



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Техника и технологии пищевых производств»

Учебное пособие по дисциплине

«Расчет и конструирование машин пищевой промышленности»

Авторы

Тупольских Т.И.

Хозяев И.А.

Механцева И.Ю.

Гучева Н.В.

Кирищев О.Р.

Лимаренко Н.В.

Рябов А.А.

Рудой Д.В.

Шумская Н.Н.

Ростов-на-Дону, 2017

Аннотация

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлениям 19.03.02 «Продукты питания из растительного сырья», 19.03.04 «Технология продукции и организация общественного питания», 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», 15.05.01 «Проектирование технологических машин и комплексов» всех форм обучения.

Приведены описания рабочих органов, методики расчета их конструктивных, кинематических и энергетических параметров. Приведены примеры расчета.

Авторы

ст. преподаватель кафедры «ТиТПП» Гучева Н.В.
к.т.н, доцент кафедры «ТиТПП» Кирищев О.Р.
ассистент кафедры «ТиТПП» Лимаренко Н.В.
к.т.н, доцент кафедры «ТиТПП»
Механцева И.Ю.

ст. преподаватель кафедры «ТиТПП» Рябов А.А.
к.т.н, доцент кафедры «ТиТПП» Рудой Д.В.
к.т.н, доцент кафедры «ТиТПП» Тупольских Т.И.
д.т.н, профессор кафедры «ТиТПП» Хозяев И.А.
к.т.н, доцент кафедры «ТиТПП» Шумская Н.Н.



Оглавление

Введение	4
1 Машины для очистки зерна	5
1.1 Ситовый сепаратор	5
1.2 Пневмосепаратор.....	12
1.3 Триеры	16
1.4 Обоечная машина	27
2 Машины для размола зерна	35
2.1 Вальцовый станок	35
2.2 Мукомольный постав.....	43
3. Машины для сортирования продуктов размола	48
3.1 Рассев	48
3.2 Бурат	52
4. Машины для производства крупы	59
4.1 Вальцедековый шелушитель	59
4.2 Шелушительно-шлифовальная машина.....	61
4.3 Падди – машина.....	65
5. Машины для приготовления комбикормов.....	76
5.1. Молотковая дробилка	76
5.2 Дозаторы	85
5.3. Смеситель	92
5.4 Пресс-гранулятор	95
6.1 Нория	104
6.2. Аэрожелоб	114
Список использованных источников	125

ВВЕДЕНИЕ

Переработка зернового сырья в пищевые, кормовые и технические продукты осуществляется при помощи соответствующих технологических процессов, при которых осуществляется воздействие на зерно при изменении или сохранении его свойств.

Совокупность технологических процессов, обеспечивающих получение какого-либо продукта, составляет технологический поток. На предприятиях по переработке зерна в технологические потоки входят общие для многих отраслей пищевой промышленности процессы (измельчение, дозирование, разделение, смешивание) и транспортные для передачи промежуточных продуктов от одной машины к другой.

Знание устройства оборудования, а также вопросов теории и расчетов основных параметров машины для зернопереработки, позволит студентам освоить основы разработки совершенных конструкций, грамотного обслуживания и эксплуатации рассматриваемого класса машин.

Описание технологического оборудования расположено по технологическому принципу в соответствии с общепринятой классификацией отрасли зернопереработки.

Необходимость издания подобной книги обусловлена отсутствием учебников по расчету рабочих органов машин для предприятий по хранению и переработке зерна, адаптированных для подготовки бакалавров направлений 19.03.02 «Продукты питания из растительного сырья», 19.03.04 «Технология продукции и организация общественного питания», 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», 15.05.01 «Проектирование технологических машин и комплексов».

1 МАШИНЫ ДЛЯ ОЧИСТКИ ЗЕРНА

1.1 Ситовый сепаратор

Сепараторы – машины для механического разделения сыпучих материалов на фракции, различающиеся геометрическими признаками и физическими свойствами.

Ситовые сепараторы на предприятиях по хранению и переработке зерна применяют: для очистки зерновых смесей от примесей, отличающихся от основного зерна линейными размерами (шириной и толщиной); для сортирования зерна на отдельные классы и фракции по крупности при подготовке продовольственного зерна к шелушению, а также доведения семенного зерна до заданных кондиций; для сортирования продуктов измельчения и шелушения зерна.

Сепарация происходит на ситах (штампованных с различной формой отверстий: тканых, металлических, шелковых, капроновых), совершающих возвратно-поступательные или круговые колебания.

Экспериментально установлено, что при сепарировании зерновой массы на наклонном сите (угол наклона $\alpha=4...10^\circ$) с частотой порядка 650 мин^{-1} , амплитудой $0,005...0,012 \text{ м}$ при удельной нагрузке $q = 0,01...0,04 \text{ кг/с}$ на 1 см ширины сита B оптимальной является средняя скорость перемещения зерна по сити $v = 0,3...0,34 \text{ м/с}$.

Величина K – называется кинематическим параметром или показателем кинематического режима сита

$$K = \omega^2 \cdot r,$$

Где r – радиус кривошипа; ω – угловая скорость.

Показатель кинематического режима сита выбирают в зависимости от физико-механических свойств зерна и примесей.

$K = 12,5...16 \text{ м/с}^2$ – для пшеницы и ржи при $r = 0,005...0,01 \text{ м}$;

$K = 13,5...16,5 \text{ м/с}^2$ – для комбикорма при $r = 0,0125...0,015 \text{ м}$;

$K = 11...12 \text{ м/с}^2$ – для калибрования семян кукурузы при $r = 0,007 \text{ м}$.

Производительность машины определяется по ширине подсевного сита с отверстиями диаметром 2 мм или размером $2 \times 20 \text{ мм}$.

$$Q = q \cdot B.$$

где q – удельная нагрузка кг/с на 1 см ширины;

B – ширина сита в см .

Рекомендуемые значения удельной нагрузки:

Расчет и конструирование пищевой промышленности

$q = 0,012...0,017$ кг/с - для подсевных сит; для сортировочных сит с отверстиями диаметром 6...10 мм в 3...4 раза больше; для приёмных сит с отверстиями диаметром 20...40 мм в 8...10 раз больше, чем для подсевных. Эти данные применимы для наклонных сит, совершающих горизонтальные колебания.

На рисунке 1.1 а и б показан сепаратор А1-БИС-100, а на рис.2. расчётная схема.

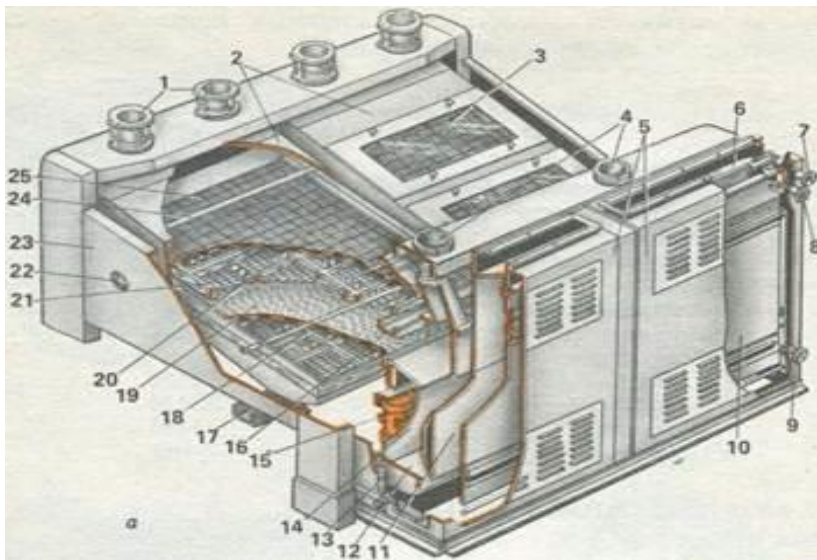


Рисунок 1.1 а. Сепаратор А1-БИС-100:

- 1 — патрубки приемные, аспирационные; 2 — секция ситового кузова; 3 — окно смотровое; 4 — патрубки ; 5 — корпуса пневмосепарирующих каналов; 6 — заслонка пневмосепарирующая; 7, 8, 9 — штурвалы; 10 — стенка подвижная; 11 — канал; 12 — вибрлоток; 13 — пружина; 14 — камера лоток для мелких примесей; 15 — вибратор; 16 — лоток для крупных примесей; 17, 20 — очиститель шариковый; 18 — рама деревянная; 19 — сито подсевное; 21 — поддон сетчатый; 23 — станина; 24 — валик эксцентриковый; 25 — сито сортировочное; 26 — днище распределительное; 27 — фартук; 28 — электродвигатель;

