квадратным метром рабочей поверхности триера за один оборот) и чистота полученного зернового материала.

Производительность триера определяется показателем удельной вычерпываемости

$$J = \frac{P}{\omega r L},\quad (13.63)$$


где P – количество материала, вычерпываемого в желоб в единицу времени; ω – угловая скорость вращения; r – радиус цилиндра; L – длина рабочей поверхности цилиндра.

Возможность повышения производительности обычных триеров ограничивается показателем k кинематического режима. Они

работоспособны только при $k \leq 0,7$. При $k = 0,9 \dots 1,0$ частицы не успевают выпасть из ячеек, так как их перемещения в сторону оси вращения не превышают глубины ячеек.

С целью создания условий для выпадения частиц из ячеек при $k \geq 1$ были применены различные методы, приводящие к уменьшению «вредного» действия на них центробежной силы. Цилиндром сообщались дополнительные движения: колебания в горизонтальном (вдоль оси), вертикальном и круговом направлениях, планетарное движение цилиндра. Применение колебаний цилиндра в вертикальной плоскости позволило получить качественную очистку зерна при $k \leq 1,2$ и повысить его производительность на 25...30 %. В еще большей степени интенсифицируется процесс очистки зерна при планетарном движении цилиндра. Однако триеры обоих типов оказались малонадежными, громоздкими. Особой сложностью отличались механизмы их приводов, в связи с чем они не нашли практического применения.

Перспективное решение задачи интенсификации технологического процесса в триере найдено заменой существующего жесткого цилиндра гибкой ячейистой поверхностью, имеющей в зоне выпадения частиц зерновой смеси из ячеек участок с кривизной, обратной кривизне поверхности цилиндра. Технологически это решение реализуется размещением гибкого ячейистого цилиндра внутри ведущего барабана и установкой между ними направляющего валика. Качество очистки, отвечающее установленным стандартам на семена пшеницы, обеспечивается при $k = 10$. При этих режимах работы удельная производительность повышена в 7,5...9 раз по сравнению с обычными триерами.

 **Задача.** Определить угол подъема зерна ячейкой триера до начала выпадения (движения по поверхности ячейки), если угол трения зерна о поверхность ячейки $\varphi = 23^\circ$, диаметр триера $D = 0,5$ м, частота вращения триера $n = 40$ мин⁻¹.

Решение. Найдем значения угловой скорости триера и показателя кинематического режима

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 40}{30} = 4,19 \text{ рад/с}; \quad k = \frac{\omega^2 r}{g} = \frac{4,19^2 \cdot 0,25}{9,81} = 0,45.$$

По уравнению (13.47) определим угол выпадения зерна

$$\alpha = \varphi + \arcsin(k \cos \varphi) = 23 + \arcsin(0,45 \cdot \cos 23) = 47,5^\circ.$$

13.8. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО СОРТИРОВАЛЬНОГО СТОЛА

Для отбора посевного материала высокого качества очищенные от примесей и разделенные по другим признакам семена дополнительно сортируют по плотности. Использование семян с высокой плотностью значительно повышает сбор урожая. Сортируют семена по плотности на пневматических сортировальных столах. По этому показателю можно также производить отделение полноценных семян от примесей и некачественных зерен.

Рассмотрим рабочий процесс пневматического сортировального стола. Семена из бункера поступают на установленную под небольшими поперечным и продольным углами к горизонту колеблющуюся сетчатую деку, по которой они перемещаются вперед и распределяются по всей поверхности. Во время движения по деке слой семян пронизывается воздушным потоком, создаваемым вентилятором. Под совместным воздействием колебаний деки и воздушного потока слой семян переходит в псевдооживленное состояние, в результате чего в нем происходит перераспределение частиц. Семена большей плотности опускаются в нижний слой и транспортируются декой в правый приподнятый ее конец. Семена с меньшей плотностью поднимаются в верхний слой, перемещаются в поперечном направлении и сходят в начале деки. Промежуточная фракция семян сходит в средней части деки.

Для движения плотных семян по поверхности деки без учета воздействия на них воздушного потока кинематический режим необходимо подбирать так, чтобы

$$k_0 > k > k_2 > k_1, \quad (13.64)$$

где k_0 – граничное значение показателя кинематического режима, при котором исключается отрыв семян от деки; k – показатель кинематического режима работы деки ($k = \frac{\omega^2 r}{g}$); k_1, k_2 – граничное значение показателя кинематического режима, при котором исключается движение семян вверх и вниз по деке соответственно.

У пневматического сортировального стола угол направленности колебаний ε отличается от решетного стана очистки по величине и направлению отсчета (п. 13.3). С учетом этого значения гранич-

ных значений показателя кинематического режима определяются по формулам, различающимся знаками при угле ε

$$\left. \begin{aligned} k_0 &= \pm \frac{\cos \alpha}{\sin(\alpha - \varepsilon)}; \\ k_2 &= \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\varphi - \alpha + \varepsilon)}; \\ k_1 &= \frac{\sin(\varphi + \alpha)}{\cos(\varphi + \alpha - \varepsilon)}, \end{aligned} \right\} \quad (13.64)$$

где α — угол наклона деки в продольном направлении; ε — угол направления колебаний, равный 40° ; φ — угол трения семян пшеницы о поверхность деки, равный $22 \dots 30^\circ$.