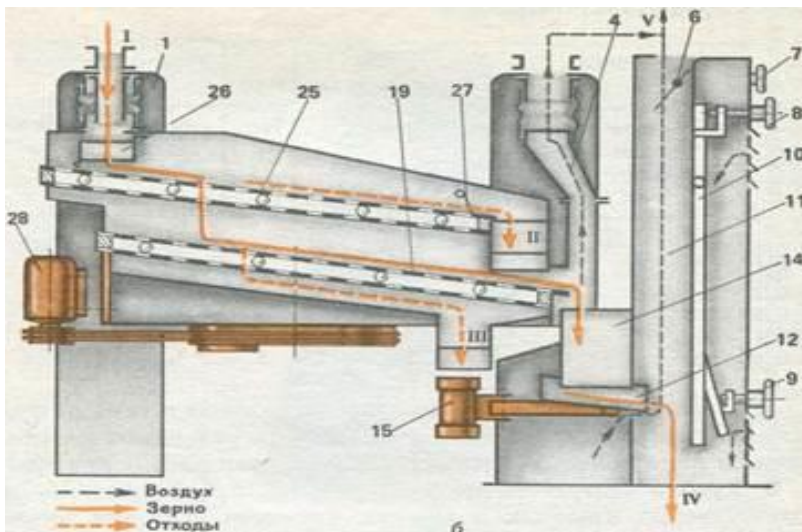


Рисунок – 1.1 б. Функциональная схема

I— зерно исходное; II -примеси крупные; III — примеси мелкие
IV — зерно очищенное; V — воздух с легкими примесями.

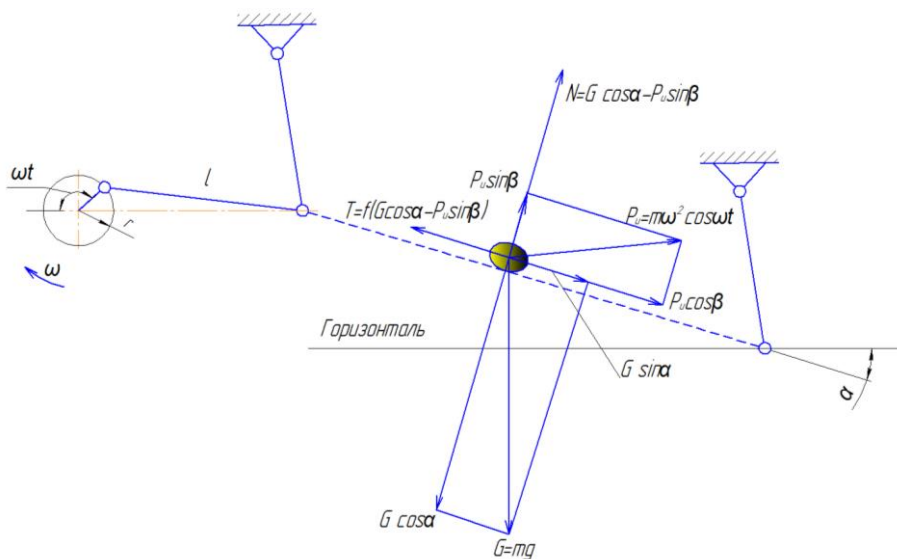


Рисунок 1.2 – Расчётная схема

r – радиус кривошипа;

Расчет и конструирование пищевой промышленности

l – длина шатуна, при этом $l \gg r$ в 50 и более раз;
 ω – угловая скорость кривошипа;
 G – сила тяжести;
 $P_{и}$ – сила инерции;
 F – сила трения.

Исходные данные для расчёта сепаратора.

Производительность по исходному зерну (пшеница) $Q=0,42$ (1500) кг/с (кг/ч);

Объёмная масса зерна $\rho= 760$ кг/м³

Коэффициент трения зерна по сити, $f=0,38$

Определяемые параметры.

Радиус эксцентриситета r ; угол установки сита α ; частота колебаний n ; габаритные размеры сита $B \times L$; мощность электродвигателя $N_{дв}$; масса уравнивающего противовеса m_r .

Расчет

Основное условие сепарирования на плоском сите, совершающем продольные колебания, движение частиц по сити вверх – вниз без подбрасывания

Принимаем: радиус кривошипа (эксцентриситет) $r = 0,004$ м; угол установки сита к горизонту $\alpha = 6^\circ$ (расчёт ведём по посевному сити); угол между плоскостью сита и направлением колебаний $\beta = 6^\circ$.

Рассчитаем частоту вращения эксцентрика привода сит, обеспечивающую перемещение частиц вверх по сити, по формуле:

$$n_{\uparrow} = 30 \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\varphi + \alpha)}{r}};$$

где $\varphi = 21^\circ$, соответствует $f = \operatorname{tg}\varphi=0,38$.

$$n_{\uparrow} = 30 \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(21^\circ + 6^\circ)}{0,004}} \approx 340 \text{ мин}^{-1},$$

Рассчитаем частоту вращения эксцентрика, при которой продукт перемещается вниз по сити:

$$n_{\downarrow} = 30 \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\varphi - \alpha)}{r}}.$$

$$n_n = 30 \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(21 - 6)}{0,004}} \approx 246 \text{ мин}^{-1}.$$

Определим условие, исключающее подбрасывание зерна на сите:

$$n_n \leq \frac{30}{\sqrt{r \cdot \operatorname{tg} \alpha}};$$

$$n_n \leq \frac{30}{\sqrt{0,004 \cdot \operatorname{tg} 6^\circ}} \leq 1500 \text{ мин}^{-1}$$

и установим пределы частоты вращения эксцентрика:

$$n_e < n < n_n;$$

$$340 < n < 1500.$$

Принимаем частоту вращения эксцентрика $n = 600 \text{ мин}^{-1}$.
Максимальная скорость ситового корпуса:

$$V_{\max} = \omega \cdot r = \frac{\pi \cdot n}{30} r;$$

$$\text{где } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30};$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot 600}{30} = 62,8 \text{ с}^{-1};$$

$$V_{\max} = \frac{\pi \cdot 600 \cdot 0,004}{30} \approx 0,256 \text{ м/с}$$

Средняя скорость ситового корпуса

Расчет и конструирование пищевой промышленности

$$v_a = \frac{2}{\pi} \cdot v_{\max};$$

$$v_a = \frac{2}{\pi} \cdot 0,256 = 0,156 \text{ м/с.}$$

Максимальное ускорение ситового корпуса:

$$a_{\max} = \omega^2 \cdot r;$$

$$a_{\max} = 62,8^2 \cdot 0,004 = 15,7 \text{ м/с}^2,$$

что не превышает рекомендованного значения показателя кинематического режима сита $K=16 \text{ м/с}^2$.

Рассчитаем габаритные размеры сита: ширину B и длину L :

$$B = \frac{Q}{q};$$

где Q – производительность по исходному продукту, кг/с;
 q – удельная нагрузка на 1см ширины сита, кг/с.

$$B = \frac{0,42}{0,012} = 350 \text{ мм},$$

Конструктивно принимаем ширину сита равной 450 мм.
 Длину сита определим из рекомендуемого соотношения

$$L = (2,3 - 2,8) \cdot B'$$

$$L = 450 \cdot 2,5 = 1130 \text{ мм.}$$

Учитывая, что ситовый корпус имеет приёмное, подсевное и сортировочные сита, принимаем его суммарную массу вместе со слоем зерна $m = 200 \text{ кг}$.

Потребная мощность на колебание ситового корпуса:

$$N = \frac{m \cdot \omega^3 \cdot r^2}{2};$$

$$N = \frac{200 \cdot 62,8^3 \cdot 0,004^2}{2} \approx 630 \text{ Вт.}$$

Мощность электродвигателя:

$$N_{дв} = k_3 \frac{N}{\eta_0};$$

где k_3 – коэффициент запаса;

$\eta_0 = 0,8$ – КПД привода.

$$N_{дв} = 1,1 \frac{630}{0,8} = 870 \text{ Вт},$$

Из справочника конструктора-машиностроителя [5] выбираем электродвигатель с большей ближайшей мощностью 1 кВт

Принимаем среднюю скорость транспортирования зерна по решетку при условии двухстороннего безотрывного движения с двумя мгновенными остановками, равной

$$v = 0,28-0,34 \text{ м/с}$$

Задавшись начальной толщиной h слоя зерна, поступающего на сито (в пределах 10...15 мм) средней скоростью движения зерна по решетку, выполним проверочный расчёт производительности сепаратора и сравним её с заданной производительностью в исходных данных:

$$Q = B \cdot h \cdot v \cdot \rho;$$

где B – рабочая ширина решета;

h – начальная толщина слоя зерна;

ρ – плотность (насыпная масса зерна).

$$Q = 0,35 \cdot 0,010 \cdot 0,28 \cdot 760 = 0,74 \text{ кг/с} \approx 2600 \text{ кг/ч},$$

Полученная производительность $Q = 2600$ кг/ч удовлетворяет исходным данным.

Рассчитываем массу груза балансира для уравнивания ситового кузова:

$$m_r = \frac{m \cdot r}{R};$$

где m – масса ситового корпуса с продуктом, кг;

R – радиус расположения центра тяжести груза (принимается из конструктивных соображений), м.

$$m_r = \frac{200 \cdot 0,004}{0,15} = 5,3 \text{ кг},$$

Для того чтобы избежать значительных неуравновешенных сил, действующих в вертикальном направлении и являющихся вредными, массу вращающихся грузов берут меньше, т. е. силу инерции кузова уравнивают приблизительно до 60 %.

Определяем окончательно массу груза $m_r = 5,3 \cdot 0,6 = 3,2$ кг.

1.2 Пневмосепаратор

Примеси, отличающиеся от зёрен основной культуры аэродинамическими свойствами, отделяются в пневмосепараторах, которые применяются на мукомольных, крупяных и комбикормовых заводах главным образом для очистки зерна от пыли и примесей, для выделения лузги из продуктов шелушения плёнчатых культур (риса, гречихи, овса, ячменя), а также для контроля крупы и отходов.

Производительность машины определяют исходя из удельной зерновой нагрузки на 1 см длины пневмосепарирующего канала.

Удельная зерновая нагрузка изменяется в пределах $q = 0,014 \dots 0,028$ кг/с на 1 сантиметр длины канала. Нижний предел относится к машинам с производительностью до 0,7 кг/с ($\approx 2,5$ т/ч), а верхний – к машинам с производительностью 0,7...2,8 кг/с (до 10 т/ч). Эти данные относятся к зерновым культурам с объёмной (насыпной) массой $\approx 700 \dots 760$ кг/м³.

Различные операции по переработке зерна крупяных культур обуславливают уменьшение указанной удельной нагрузки. Опытным путём установлены коэффициенты, позволяющие определить производительность этих машин. Значения поправочных коэффициентов приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1 Поправочные коэффициенты производительности

Операция	Культура						
	ячмень	рис	гречиха	просо	овёс	горох	кукуруза
Очистка зерна от примесей (до шелушения)	0,6	0,6	0,5	0,6	0,5	0,8	0,7

Выделение частиц оболочек из продуктов	0,7	0,7	0,6	0,7	0,6	0,8	0,8
Контроль крупы	0,2	0,5	0,4	0,4	0,4	0,5	0,3
Контроль отнсов и лузги	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	0,4

Ориентировочно можно принять, что расход воздуха на аспирацию составляет при очистке зерна 550...650 м³ на 1 т зерна, а при выделении оболочек на крупяных заводах 750...850 на 1 т продуктов шелушения.

При очистке зерна от примесей или выделении частиц оболочек из продуктов шелушения крупяных культур сепараторы должны удалять за один проход не менее 70 % отделяемых воздухом примесей.

Исходные данные для расчёта:

Производительность $Q = 1 (3,6)$ кг/с (т/ч)

Максимальная скорость витания примесей $v_{пр} = 6$ м/с

Скорость витания пшеницы, $v_{пш} = 8,9 \dots 11,5$ м/с

Определяемые параметры:

Габаритные размеры канала – ширина B , длина L , высота H_1 и H_2 ;

Расход воздуха L_B и аэродинамическое сопротивление аспирирующего канала H_M – данные, необходимые для подбора вентиляционного оборудования или расчета аспирационной сети завода.

Расчётная схема аспирационного канала (канал прямоугольный $B \times L$) приведены на рисунке 1.3.

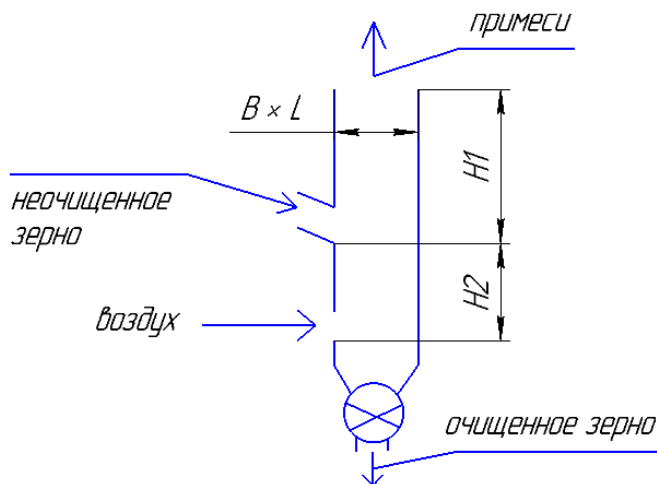


Рисунок 1.3 – Пневмосепарирующий канал

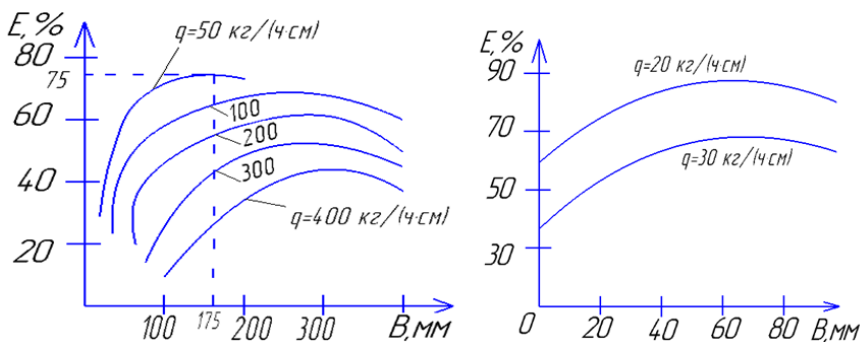


Рисунок 1.4 – Зависимость эффективности очистки зерна E от ширины B канала

По заданной производительности принимаем удельную нагрузку $q = 0,018$ кг/с на 1 см длины канала (интерполяцией).
Длину канала найдём по формуле:

$$L = \frac{Q}{q}$$

$$L = \frac{1}{0,018} = 55,5 \text{ см.}$$

Принимаем $L = 600$ мм.

Расход воздуха на 1 т зерна принимаем равным $q_B = 650 \text{ м}^3$.
Отсюда общий расход воздуха на машину:

$$L_B = 1,1 \cdot q_B \cdot Q$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий возможные подсосы воздуха через неплотности.

$$L_B = 1,1 \cdot 650 \cdot 3,6 \approx 2600 \text{ м}^3 / \text{ч},$$

Скорость воздуха в аспирационном канале найдём по формуле:

$$v_g = \varphi \cdot v_{np}$$

где φ – коэффициент скорости ($\varphi = 1,15 \dots 1,2$);
 v_{np} – скорость витания примесей.

$$v_g = 1,15 \cdot 6 \approx 7 \text{ м/с},$$

Площадь поперечного сечения канала равна:

$$f = \frac{L_B}{v_B}$$

$$f = \frac{2600}{3600 \cdot 7} = 0,104 \text{ м}^2.$$

Ширина канала:

$$B = \frac{f}{L}$$

$$B = \frac{0,104}{0,6} = 0,173 \text{ м.}$$

Принимаем $B = 175$ мм.

Высоты канала H_1 и H_2 , с учетом условий оптимальной продувки слоя зерна воздуха и уноса цельного зерна не более 2 % к массе выделенных примесей принимаются по соотношениям:

$$H_1 = (5 \dots 7) \cdot B$$

$$H_1 = 5 \cdot 175 = 850 \text{ мм},$$

$$H_2 = (1,5...2) \cdot B.$$

$$H_2 = 1,5 \cdot 175 = 250 \text{ мм}.$$

Аэродинамическое сопротивление машины определим по формуле:

$$H_M = \zeta \frac{\rho_B \cdot v_B^2}{2}$$

где $\zeta = 3$ коэффициент аэродинамического сопротивления;
 ρ_B – плотность воздуха,

$$H_M = 3 \frac{1,24 \cdot 7^2}{2} = 91 \text{ Па}$$

По фактической удельной зерновой нагрузке на 1 см длины канала $q = 60$ кг/(ч·см) и ширине канала $B=175$ мм по графику (рис.1. 4) определим эффективность очистки зерна в пневмосепараторе: $E \approx 75$ %.

1.3 Триеры

Для выделения примесей, отличающихся от зерен основной культуры длиной, применяются триеры. Различают триеры кукольные для выделения семян куколя, которые короче зёрен пшеницы, и овсюжные для выделения семян овсюга, которые длиннее зёрен пшеницы. По конструктивным особенностям триеры бывают цилиндрическими и дисковыми. Исходя из этого существуют некоторые особенности расчета их параметров.

1.3.1. Цилиндрический триер

Производительность цилиндрического триера Q в первом приближении определяются по формуле:

$$Q_{ц} = q \cdot F$$

где F – площадь триерной поверхности на внутренней стороне цилиндра, m^2 ;

q – удельная производительность триерной поверхности, кг/($m^2 \cdot c$) (табл.1.2.)