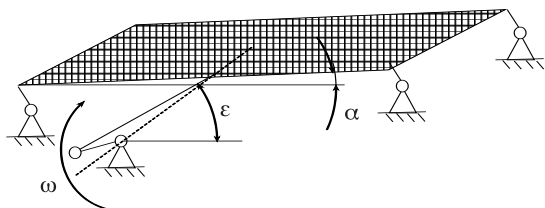


Рис. 13.9. Схема расположения рабочей поверхности деки пневматического сортировального стола

Угол наклона деки в продольном направлении влияет на скорость движения семян вдоль деки. При большом угле наклона деки тяжелые семена сходят в сборник для легких семян, а при малом — легкие семена попадают в сборник для тяжелых семян. Угол наклона деки в поперечном направлении влияет на скорость схода семян с деки и изменяется в пределах $0 \dots 8^\circ$. При слишком большой скорости воздуха нарушается связь тяжелых семян с сеткой деки и они оползают вниз. При малой скорости воздуха нарушается перераспределение тяжелых и легких семян по слоям и они сходят с деки не разделившись.

Известны и другие способы очистки и сортирования семян: на пальцевых решетках, магнитных сепараторах, винтовых «змейках», с помощью пневмосепараторов. Повысить эффективность сепарации зерна в 2...3 раза позволяет применение круговых и импульсных возбуждений при работе решетчатых станков. Эти способы находят применение в специальных зерноочистительных машинах.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ВОЗДУШНЫХ СИСТЕМ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Основные элементы воздушных систем сельскохозяйственных машин — это источники воздушного потока — вентиляторы; воздушные каналы, направляющие воздушный поток и примеси; осадочные камеры и пылеуловители, очищающие воздушный поток от примесей.

Воздушные потоки, создаваемые вентиляторами, применяются в сельскохозяйственном производстве для:

- транспортировки различных сельскохозяйственных материалов;
- очистки и сепарации зерна в зерноуборочных комбайнах, зерноочистительных и сортировальных машинах;
- охлаждения и сушки зерновых и зернобобовых культур, льняного вороха, сена, кукурузы в початках и т. п., имеющих повышенную влажность, в сушилках и методом активного вентилирования;
- химической защиты растений и обработки построек и помещений (опыливатели, опрыскиватели и аэрозольные генераторы);
- регулирования температуры и относительной влажности воздуха в хранилищах сельскохозяйственных продуктов;
- вентиляции помещений для животных, отделений мастерских и общественных зданий;
- охлаждения двигателей внутреннего сгорания.

14.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Работа вентилятора характеризуется расходом воздуха Q , скоростью воздушного потока v_B , создаваемым давлением H в нагнетательной сети, потребной на его привод мощностью N и КПД η .

Создаваемое вентилятором полное давление H расходуется на преодоление сопротивлений в сети (статическое давление $h_{ст}$) и сообщение воздуха скорости на выходе (динамическое давление $h_{д}$).

Динамическое давление определяется кинетической энергией единицы объема (одного кубического метра) воздуха

$$h_{д} = \frac{mv_{в}^2}{2} = \frac{\gamma v_{в}^2}{2}, \quad (14.1)$$

где m – масса 1 м³ или плотность воздуха, $m = \gamma$.

Статическое давление зависит от сопротивлений сети, возникающих при движении воздушного потока (от потерь в вентиляторе, на трение воздуха о стенки каналов, на изгибы каналов, на заслонки и сетки внутри каналов, на сопротивления решет и находящегося на них вороха) и пропорциональных динамическому давлению

$$h_{ст} = (\psi_1 + \psi_2 + \psi_3 + \dots + \psi_i) h_{д}, \quad (14.2)$$

где ψ_i – коэффициенты местных сопротивлений.

Полное давление воздушного потока

$$H = h_{ст} + h_{д}. \quad (14.3)$$

Для обеспечения полезной работы вентилятор должен создавать необходимую скорость $v_{в}$ воздушного потока и его расход Q . По среднему динамическому давлению определяют среднюю скорость воздушного потока:

$$v_{в} = \sqrt{\frac{2h_{д}}{\gamma}} = 1,29\sqrt{h_{д}}, \quad (14.4)$$

где $h_{д}$ – среднее динамическое давление; γ – плотность воздуха, равная 1,2 кг/м³.

Расход воздуха вычисляют по известным скорости $v_{в}$ и площади F поперечного сечения воздухопровода

$$Q = v_{в} F. \quad (14.5)$$

Мощность воздушного потока рассчитывают по формуле

$$L_{в} = HQ; \quad (14.6)$$

мощность на привод вентилятора – по формуле

$$L = M_{в} \omega, \quad (14.7)$$

где $M_{в}$ – крутящий момент на валу вентилятора, Н·м; ω – угловая скорость крылача вентилятора, рад/с.

Давление воздуха измеряется в паскалях с помощью барометров (атмосферное давление), и манометров (давление выше атмосферного).

Принципиальные схемы измерения давления потока воздуха представлены на рис. 14.1. Измерение осуществляется жидкостным U-образным манометром из прозрачной трубки. Внутренний диаметр трубки не менее 5...6 мм. Она может быть заполнена водой (лучше дистиллированной), спиртом или ртутью до нулевой отметки на измерительной шкале.

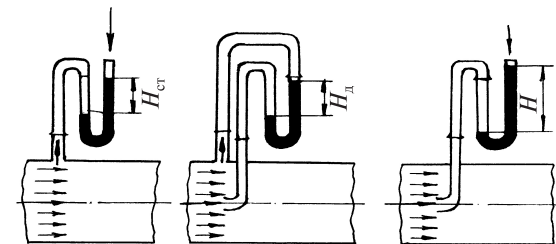


Рис. 14.1. Схемы измерения давления в воздухопроводе: а – статического; б – динамического; в – полного.

Для измерения статического давления ($h_{ст}$) манометр подключают так, как показано на рис. 14.1, а. Один конец трубки манометра подсоединяют к штуцеру отверстия в стенке трубопровода, а другой – оставляют открытым. Через первый на жидкость манометра действует статическое давление потока воздуха в трубопроводе, а через второй – атмосферное давление. Величина статического давления определяется разностью уровней жидкости в обоих коленах трубки манометра. Чтобы избежать больших погрешностей при измерении статических давлений по такой схеме, оси отверстия в трубопроводе и штуцере этого отверстия должны быть

перпендикулярны стенке трубопровода, а диаметр отверстия по возможности малым. Исследованиями установлено, что при диаметре отверстия 0,5...1 мм погрешность при определении статического давления не превышает 1 %. С увеличением диаметра отверстия она увеличивается. Статическое давление может быть положительным или отрицательным (вакуум).