Таблица 1.2 – Удельная производительность триерной поверхности при различных операциях очистки зерна

Очистка	Удельная производительность триера, кг/(м ² ·с)	
	цилиндрического	дискового
Пшеница от коротких примесей (куколь и др.)	0,20-0,25	0,22-0,27
Пшеница от длинных примесей (овсюг и др.)	0,16-0,18	0,14-0,19
Рожь от коротких примесей (куколь и др.)	0,20-0,22	–
Овёс от коротких примесей (куколь, вика и др.)	0,18-0,19	–
Ячмень от коротких примесей	0,15-0,17	–
Гречиха от коротких или длинных примесей (овёс, рожь, вика)	0,16-0,0,19	–
Разделение продуктов шелушения овса	0,14-0,16	0,1-0,15
Отбор ломаных зерен из обработанного риса	0,19-0,20	–
Контроль отходов машин:		
куколеотборочных	0,08	–
овсюгоотборочных	0,06	–

Для проверочных расчетов производительность цилиндрических триеров можно определить по формуле:

$$Q_{ц} = \frac{10^2 \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot n \cdot \chi_{ц} \cdot \Delta \cdot k}{60 \cdot a}$$

где D – диаметр цилиндра, м. В зависимости от производительности выбирается 0,4; 0,5; 0,6 и 0,8 м;

L – длина цилиндра, м. Рекомендуемое соотношение диаметра D и длины L триерного цилиндра приведено в табл. 1.3;

n – частота вращения, мин⁻¹;

$\chi_{ц}$ – число ячеек на 1 м² триерной поверхности, шт;

Δ – средняя масса зерна, выбираемая ячейкой, кг;

k – коэффициент использования ячеистой поверхности;

$k = 0,03–0,035$ при очистке пшеницы от коротких примесей и $k = 0,16–0,18$ при очистке от длинных;

a – содержание зерна мелкой фракции в исходном зерне, %

Таблица 1.3 – Соотношение диаметра D и длины L цилиндров триеров

Диаметр цилиндра, м	Длина цилиндра, м			Диаметр цилиндра, м	Длина цилиндра, м		
	0,75	1,5	2,25		1,5	2,25	3,0
0,4	х	х	х	0,6	х	х	х
0,5	х	х	х	0,8	-	х	х

Число ячеек $\chi_{ц}$ на 1 м^2 ячеистой поверхности

$$\chi_{ц} = \frac{A}{d^B}$$

где A и B – опытные коэффициенты, (табл. 1.4.)
 d – диаметр ячеек, мм. Рекомендуемые значения приведены в табл. 1.5.

 Таблица 1.4 – Значения коэффициентов A и B для штампованных и фрезерованных ячей

Диаметр ячеек d , мм	A	B
1,5–5,5	$4,62 \cdot 10^5$	1,65
6,0–12,0	$5,39 \cdot 10^6$	1,80

Таблица 1.5 – Размеры ячеек в цилиндрических триерах

Культура	Диаметр ячеек для выделения примесей, d , мм	
	Коротких	Длинных
Пшеница	4,5; 5,0	8,0; 8,5; 9,0
Рожь	5,0; 5,6; 6,3	8,5; 9,0; 9,5
Ячмень	5,6; 6,3; 7,1	11,2; 11,8; 12,5
Овес	8,5; 9,0; 9,5; 10,5	–
Гречиха	5,0	8,5
Просо	2,2; 2,5	3,2; 3,5
Рис	4,5; 5,0	–
Кукуруза	8,5; 9,0	–

Частота вращения цилиндра в расчетах определяется зависимостью:

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k_{ц} \cdot g}{D}},$$

где g – ускорение свободного падения;
 $k_{ц}$ – показатель кинематического режима работы цилиндрического триера:

для семян зерновых культур составляет 0,4-0,7, для мелких семян 0,3-0,4.

Проверочный расчет длины триерного цилиндра можно выполнить по зависимости:

$$L = \frac{Q_{ц}}{q \cdot \pi \cdot D}.$$

Установка и форма приемного желоба. Режим работы триера и форма его ячеек подбираются таким образом, чтобы зона 1 скольжения длинных зёрен не накладывалась на зону 2 выпадения коротких зёрен (рис. 1.5).

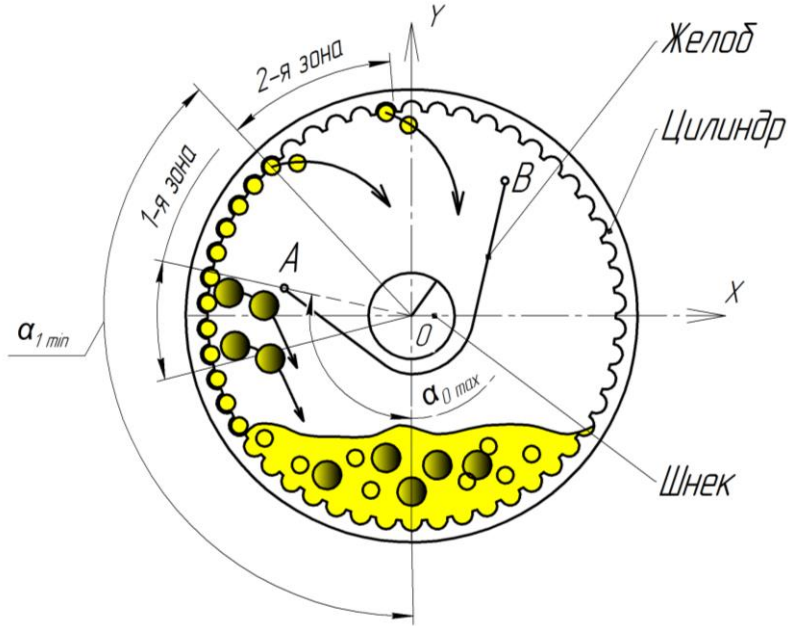


Рисунок 1.5 - Установка приемного желоба

Зона 1 заключается между минимальным и максимальным предельным углом подъема зерен, не попавших в ячейки, находящихся на гладкой поверхности цилиндра α_0 , определяемым по формуле:

$$\alpha_0 = \varphi' + \arcsin\left(\frac{\omega^2 \cdot D}{2 \cdot g \cdot \sin \varphi'}\right),$$

Где $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ - частота вращения цилиндра, с⁻¹;

φ' – угол трения зерна о триерную поверхность (табл. 1.6).

Таблица 1.6 – Значения углов трения о триерную поверхность зерна

Диаметр ячейки	Овес (ячейки \varnothing 8,5мм)		Пшеница (ячейки \varnothing 8,5мм)		Куколь (ячейки \varnothing 4,25мм)		
	минимальный	максимальный	минимальный	максимальный	минимальный	максимальный	
На гладкой поверхности между ячейками (φ')	II	32	34	37	39	23	45
	I	44	65	37	50	–	–
в ячейках (φ'')	II	84	87	62	107	87	111
	I	68	75	63	120	–	–

Примечание. Знак I относится к зернам, располагающимся при движении перпендикулярно образующей цилиндра, а знак II – к зернам, располагающимся при перемещении параллельно образующей цилиндра.

Зона 2 заключается между минимальным и максимальным углами подъема коротких зерен α_1

$$\alpha_1 = 90^\circ + \varphi'' + \beta + \arcsin\left(\frac{\omega^2 \cdot D}{2g} \cdot \cos \varphi'' + \beta\right),$$

где φ'' – угол трения в ячеях;
 β – угол наклона поверхности ячейки к радиусу цилиндра. Определяется углом установки пуансона, колеблется между положительными и отрицательными значениями углов от минус 15° до плюс 15° .

Установка приемной кромки *A* и *B*. Желоба устанавливают так, чтобы короткие зерна, выпавшие из наиболее высоко расположенных ячеек, не могли в зоне 1 попасть в желоб, а в зоне 2 проскочить над ней.

Расстояние свободного полета частицы по горизонтали *x* можно определить по зависимости

$$x = \frac{\omega \cdot D^2 \cdot \sin 2 \cdot (\alpha - 90^\circ)}{8 \cdot g},$$

где α – максимальные значения α_0 или α_1 .

Диаметр шнека желоба определяется зависимостью

$$D = \sqrt{\frac{Q_{ш}}{15 \cdot \rho \cdot \varphi \cdot \psi_0 \cdot n \cdot S}},$$

где $Q_{ш}$ – производительность шнека, кг/ч. Принимают для овсюжных триеров равной производительности триера, а для кукольных триеров – 0,15;

ρ – удельный вес транспортируемого материала, для пшеницы 750 кг/м^3 ;

φ – коэффициент наполнения, принимают $\varphi=0,8$;

ψ_0 – коэффициент скорости, принимают $\psi_0=0,9$;

n – частота вращения шнека, мин^{-1} ;

S – шаг шнека, м.

В качестве примера выполним проверочный расчет цилиндрического триера.

Дано: $D = 0,6 \text{ м}$, $L = 2,25 \text{ м}$, обрабатываемый материал – пшеница. Вид обработки – очистка от длинных примесей, составляющих 4 % от общей массы. Частота вращения дисков $n = 43 \text{ мин}^{-1}$.

Производительность цилиндрического триера в первом приближении:

$$Q_{\text{ц}} = q \cdot F = \frac{\pi \cdot D}{4} \cdot L \cdot q,$$

где q – удельная производительность на триерной поверхности для пшеницы при очистке от длинных примесей. Принимаем ее среднее значение, равное 0,17.

Тогда:

$$Q_{\text{ц}} = \frac{0,17 \cdot \pi \cdot 0,6 \cdot 2,25}{4} = 0,18 \text{ кг/с}$$

Уточненный расчет производительности триера

$$Q_{\text{ц}} = \frac{10^2 \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot n \cdot \chi_{\text{ц}} \cdot \Delta \cdot k}{60 \cdot a}$$

Число ячеек на 1 м² триерной поверхности овсюгоотборочной машины:

$$\chi_{\text{ц}} = \frac{A}{d^B}$$

Рекомендуемый диаметр ячеек для выделения длинных примесей из пшеницы принимаем по табл. 1.5. Его среднее значение $d = 8,5$ мм. Рекомендуемые значения $A = 5,39 \cdot 10^6$ и $B = 1,8$ определяем по табл. 1.4.

$$\chi_{\text{ц}} = \frac{5,39 \cdot 10^6}{8,5^{1,8}} = 11,47 \cdot 10^4$$

Средняя масса зерна, выбираемая ячейкой, может быть определена из следующих соображений. Средняя масса одного пшеничного зерна 0,45 г. В ячейку укладывается, в основном, три зерна и если принять вероятность этого события 0,9, то

$$\Delta = 0,45 \cdot 3 \cdot 0,9 = 1,2 \text{ (г)} = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ (т)}.$$

Коэффициент использования ячеистой поверхности при очистке от длинных примесей k , если принять его среднее значение, будет равен 0,17. Подставляя полученные значения, получаем

$$Q_{\text{ц}} = \frac{10^2 \cdot \pi \cdot 0,6 \cdot 2,25 \cdot 43 \cdot 11,47 \cdot 10^4 \cdot 1,2 \cdot 0,17}{60 \cdot 4 \cdot 10^6} = 1,775 \text{ (т/ч)}.$$

Кинематический режим работы триера можно определить по выражению:

$$k_{\text{т}} = \frac{D \cdot \pi^2 \cdot n^2}{2 \cdot g \cdot 30^2}$$

$$k_{\text{т}} = \frac{0,6 \cdot 3,14^2 \cdot 43^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 30^2} = 0,62$$

Данный триер следует отнести к быстроходным, поскольку у тихоходных кинематический режим находится в пределах 0,2 – 0,3.

Предельные углы подъема зерен, не попавших в ячейки, которые определяют зону 1 (зону скольжения овса), вычислим как:

$$\alpha_0 = \varphi' + \arcsin\left(\frac{\sin^2 \alpha}{2 \cdot 30^2} \cdot \sin \varphi'\right)$$

угол трения равный φ' , находим из табл. 1.6, который в нашем случае для овса составляет $\varphi'_{\min} = 32^\circ$, $\varphi'_{\max} = 65^\circ$.

$$\alpha_{0\min} = 32^\circ + \arcsin\left(\frac{43^2 \cdot 0,6}{2 \cdot 30^2} \cdot \sin 32^\circ\right) = 51^\circ 03'$$

$$\alpha_{0\max} = 32^\circ + \arcsin\left(\frac{43^2 \cdot 0,6}{2 \cdot 30^2} \cdot \sin 55^\circ\right) = 98^\circ 53'$$

Предельные углы подъема зерен пшеницы, попавших в ячеи, определяющие зону 2, вычисляются по формуле:

$$\alpha_1 = 90^\circ + \varphi'' + \beta + \arcsin\left(\frac{n^2 \cdot D}{2 \cdot 30^2} \cdot \sin \varphi''\right)$$

углы трения в ячеях определяем по табл. 1.6 и в нашем случае $\varphi''_{\min} = 62^\circ$ и $\varphi''_{\max} = 120^\circ$.

Угол β принимаем равным 15° как наиболее технологичный.

$$\alpha_{1\min} = 90^\circ + 62^\circ - 15^\circ + \arcsin\left(\frac{43^2 \cdot 0,6}{2 \cdot 30^2} \cdot \sin 62^\circ\right) = 154^\circ 53'$$

$$\alpha_{1\max} = 90^\circ + 120^\circ - 15^\circ + \arcsin\left(\frac{43^2 \cdot 0,6}{2 \cdot 30^2} \cdot \sin 120^\circ\right) = 227^\circ 11'$$

Угол $\alpha_{1\max}$ выходит за пределы вертикального диаметра, что является нежелательным и, следовательно, кинематический режим не совсем подходит для данного обрабатываемого материала.

Расстояние расположения точки А – кромки приемного желоба до стенки триерного цилиндра можно подсчитать по зависимости:

$$x = \frac{n^2 \cdot D^2}{30^2 \cdot 8} \cdot \sin 2(\alpha_{0\max} - 90^\circ)$$

$$x = \frac{43^2 \cdot 0,6^2}{30^2 \cdot 8} \cdot \sin 2(98^\circ 53' - 90^\circ) = 0,028 \quad (\text{м})$$

или $x = 28 \text{ мм}$.

1.3.2 Дисковый триер

Производительность дискового триера в первом приближении определяется по формуле:

$$Q_0 = q \cdot F \cdot 2 \cdot Z \text{ или } Q_0 = q \cdot \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) \cdot 2 \cdot Z,$$

где F – площадь ячеистой поверхности на одной стороне диска, м^2 ;

q – удельная производительность триерной поверхности дискового триера $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, в табл.1.2;

Z – число рабочих дисков в машине;

R_1 – радиус диска по внешним ячеям, м ;

R_2 – радиус диска по внутренним ячеям, м ;

Для проверочных расчетов производительность дискового триера можно определить по формуле:

$$Q_d = 10^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) \cdot Z \cdot n \cdot \chi_d \cdot \Delta \cdot k,$$

где χ_d – число ячеек на одной стороне диска.

Количество ячеек на одной стороне диска можно определить приближённо по формуле:

$$\chi_d = \frac{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)}{l + b}$$

где l – размер стороны ячейки, выбираемый по ГОСТ 22058-76, мм (табл. 1.7; рис. 1.6)

b – ширина перемычки между ячейками, $b = 1,5 \text{ мм}$.

Таблица 1.7 – Размер ячеек дисков, мм.

Обозначение	Условные обозначения ячеек								
	I-4	I-4,5	I-5,0	II-4,5	II-5	II-6	III-7	III-8	III-9
$l; b'$	4,0	4,5	5,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
h	2	2,25	2,5	2,25	2,5	3	3,5	4	4,5

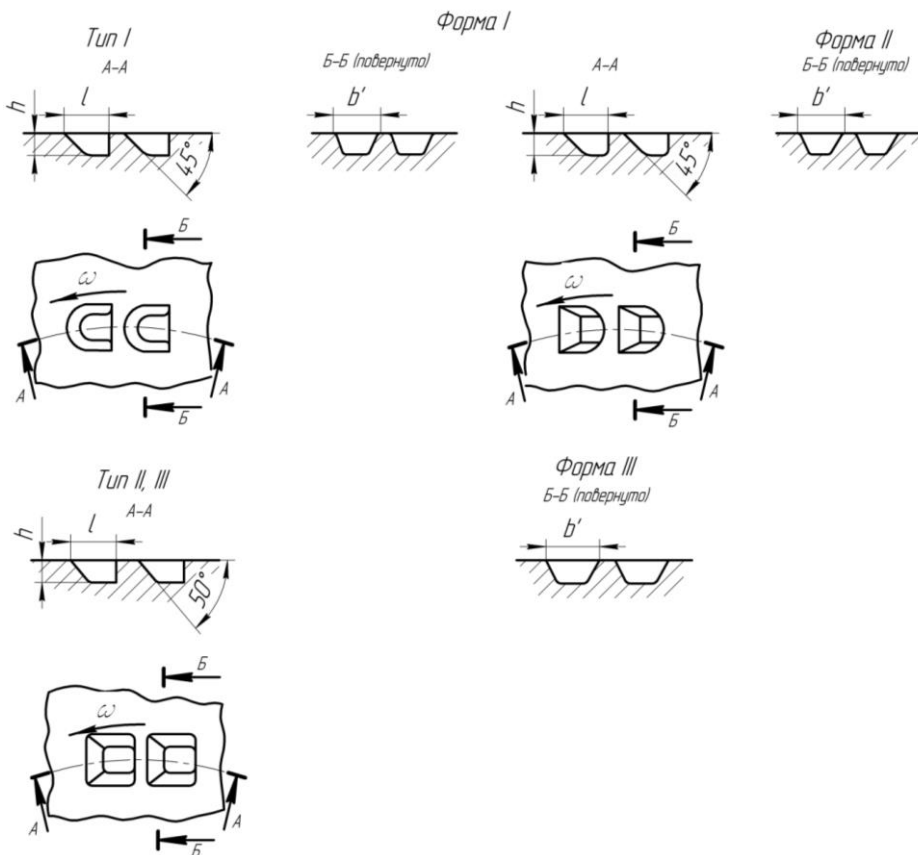


Рисунок 1.6 - Форма и профиль ячеек в дисковых триерах.