Динамическое (скоростное) давление измеряют тем же жидкостным U-образным манометром согласно рис. 14.1, б. При таком подключении манометра динамическое давление определяется разностью между полным давлением и статическим. Для измерения полного давления торцовое отверстие измерительной трубки устанавливают строго против воздушного потока (рис. 14.1, в). Давление в потоке воздуха обычно измеряют при помощи трубки Пито—Прандтля с геометрически стандартными размерами и присоединяемого микроманометра. Через центральное отверстие трубки передается полное давление, а через боковое — статическое.

Задача. Определить мощность воздушного потока, если его скорость $v_b = 8$ м/с, площадь поперечного сечения воздухопровода $F = 0,1$ м², статическое давление $h_{ст} = 4h_d$.

Решение. Используя уравнение (14.1), найдем динамическое давление

$$h_d = \frac{\gamma v_b^2}{2} = \frac{1,2 \cdot 8^2}{2} = 38,4 \text{ Па.}$$

Полное давление согласно (14.3) равно $H = h_{ст} + h_d = 4h_d + h_d = 5h_d = 5 \cdot 38,4 = 192$ Па.

Расход воздуха по уравнению (14.5) составит $Q = v_b F = 8 \cdot 0,1 = 0,8$ м³/с.

Тогда по выражению (14.6) мощность воздушного потока будет равна

$$L_b = HQ = 192 \cdot 0,8 = 153,6 \text{ Вт.}$$

14.2. ТИПЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Вентиляторы классифицируются по принципу работы, развиваемому давлению, удельной быстроходности и назначению. По принципу работы вентиляторы делятся на центробежные, осевые и диаметрально-осевые.

Центробежный вентилятор (рис. 14.2, а) представляет собой расположенное в спиральном корпусе 1 лопаточное колесо 2, при вращении которого поступающий через входное отверстие 3 воздух попадает в межлопаточные каналы колеса и под действием центробежной силы перемещается по этим каналам, собирается в спиральном корпусе и направляется в выводной канал 4. Центробежные вентиляторы выполняются одно- или двустороннего всасывания. Их рабочие колеса имеют от 8 до 64 лопаток.

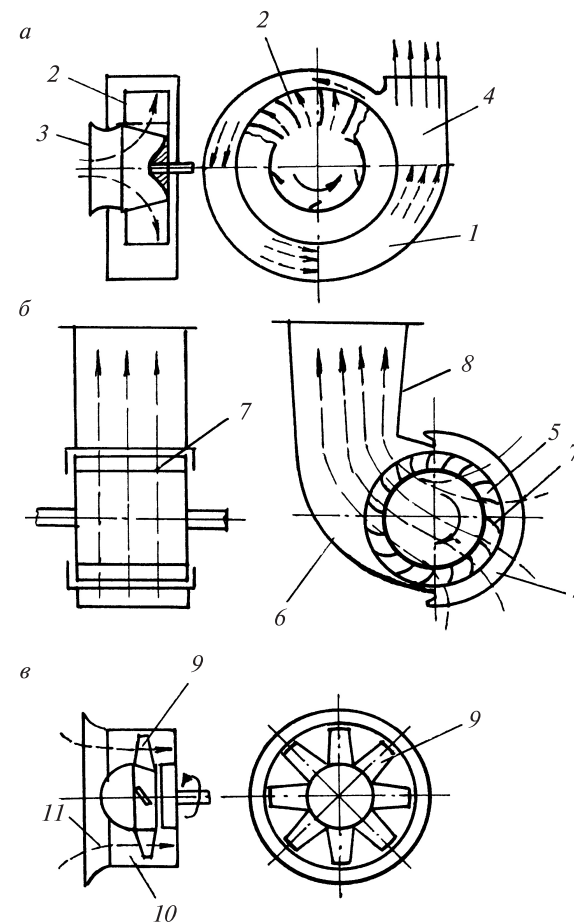


Рис. 14.2. Схемы вентиляторов: а — центробежного; б — диаметрально-осевого; в — осевого

Диаметральный вентилятор представляет собой лопаточное колесо 5 барабанного типа, устанавливаемое в корпусе 6. Колесо, закрытое с торцов, имеет криволинейные, загнутые вперед лопатки 7. Корпус состоит из основания, языка и боковых стенок. Эти элементы корпуса образуют канал 8 (диффузор) для отвода воздушного потока. При вращении колеса воздух захватывается лопатками и проходит межлопаточные каналы в центростремительном направлении, как показано стрелками. Пройдя внутреннее пространство решетки, воздух вновь захватывается лопатками колеса, проходит их межлопаточные каналы в центробежном направлении и далее поступает в выводной канал. Часть воздуха проходит через зазор между основанием корпуса и колесом. Таким образом, лопасти колеса дважды воздействуют на воздух, сообщая потоку более высокие и равномерные скорости в выходном канале по сравнению с центробежными вентиляторами. Кроме того, течение воздуха в них не имеет резких поворотов. Диаметральные вентиляторы являются двухступенчатыми (центростремительно-центробежными) и по производительности и давлению превосходят лучшие конструкции других типов вентиляторов. Диаметральные вентиляторы по габаритам меньше центробежных. Однако они более энергоемки и хуже работают при большом сопротивлении сети. Их применяют в воздушно-решетных зерноочистительных машинах для получения стабильного воздушного потока.