Частоту вращения дисков дискового триера n можно подсчитать по зависимости, полученной из уравнения относительного движения зерновки в ячейе (рис.1.7)

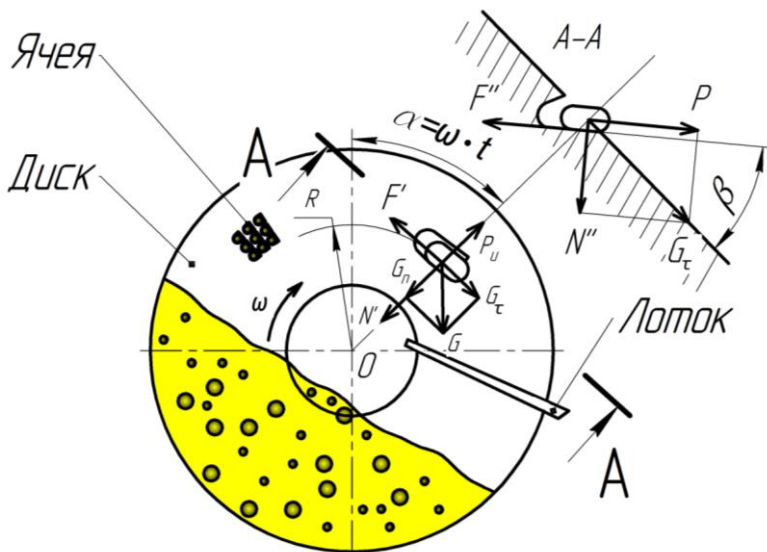


Рисунок 1.7 – Расчётная схема для определения скорости вращения дисков

R – радиус-вектор положения зерновки, G – сила тяжести, N' , N'' – силы нормального давления.

$$P = F' + F'' = (P_{\pi} - N) f + N'' f$$

где P – движущая сила

F' – сила трения о боковую поверхность ячеи

F'' – сила трения о направляющую поверхность (дно) ячеи

$$P_{\pi} = m \omega^2 R$$

Подставляя приведенные выше значения F' и F'' , получим

$$G \sin \alpha \cos \beta = f(P_{\pi} - G \cos \alpha) + G f \sin \alpha \sin \beta;$$

$$G \sin \alpha \cos \beta - G f \sin \alpha \sin \beta = f(P_{\pi} - G \cos \alpha);$$

$$G \sin \alpha (\cos \beta - \operatorname{tg} \varphi'' \sin \beta) = \operatorname{tg} \varphi'' (P_{\pi} - G \cos \alpha);$$

$$G \sin \alpha \cos(\beta + \varphi'') = \frac{G}{g} \sin \varphi'' \omega^2 R - G \sin \varphi'' \cos \alpha.$$

Делая соответствующие преобразование, имеем:

$$\sin \alpha \cos(\beta + \varphi'') + \sin \varphi'' \cos \alpha = \sin \varphi'' (\omega^2 R) / g$$

Откуда

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{R} \left[\frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cos(\beta + \varphi'') \right]}$$

с учетом $\omega = \frac{\pi n}{30}$

$$n = 30 \cdot \sqrt{\frac{1}{R} \left[\frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cdot (\cos \beta + \varphi'') + \cos \alpha \right]},$$

где α – угол наклона поверхности ячейки (рис. 1.7) принимают для всех ячеек равным 45–50°;

β – полярный угол, определяющий подъем зерна и определяющий место установки приёмного лотка, выбирают в пределах 32–45°;

φ'' – угол трения зерна о триерную поверхность в ячейках, значения которого приводятся в табл. 1.6.

1.4 Обоечная машина

Назначение, конструктивные и технологические особенности обоечных машин.

Обоечные машины применяются для сухой очистки поверхности зерна в мукомольном, крупяном и комбикормовом производстве. На зерне, подвергнутом интенсивному шелушению на обоечных машинах с абразивной поверхностью, сохраняется значительное количество пыли и надрезанных частиц оболочек. Поэтому шелушение должно заканчиваться обработкой зерна на щёточных машинах, которые предназначены для удаления мелких частиц с поверхности зерна. Зерно приобретает при этом гладкую, почти полированную поверхность. Однако эти машины не обеспечивают полного извлечения пыли, глубоко залегающей в бороздке зерна. Технологический эффект при использовании щёточных машин зависит от режима их работы и характеризуется снижением зольности зерна на 0,01 % при количестве отходов 0,2...0,3 % с зольностью 4...4,5 %.

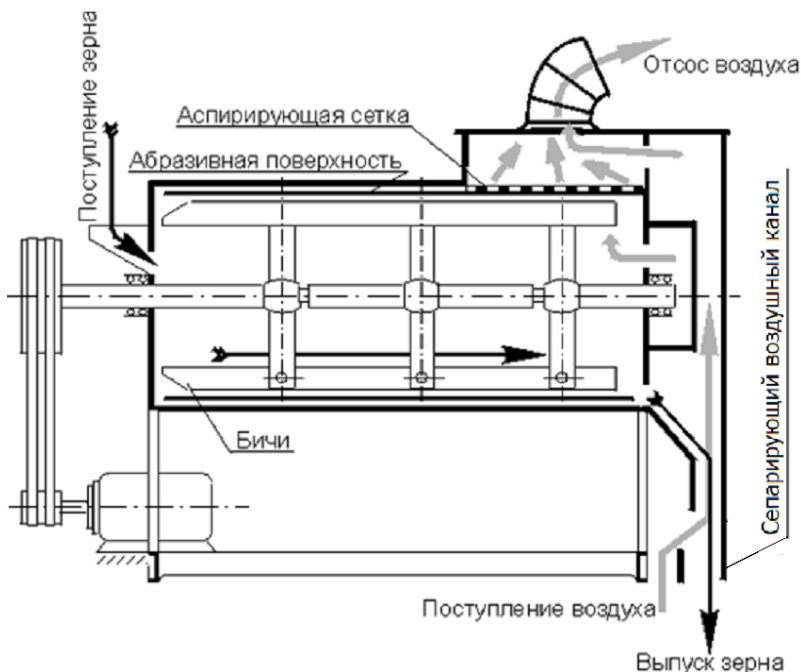


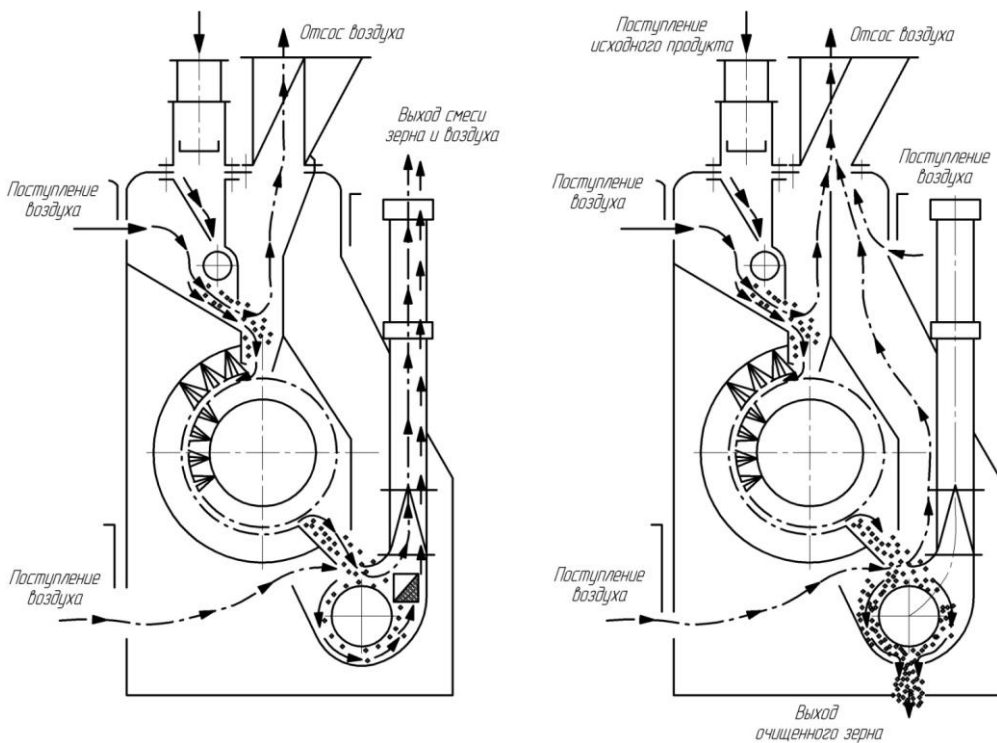
Рисунок 1. 8 – Функциональная схема обочечной машины

При производстве пива после проращивания и сушки солода удаляются ростки, которые могут придать пиву горьковатый привкус. После обработки солода на ростоотбойных машинах его пропускают через солодополировочные машины с целью удаления пыли, оставшихся ростков, цветковой оболочки и других примесей. После такой обработки качество конечного продукта пивоваренного производства существенно повышается. Щёточные солодополировочные машины по своей конструкции и технологическим особенностям существенно не отличаются от щёточных обочечных машин, применяемых в мукомольном производстве.