Осевой вентилятор (рис. 14.2, в) состоит из лопаточного рабочего колеса 9, устанавливаемого в цилиндрическом корпусе 1. При вращении колеса поступающий через входное отверстие 11 воздух под действием лопаток перемещается между ними в осевом направлении, при этом его давление увеличивается. Затем воздух поступает в выпускное отверстие, иногда снабжаемое диффузором. Они создают меньшее давление, чем центробежные. Динамическое давление осевых вентиляторов составляет основную долю полного напора. При изготовлении их корпуса и колеса требуется высокая точность, чтобы обеспечить минимальный зазор (0,2...0,3 % от внешнего диаметра лопастного колеса) между лопастями и корпусом. Осевые вентиляторы в основном применяют для проветривания зернохранилищ, складских и других помещений, а также для досушивания сена активным вентилярованием.

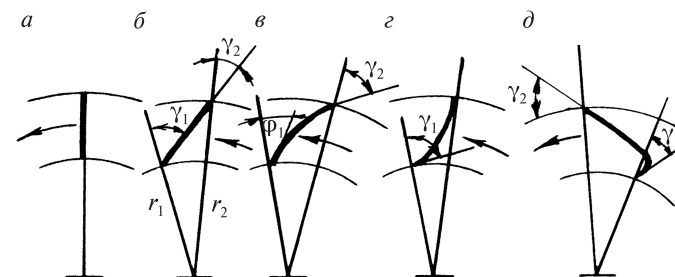


Рис. 14.3. Формы лопаток вентиляторов:

а – радиальная; б – отогнутая назад; в – загнутая назад; г – радиально оканчивающаяся; д – загнутая вперед

По развиваемому давлению различают вентиляторы:

- а) низкого давления – до 1 кПа;
- б) среднего давления – 1...3 кПа;
- в) высокого давления – более 3 кПа.

По назначению различают вентиляторы общего назначения и специальные (сельскохозяйственные, пылевые, взрывоопасные, кислотостойкие, дымососы и др.).

Сельскохозяйственные вентиляторы обычно имеют малое количество лопаток ($z = 4...7$), большую ширину, регулируемые входные отверстия, расположенные с обеих сторон корпуса, и выходной канал прямоугольного сечения с отношением ширины к высоте в пределах от 2 до 5. Эти вентиляторы в основном являются составными частями уборочных комбайнов, зерноочистительных машин и служат для создания воздушного потока, необходимого для очистки и сепарации. Они применяются также для транспортировки различных сельскохозяйственных продуктов. Если транспортируемый материал (сено, солома, сбоина и др.) проходят через лопаточное колесо, то такие вентиляторы называются *экспаустерами*. У эксгаустеров всасывание воздуха производится с одной стороны.

Вентиляторы общего назначения выпускаются под номерами 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 и 12 с внешним диаметром лопаточного колеса равным соответственно 200; 250; 300; 400; 500; 600; 800; 100 и 1200 мм.

По форме профиля лопатки вентиляторов бывают прямолинейные и криволинейные. Первые могут быть радиальными (рис. 14.3, а) или отогнутыми назад (рис. 14.3, б), т. е. в сторону об-

ратную направлению вращения колеса; вторые — загнутыми назад (рис. 14.3, *в*), радиально оканчивающимися (рис. 14.3, *з*) и загнутыми вперед (рис. 14.3, *д*). Положение лопатки характеризуется углами γ_1 и γ_2 , определяемыми соответственно на радиусе r_1 и r_2 внутренних и наружных кромок лопаток колеса.

Вентиляторы с загнутыми назад лопатками относятся к вентиляторам низкого давления, вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, — к вентиляторам среднего и высокого давления. Сельскохозяйственные вентиляторы обычно имеют прямолинейные лопатки, загнутые назад, реже применяются радиальные лопатки. Эти вентиляторы по создаваемому напору относятся к вентиляторам низкого давления.

В зависимости от формы лопаток изменяется взаимосвязь между развиваемым давлением и расходом воздуха (напорная линия). Для прямых радиальных лопаток вершина параболы с точкой m будет лежать на оси ординат. Напорная линия для этого типа колес с увеличением подачи будет падать (рис. 14.4, *а*). Для прямых лопатей, отогнутых назад, γ_2 всегда меньше γ_1 , следовательно, расход при максимальном напоре $Q_{\max} < 0$. Это означает, что вершина параболы лежит слева от оси ординат (рис. 14.4, *б*). Напорная линия с увеличением подачи Q будет падать. Вершина параболы (точка m) будет тем дальше отстоять от оси ординат, чем больше будут отогнуты лопатки назад.

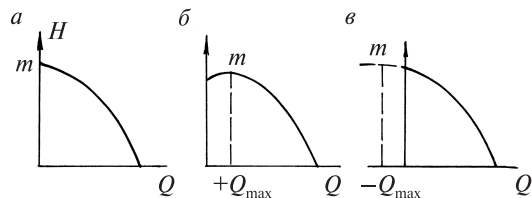


Рис. 14.4. Типы действительных напорных линий

Для криволинейных лопатей, загнутых вперед или радиально заканчивающихся, $\gamma \leq 0$, $Q_{\max} > 0$. Вершина будет лежать справа от оси ординат и на расстоянии большем, чем у вентиляторов с плоскими лопатками. Для криволинейных лопатей, загнутых назад, возможны три формы напорной линии: а) при $\gamma_1 = \gamma_2$ вершина параболы будет лежать на оси ординат; б) при $\gamma_1 < \gamma_2$ вершина параболы

будет расположена слева от оси ординат; в) при $\gamma_1 > \gamma_2$ вершина будет расположена справа от оси ординат (рис. 14.4, *б*). Так как лопатки вентиляторов ветрорешетных устройств в большинстве своем прямые радиально расположенные или отогнутые назад на небольшой угол, то напорная линия для них представляет собой параболу с вершиной на оси ординат (рис. 14.4, *а*) или немного смещенной влево (рис. 14.4, *в*).