Функциональная схема обочечной машины представлена на рис.1.8. Зерно поступает через приёмный патрубок. Вращающиеся бичи подхватывают его и отбрасывают на абразивную поверхность цилиндра. Скорости зерновок и бичей не совпадают, поэтому зерновки подвергаются удару бичей и затем ударяются об абразивную поверхность. Являясь упруго-вязким телом, зерновка многократно входит в соприкосновение с бичами и абразивной поверхностью, а за счёт этого происходит очистка

поверхности зерна. Внутренний объем рабочей камеры машины аспирируется через сетку, а на выходе зерно подвергается очистке встречным воздушным потоком в сепарирующем канале.

Функциональная схема щёточной машины для обработки поверхности зерна показана на рис. 1.8. При помощи питающего валика и заслонки, установленных в верхней части машины, на входе зерна регулируется производительность машины. Зерно обрабатывается между вращающимся щёточным барабаном и щёточной декой. Зазор между декой и барабаном можно регулировать. В нижней части машины установлен шнек, который служит для удаления из машины обработанного зерна. Аспирация выполнена по двухконтурному принципу. Первый контур питается воздухом, поступающим через окно в верхней части машины и служит для первичной очистки от пыли поступающего в машину продукта. Второй контур осуществляет очистку зерна после его обработки щёточным барабаном.



а) б)
Рис. 1.8 – Функциональная схема щёточной машины для очистки

Расчет и конструирование пищевой промышленности

зерна: а – в цехах с механическим транспортом;
б – в цехах с пневмотранспортом.

Выбор основных конструктивных и кинематических параметров.

Окружная скорость бичей при обработке различных культур должна быть ниже той величины, при которой зерно разрушается. Максимальное значение этой скорости можно приблизительно определить на основании закона динамики о количестве движения. В соответствии с этим законом приращение количества движения материальной точки за некоторый промежуток времени равно сумме импульсов приложенных сил за тот же промежуток времени. В данном случае

$$m \cdot (v_2 - v_1) = F_{y\partial} \cdot \tau,$$

где τ – вес одного зерна, кг;

v_2 – скорость зерна после удара его бичами, м/с;

v_1 – скорость зерна до удара, которую можно принять равной нулю;

$F_{y\partial}$ – сила удара, приложенная к зерну при соприкосновении с бичами; она должна быть достаточной для обработки поверхности зерна, но значительно меньше силы сопротивления его разрушению;

τ – продолжительность удара, с.

Пример. Определить максимальную скорость бичей, необходимую для обработки поверхности зерна пшеницы, если $m = 3 \cdot 10^{-5}$ кг, продолжительность удара $\tau = 1 \cdot 10^{-5}$ с; сила удара $F_{y\partial} = 45$ н. Начальную скорость зерна v_1 принимаем равной нулю.

Решение. Окружная скорость бичей, требующаяся для обработки поверхности зерна пшеницы:

$$v = \frac{F_{y\partial} \cdot \tau}{m}$$

$$v = \frac{45 \cdot 1 \cdot 10^{-5}}{3 \cdot 10^{-5}} = 15 \text{ м/с.}$$

Выбор окружной скорости вращения ротора обочной машины зависит от технологического назначения машины; физических свойств обрабатываемого зерна; удельной нагрузки абразивной поверхности; продольного уклона бичей; радиального зазора между обечайкой и наружной кромкой бича и

микроструктуры рабочей поверхности абразивного цилиндра.

Для щёточных машин окружная скорость щёточного барабана должна быть несколько меньше и в зависимости от свойств обрабатываемого зерна и степени интенсивности обработки может колебаться от 6 до 10 м/с.

Данные для выбора кинематических параметров приведены в табл.1.8.

Таблица 1.8 – Кинематические параметры обочных машин

Параметры ротора обочной машины	Бичевые				Щёточные			
	Пшеница	Рожь	Ячмень	Овёс	Пшеница	Рожь	Ячмень	Овёс
Окружная скорость, м/с	13...15	15...18	17...20	18...22	6...9	7...9	7...10	8...10
Радиальный зазор S , мм	25...30	20...25	20...18	22...25	18...22	16...20	16...20	12...18
Продольный уклон бичей, %	10...12	8...10	7...8	10...11	–	–	–	–

Диаметр барабана D_6 выбирается конструктивно: для машин с абразивным цилиндром из диапазона 800...1000 мм, со стальным цилиндром из диапазона 500...800 мм, а для щёточных машин 350...700 мм.

Длину барабана рассчитывают по заданной производительности, выбранным конструктивным параметрам и удельной зерновой нагрузки на цилиндр или деку:

– для обочных машин

$$L = \frac{Q}{\pi \cdot (D_6 + 2S) \cdot q};$$

– для щёточных машин

$$L = \frac{Q}{\pi \cdot K \cdot \left(\frac{D_6}{2} + S \right) \cdot q};$$

где Q – производительность обочной машины, т / ч
 D_6 – диаметр барабана, м;
 S – зазор между барабаном и цилиндром в обочных машинах и между барабаном и декой – в щёточных, м;
 q – удельная зерновая загрузка, зависящая от особенностей перерабатываемой культуры зерна и от технологического назначения машины, кг/(с·м²).
 K – коэффициент, учитывающий угол охвата деки α ,

$$K = \frac{\alpha}{360};$$

Установлены следующие нормы расчетной загрузки на внутреннюю поверхность цилиндра при переработке зерна на мельницах, кг/(с·м²): для пшеницы - 0,56 на машинах с абразивным цилиндром и 1,25 на машинах со стальным цилиндром; для ржи соответственно 0,22 и 1,11. Для щёточных машин норма расчётной нагрузки составляет 1,8...2,8 кг/(с·м²).

Для примера вычислим длину барабана бичевой машины с абразивным цилиндром для производительности по пшенице Q = 5 т/ч = 1,39 кг/с при диаметре барабана $D_6 = 750$ мм и зазоре S = 25 мм.

$$L = \frac{Q}{\pi \cdot (D_6 + 2S) \cdot q}$$

$$L = \frac{1,39}{3,14 \cdot (0,75 + 2 \cdot 0,025) \cdot 0,56} = 0,99 \text{ м.}$$

Для щёточной машины при тех же конструктивных параметрах и угле охвата деки $\alpha = 210^\circ$ получим:

$$K = \frac{\alpha}{360}$$

$$K = \frac{210}{360} = 0,583;$$

$$L = \frac{Q}{\pi \cdot K \cdot \left(\frac{D_{\sigma}}{2} + S \right) \cdot q}$$

$$L = \frac{1,39}{3,14 \cdot 0,583 \cdot \left(\frac{0,75}{2} + 0,025 \right) \cdot 2,2} = 0,863 \text{ м.}$$

Расчёт мощности, потребляемой обочными машинами.

Расчёт производим методом удельной мощности по формуле:

$$N_{\sigma\sigma} = \frac{Q \cdot \sum_{i=1}^n N_{y\sigma i}}{\eta},$$

где $N_{y\sigma i}$ – удельная мощность на привод i - го устройства обочной машины (табл 1.9), кВт/кг с;

n – количество узлов машины, имеющих электропривод;

η – КПД электропривода и трансмиссии.