14.3. ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Рассмотрим схему работы криволинейной лопатки с радиусами r_1 на входе и r_2 на выходе (рис. 14.5).

Лопатка сообщает частице воздуха некоторую абсолютную скорость $v_{абс}$, направленную под углом β к радиусу-вектору r и складывающуюся из скорости u переносного движения лопатки и скорости v_k относительного движения воздуха вдоль лопатки.

Теоретический напор воздуха $H_{теор}$, создаваемый лопаточным колесом при бесконечном числе лопаток и равномерном распределении скоростей в межлопаточном канале, определяется по уравнению Эйлера

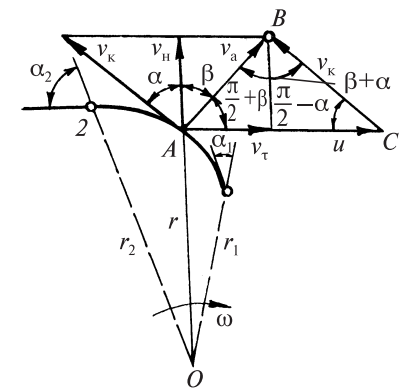


Рис. 14.5. Схема к определению основных соотношений параметров работы вентилятора

$$H_{теор} = \frac{L_b}{Q} = \gamma(U_2 v_{t_2} - U_1 v_{t_1}), \quad (14.8)$$

где L_b — энергия, которую приобретает воздух под действием лопаток вентилятора; Q — расход воздуха; γ — плотность воздуха; U_1, U_2 — окружные скорости точек начала и конца лопатки; v_{t_1}, v_{t_2} — проекции абсолютной скорости частицы воздуха на направления, перпендикулярные радиусам-векторам, соединяющим ось вращения соответственно с началом и концом лопатки.

Теоретический напор, определяемый по уравнению Эйлера, больше действительного, так как в нем не учитывается конечное число лопастей и потери в самом вентиляторе.

Заменим v_{τ_1} и v_{τ_2} на окружные скорости U_1 и U_2 . Как видно из рис. 14.5, для точки A имеем

$$v_{\tau} = U - v_k \sin \alpha = U \left(1 - \frac{v_k}{U} \sin \alpha \right). \quad (14.9)$$

Из треугольника ABC

$$\frac{v_k}{U} = \frac{\cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)}. \quad (14.10)$$

Подставив значение v_k в выражение (14.10), получим

$$v_{\tau} = U \left(1 - \frac{\sin \alpha \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)} \right) \quad (14.11)$$

или

$$v_{\tau} = U \frac{\sin \alpha \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)}. \quad (14.12)$$

По аналогии с формулой (14.12) для точек 1 и 2 рассчитаем начало и конец лопасти

$$v_{\tau_1} = U_1 \frac{\sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)}; \quad (14.13)$$

$$v_{\tau_2} = U_2 \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}. \quad (14.14)$$

Подставив полученные выражения в уравнение Эйлера, получим

$$H_{\text{теор}} = \gamma \left(U_2^2 \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} - U_1^2 \frac{\sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)} \right). \quad (14.15)$$

Заменив U_1 на ωr_1 , а U_2 — на ωr_2 , найдем

$$\frac{H_{\text{теор}}}{\gamma n^2 r_2^2} = \frac{\pi^2}{900} \left(\frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \frac{\sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)} \right) = A. \quad (14.16)$$

При подборе вентиляторов используют принципом механического подобия, т. е. выбирают такой вентилятор, который подобен известному.

В геометрически подобных вентиляторах линейные размеры (отношение радиусов r_1/r_2 , ширины вентиляторов B_1/B_2) пропорциональны, а угловые (α_1 и α_2 , β_1 и β_2) равны.

Исходя из этого условия, получим, что для подобных вентиляторов правая часть приведенного выше выражения (14.16) постоянна, т. е. $A = \text{const}$. Тогда теоретический напор, создаваемый вентилятором изменяется пропорционально квадрату частоты вращения n лопастного колеса, т. е.

$$\frac{H_{\text{теор}}}{\gamma r_2^2 n^2} = A = \text{const}. \quad (14.17)$$

Из условия непрерывности воздушной струи имеем

$$Q = 2\pi r_2 B v_{n_2}, \quad (14.18)$$

где B — ширина лопасти; v_{n_2} — проекция абсолютной скорости воздуха при сходе с лопасти на направление радиуса.

Заменив v_{n_2} выражением

$$v_{n_2} = \frac{v_{\tau_1}}{\text{tg} \beta_2} = \frac{U_2 \cos \alpha_2 \cos \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}, \quad (14.19)$$

получим

$$\frac{Q}{B r_2^2 n} = \frac{2\pi^2 \cos \alpha_2 \cos \beta_2}{30 \sin(\alpha_2 + \beta_2)} = B. \quad (14.20)$$

Для подобных вентиляторов правая часть $B = \text{const}$, тогда

$$\frac{Q}{B r_2^2 n} = B = \text{const}, \quad (14.21)$$

т. е. расход воздуха пропорционален частоте вращения n колеса.

Из уравнения найдем

$$L_T = H_T Q. \quad (14.22)$$

Заменяв L_T и Q их выражениями, получим

$$\frac{L_T}{\gamma B r_2^4 n^3} = AB = C = \text{const}, \quad (14.23)$$

т. е. энергия, приобретенная воздухом, изменяется пропорционально кубу частоты вращения n вала вентилятора.

Основные соотношения (14.16), (14.21) и (14.23) позволяют по известным параметрам воздушного потока при одной какой-либо частоте вращения вала вентилятора определить параметры потока при другой частоте. Так, чтобы рассчитать параметры воздушного потока (Q' , H' , N'), который будет создан вентилятором при частоте вращения рабочего колеса 1000 мин^{-1} , достаточно иметь значения этих параметров (Q , H , N) при любой другой частоте вращения

$$Q' = \frac{v}{n} 10^3; \quad H' = \frac{H}{n^2} 10^6; \quad N' = \frac{N}{n^3} 10^9. \quad (14.24)$$

14.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Вентиляторы подбирают по их количественным и качественным характеристикам, которые снимают опытным путем. Количественные характеристики бывают размерные и безразмерные. Размерной характеристикой называют графическую зависимость полного H , статического $h_{ст}$, динамического h_d давлений, потребной мощности N и КПД η , $\eta_{ст}$ от расхода воздуха Q (рис. 14.6).

Каждому размеру вентилятора свойственна своя размерная характеристика, поэтому для подбора нужного вентилятора надо иметь серию таких характеристик.

Безразмерную характеристику строят по размерной. По оси ординат откладывают расход Q' , полное H' , статическое $h'_{ст}$, динамическое h'_d давление и мощность N' , определяемые из выражений основных соотношений параметров работы вентилятора, а по оси абсцисс – показатель k , характеризующий способность воздушно-го потока совершать полезную работу за счет динамического давления.

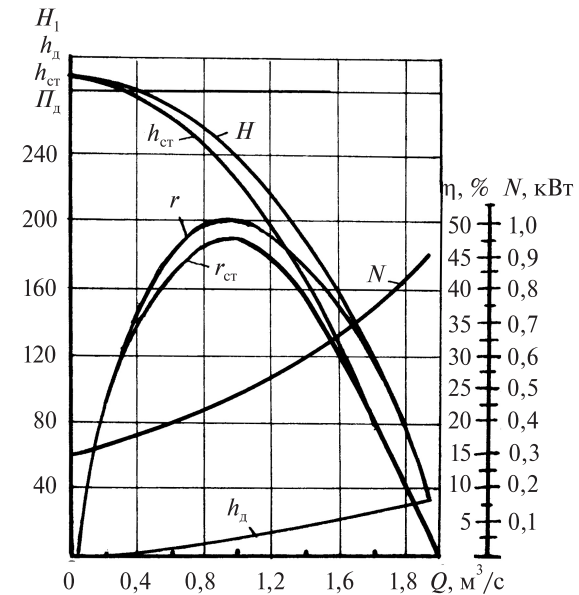


Рис. 14.6. Размерная количественная характеристика вентилятора

Полный манометрический η и статический $\eta_{ст}$ КПД рассчитывают по формулам

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{QH}{\gamma N}; \\ \eta_{ст} &= \frac{Qh_{ст}}{\gamma N}. \end{aligned} \right\} \quad (14.25)$$

Показатель k находят по замеренным H и h_d из выражения

$$k = \sqrt{\frac{h_d}{H}}. \quad (14.26)$$

Всю серию геометрически подобных вентиляторов независимо от их размеров выражает одна безразмерная характеристика.

По безразмерным характеристикам проводят расчеты при подборе вентиляторов. Безразмерные характеристики отражают совершенство аэродинамических схем вентиляторов.

Качественные характеристики определяют равномерность воздушного потока по сечению выходного отверстия вентиляторов. Равномерность оценивают изменением отношения истинного значения скоростей v_b в какой-либо точке к средней скорости v_{cp} воздушного потока в сечении выходного отверстия.

Примеры качественных характеристик диаметрального (а) и центробежного (б) вентиляторов приведены на рис. 14.7. Из рисунка следует, что диаметральным вентилятором создается воздушный поток, равномерный по ширине выходного канала. Вследствие этого в ветрорешетных зерноочистительных машинах, требующих равномерного поля скоростей и давлений, целесообразно применять диаметральные вентиляторы.

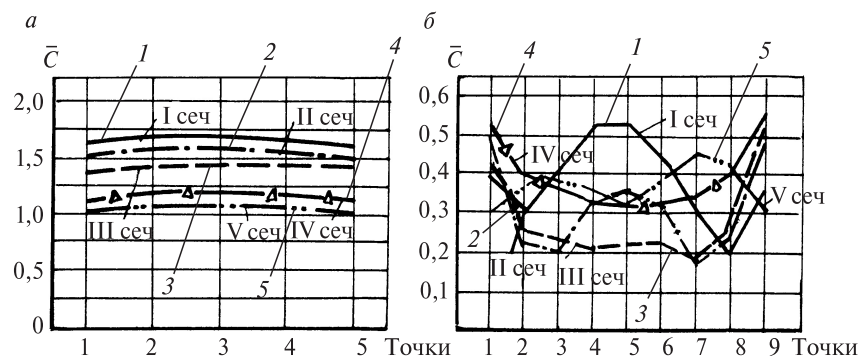


Рис. 14.7. Качественные характеристики вентилятора: а – диаметрального; б – центробежного

По качественным характеристикам сравнивают различные вентиляторы и дают заключение о равномерности создаваемого ими воздушного потока.

14.5. ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА ДЛЯ СИСТЕМ ОЧИСТКИ

Наиболее широко вентиляторы применяются в системах очистки и сортировки семян, при этом основное значение в технологическом процессе имеет динамическое давление, т. е. величина скорости на выходе из вентилятора. При разделении зерновой смеси

в сепарирующих каналах зерноочистительных машин используются аэродинамические свойства частиц. Сопротивление движению тела в воздушной среде зависит от размеров, формы, состояния поверхности, относительной скорости тела, а также от выравнивания поля скоростей.

В практике в качестве признака разделения зерновой смеси по аэродинамическим свойствам обычно пользуются критической скоростью $v_{кр}$, которая определяется опытным путем.

Критические скорости некоторых элементов вороха, которые разделяются рабочими органами комбайнов и зерноочистительных машин, приведены в тал. 14.1.

Таблица 14.1. Критическая скорость $v_{кр}$ составляющих вороха

Составляющие вороха	Скорость $v_{кр}$, м/с
Пшеница полнотельная	8,9...11,5
Пшеница шуплая	5,5...7,6
Рожь	8,4...10,0
Овес	8,0...9,0
Ячмень	8,4...10,8
Легкие сорняки	4,6...5,6
Колос без зерна	3,5...5,0
Соломистые частицы длиной до 100 мм	5,0...6,0

В зависимости от качества вороха, поступающего на грохот, рабочую скорость воздуха на выходе из вентилятора v_p устанавливают с превышением критической скорости $v_{кр}$ тех частиц, которые должны быть вынесены за пределы машины. Выходя из вентилятора, струя воздуха расширяется, и скорость потока в зоне расположения решета составляет примерно 60...70 % скорости v_p , поэтому при определении v_p для вентиляторов, транспортирующих продукты обмолота, используется формула

$$v_p = \alpha v_{кр}, \quad (14.27)$$

где α – опытный коэффициент.

Опытный коэффициент для соломы длиной до 200 мм рекомендуется принимать $\alpha = 1,1...1,7$; для соломы длиной свыше 200 мм – $\alpha = 1,1...1,4$; для полосты – $\alpha = 1,9...3,7$; для сбины – $\alpha = 2,5...5,0$; для обмолоченных колосьев – $\alpha = 1,5...3,0$.

Динамическое давление $h_{дх}$ для проектируемого вентилятора вычисляют по формуле

$$h_{дх} = \frac{\gamma v_p^2}{2}. \quad (14.28)$$

У существующих машин статическое давление $h_{стх} = 150...300$ Па. Полное давление определяется по формуле

$$h_x = h_{дх} + h_{стх}. \quad (14.29)$$

Сечение вертикальных каналов выбирают по удельной нагрузке

$$F_x = \frac{Q}{q}, \quad (14.30)$$

где Q – производительность машины; q – удельная нагрузка на 1 м² канала аспирации ($q = 40...50$ кг/с·м²).

Расход воздуха определяют по формуле

$$Q_x = k' F_x v_p, \quad (14.31)$$

где k' – коэффициент запаса, учитывающий утечку воздуха через неплотности, равный 1,1...1,25.

Коэффициент режима работы проектируемого вентилятора определяют по формуле

$$k_x = \sqrt{\frac{h_{дх}}{h_x}}. \quad (14.32)$$

Для подобных вентиляторов соотношения давлений, расходов воздуха и мощностей имеют вид

$$\frac{h'_x}{h'} = \frac{r_x^2}{r^2} = A_h; \quad \frac{Q'_x}{Q'} = A_h; \quad \frac{b_x}{b} = A_v; \quad (14.33)$$

$$\frac{L'_x}{L'} = \frac{b_x r_x^4}{b r^4} = A_h = A_v = A_L, \quad (14.34)$$

где h'_x , Q'_x , L'_x – давление, расход и мощность проектируемого вентилятора, приведенные к 1000 мин⁻¹ с помощью выражений

$$h'_x = \frac{h_x}{n_x^2} 10^6; \quad Q'_x = \frac{Q_x}{n_x} 10^3; \quad L'_x = \frac{L_x}{n_x^3} 10^9; \quad (14.35)$$

h' , Q' , L' – давление, расход и мощность для испытываемого вентилятора, выбираемые по его безразмерной характеристике при коэффициенте режима k_x проектируемого; r и r_x – радиусы вентиляторов; A_h , A_v , A_L – постоянные давления, расхода и мощности, сохраняющие для подобных вентиляторов одно и то же значение.

Частоту вращения n_x проектируемого вентилятора выбирают из конструктивных соображений или руководствуясь частотой вращения имеющегося двигателя.

Имея h' , $h_x r$, Q' , Q_x' , вычисляют постоянные давления A_h и расхода Q_v , а затем размеры проектируемого вентилятора.

Внутренний и внешний радиус проектируемого вентилятора

$$r_{x1} = r_1 \sqrt{A_h}; \quad r_{x2} = r_2 \sqrt{A_h}. \quad (14.36)$$

Ширина проектируемого вентилятора

$$b_x = b \frac{A_v}{A_h}. \quad (14.37)$$

Мощность на привод вентилятора

$$L' = \frac{L'_x}{\eta_{пер}}. \quad (14.38)$$

где $\eta_{пер} = 0,95...0,98$ – механический КПД передачи.

При выборе вентилятора следует исходить из следующих требований, предъявляемых к технологическим процессам:

обеспечение для заданных условий работы бесперебойной подачи необходимого количества воздуха при заданном давлении;

обеспечение возможности регулирования на постоянное давление или на определенное изменение давления в зависимости от производительности;

экономичность по расходу мощности.

При выборе вентилятора следует исходить из заданных величин давления и подачи воздуха. Серию и тип вентилятора выбирают по характеристикам. При этом необходимо на оси абсцисс

найти соответствующую заданным условиям производительность, а по оси ординат — значение полного давления. По заданным величинам Q и H в точке пересечения определяют частоту вращения вентилятора, его КПД и окружную скорость на наружном диаметре.

14.6. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВ

С использованием создаваемого вентиляторами воздушного потока работают специальные системы по транспортировке сыпучих материалов.

Пневматическая система используется в сеялках для подачи семян из бункера до бороздки (рис. 14.8, *а*). По пути транспортировки осуществляется деление общего потока по семяпроводам. Для устойчивой работы без забиваний скорость воздушного потока в пневмозернопроводах должна составлять 23...25 м/с. Большие скорости воздуха создают проблемы с выдуванием и разбросом семян по бороздке после их выхода из семяпровода.

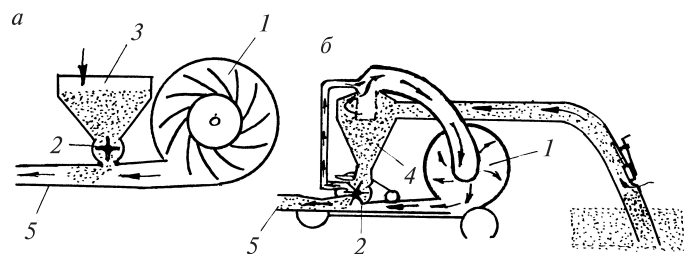


Рис. 14.8. Схемы пневматических систем зерновой сеялки (*а*) и установки для забора и транспортирования зерна (*б*):
1 — вентилятор; 2 — дозатор; 3 — бункер; 4 — циклон;
5 — пневмо-зернопровод

Для забора и транспортировки зерна применяется оригинальная пневматическая установка, где полезно используется всасываемый и нагнетаемый воздух (рис. 14.8, *б*). На этапе всасывания воздух захватывает зерно и транспортирует его в циклон, где потоки разделяются. Затем в нагнетаемый воздух шлюзовым дозатором вводится зерно из циклона и транспортируется по назначению. В

зависимости от мощности вентилятора дистанция транспортировки составляет 10...100 м при подаче 14...35 т/ч. При этом может осуществляться подъем материала на высоту до 5 м.

Аэрожелоба представляют собой наклоненный вниз под углом $\alpha = 2...3^\circ$ трубопровод прямоугольного сечения, разделенный продольной пористой перегородкой (рис. 14.9). Он состоит из секций длиной 2...4 м каждая. Работает аэрожелоб следующим образом: материал из бункера 1 поступает на пористую перегородку 3. Вентилятор создает под перегородкой воздушный поток, который, проходя сквозь перегородку и материал, приводит его в пневдосжиженное состояние. Материал, став более подвижным, перемещается по перегородке желоба к выгрузному отверстию под действием слагающей силы тяжести $mg\sin\alpha$ и увлекающего действия воздушного потока.

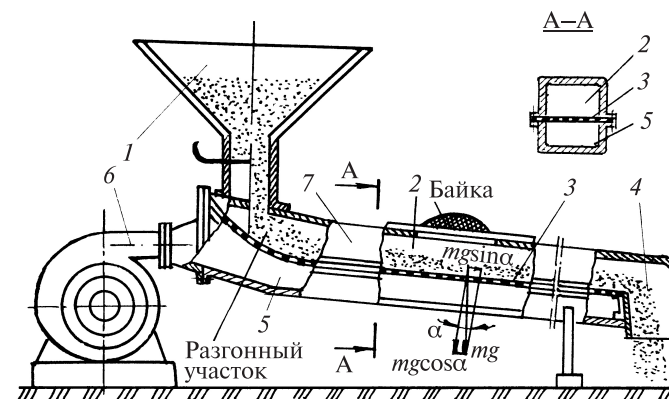


Рис. 14.9. Схема устройства аэрожелоба:
1 — воронка загрузочная; 2 — канал грузовой; 3 — перегородка пористая;
4 — патрубок выгрузной; 5 — канал воздушный; 6 — вентилятор;
7 — аэрожелоб в сборе

Для транспортирования зернопродуктов используют аэрожелоба производительностью 10...40 т/ч длиной 10...45 м и шириной 100...150 мм. Высота воздушного канала у них 100 мм, канала над перегородкой — 200 мм, расход воздуха при дальности перемещения материала 40 м — 480... 1200 м³/ч.

Аэрожелобами с пористыми перегородками можно перемещать различные сыпучие материалы. Однако с укрупнением частиц

перемещаемого материала ухудшается насыщение его воздухом и такой материал хуже транспортируется.

В аэрожелобах длиной более 40 м целесообразно подавать воздух под перегородку в нескольких местах, расположенных последовательно одно за другим по длине желоба. Аэрожелоба могут работать как при низком, так и высоком давлении воздуха под перегородкой. В первом случае используют в качестве воздуходувных машин вентиляторы, во втором — компрессоры. Аэрожелоба для порошкообразных материалов с пористыми перегородками и воздуходувными машинами низкого давления расходуют примерно 1,5 м³/мин воздуха, а высокого давления — 0,3 м³/мин на 1 м² площади аэрации.

Глава 15

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ СУШКИ И АКТИВНОГО ВЕНТИЛИРОВАНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

В зависимости от влажности зерно злаковых и бобовых культур подразделяется на сухое (влажность ≤ 14), средней сухости ($14 < W \leq 16$), влажное ($16 < W \leq 18$) и сырое ($W > 18$ %). Для зерна масличных культур указанные состояния соответствуют влажности на 3 % ниже, чем злаковых и бобовых,

Длительное хранение сена возможно при его влажности 16...17 %, а складывание в копны — при влажности 25...30 %. Потери питательных веществ скошенных растений продолжаются до тех пор, пока влажность скошенной травы не снизится до 38...40 %. При этом объем потерь прямо пропорционален исходной влажности и обратно пропорционален интенсивности сушки. В ясную погоду потери сухого вещества достигают 20 %, а в пасмурную 40 %.

Особой технологии с соблюдением температуры и влажности окружающего воздуха требует хранение картофеля и овощей.

15.1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССОВ

Зерно и другие растительные материалы в сухом состоянии находятся в стадии покоя, или анабиоза. Жизненные процессы в них протекают замедленно. Такие материалы можно хранить в течение длительного периода. Недостаточно высушенная масса самосогревается, в ней усиливаются бактериальные процессы, развиваются микроорганизмы, что снижает всхожесть семян и продовольственные качества зерна, разрушает питательные вещества и витамины