Таблица 1.9 – Удельная мощность обочных машин, кВт/(кг с)

Характеристика машины	Обрабатываемая культура	
	пшеница	рожь
Обочная машина с абразивным цилиндром и встроенным вентилятором, работающая при разомкнутом цикле воздуха	4,3	5,4
Обочная машина с абразивным цилиндром и встроенным вентилятором, работающая при замкнутом цикле воздуха	3,6	4,3
Обочная машина со стальным цилиндром и встроенным вентилятором, работающая при замкнутом цикле воздуха	1,8	1,44
Щёточная машина:		
щёточный барабан	1,08	1,26
питающий валец	0,07	0,25
питающий шнек	0,02	0,02
привод вентилятора	0,36	0,36

Для примера определим потребную мощность привода щёточной машины, у которой на входе установлен питающий валец, а на выходе шнек и вентилятор. Суммарная удельная мощность при обработке пшеницы составит:

$$\Sigma N_{уд} = 1,08 + 0,07 + 0,02 + 0,36 = 1,53 \text{ кВт/кг с.}$$

Тогда, если принять $\eta = 0,87$, получим

$$N_{дв} = \frac{Q \cdot \sum_{i=1}^n N_{уд i}}{\eta}.$$

$$N_{дв} = \frac{1,39 \cdot 1,53}{0,87} = 2,44 \text{ кВт.}$$

2 МАШИНЫ ДЛЯ РАЗМОЛА ЗЕРНА

2.1 Вальцовый станок

В мукомольном производстве наиболее распространённой измельчающей машиной является вальцовый станок. Рабочими органами вальцевого станка служат два горизонтально расположенных вальца с рифленой или микрошероховатой поверхностью, вращающихся с различной скоростью навстречу друг другу. В зависимости от вида измельчаемого продукта и задачи на данной технологической системе применяют различные геометрические, кинематические и нагрузочные параметры вальцов. Технологическая схема вальцевого станка приведена на рисунке 2.1.

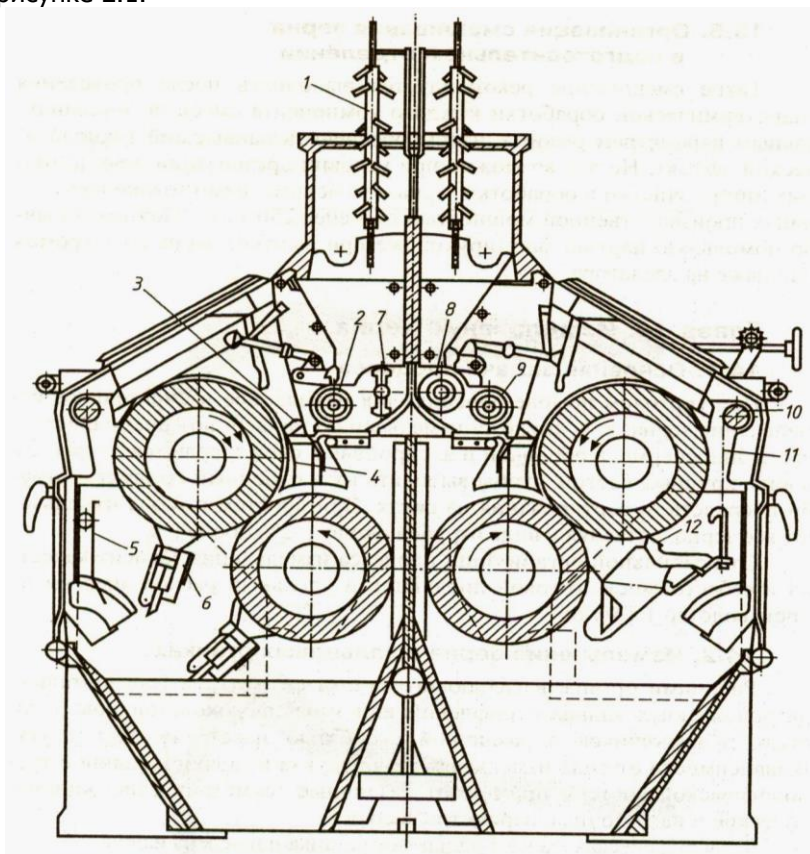


Рисунок 2.1 - Технологическая схема вальцевого станка

- 1 – датчики наличия продукта в питающем патрубке, 2, 9 – питающие валики, 3, 4 – ограничители сыпи, 5 – фартук вальца, 6 – щетки-очистители, 7, 8 – дозирующие валики, 10 – механизм выравнивания и установки подвижного вальца, 11 – тяга, 12 – нож-очиститель вальца.

Зерно или промежуточные продукты измельчаются в клиновидном пространстве, образованном поверхностями двух цилиндрических параллельных вальцов, вращающихся навстречу друг другу. Разрушение частиц происходит под действием деформаций сжатия и сдвига. В зависимости от соотношения между размерами частиц исходного продукта и готовой продукции пропуск их в зазор между вальцами может быть однократным и многократным.

Межвальцовый зазор между приваленными вальцами должен находиться в следующих пределах (мм): на I драной системе (д. р.) – 0,8...1,0; на II др. с. – 0,6...0,8; на III др. с. кр. (крупной) – 0,4...0,6; на III др. с. м. (мелкой) – 0,2...0,4; на размольных системах с рифлеными вальцами – 0,1...0,2, с гладкими вальцами – 0,05.

Для измельчения зерна или его частиц в результате не только сжатия, но и сдвига вальцам сообщают разные окружные скорости.

К кинематическим параметрам относят окружные скорости быстровращающегося и медленновращающегося вальцов v_6 и v_m и соотношения скоростей $K = v_6/v_m$.

Правила ведения технологического процесса регламентируют окружную скорость быстровращающегося вальца $v_6 = 5...6$ м/с при сортовых помолах, а на III и IV др. с. и на 9-й...12-й размольных – 4,5 м/с. Отношение окружных скоростей (K) на первых четырёх драных – 1,5 и 2,5, а на шлифовочных – 1,5, на первых двух-трёх размольных 2,5, а на остальных размольных, сходовых и вымольных системах – 1,25...1,5.

Размольные вальцы работают при больших нагрузках. По требованиям технологии измельчения зерна максимальный прогиб вальцов не должен превышать $u_{max} = 0,01$ мм.

Конструкция бочки (цилиндра) вальца может быть цельной сплошной или полый (трубчатой) с запрессованными цапфами. При полый конструкции толщина стенки принимается равной $\approx 35...45$ мм.

По технологической схеме для драных систем и последних

систем размольного процесса на вальцах нарезают рифли, применяя специальные шлифовально-рифельные станки. Параметры рифленого рельефа нарезки мелющих вальцов показаны на рис. 2.2.

Вальцы должны быть прочными, жесткими, износостойкими и теплопроводными, отбалансированными, со строго цилиндрической поверхностью, с цапфами, выполненными с высокой точностью соосности.

Поверхность вальцов должна соответствовать их технологическому назначению. Применяют нарезные (рифленые), гладкие и микрошероховатые вальцы. Наибольшее распространение получили нарезные вальцы. Вид нарезки обозначают: Π – количество рифлей на один сантиметр (в драном процессе $\Pi = 3,5 \dots 11$, в размольном $\Pi = 12 \dots 16$); продольный уклон рифлей ($\gamma = 4 \dots 10\%$); угол заострения рифлей ($\gamma = 90 \dots 110^\circ$); угол острия ($\alpha = 30 \dots 40^\circ$); угол спинки ($\beta = 60 \dots 70^\circ$), высота рифлей ($h = 0,15 \dots 0,75$ мм).

В зависимости от взаиморасположения граней острия и спинки рифлей парноработающих вальцов в зоне измельчения различают четыре положения: «острие по острию», «спинка по острию», «острие по спинке», «спинка по спинке» (обозначение рифлей начинают с быстровращающегося вальца). При расположении рифлей «острие по острию» превалируют деформации скалывания (сдвига и среза), «спинка по спинке» - деформации сжатия и сдвига. В первом случае крупобразование происходит более интенсивно.

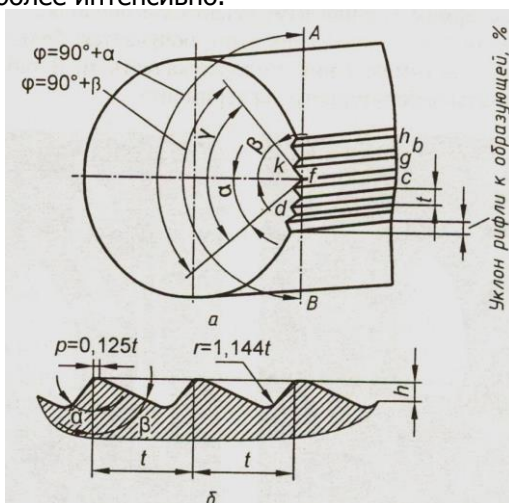


Рисунок 2.2 - Форма (а) и профиль (б) рифлей вальцевого станка

Производительность одной пары валцов Q (кг/ч) с основными параметрами связана выражением:

$$Q = v_{\text{ср}} \cdot L \cdot \rho \cdot \delta \cdot \Psi,$$

где $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость движения продукта в зазоре, м/с (её можно взять как среднеарифметическую окружных скоростей быстровращающегося и медленновращающегося валцов для заданной системы);

L – рабочая длина валцов, м;

ρ – плотность продукта в зазоре, 760...1200 кг/м³;

δ – принятый для данной системы размола зазор, м;

Ψ – коэффициент заполнения зазора, $\Psi \approx 0,9...0,95$ – меньшее значение для драных систем, большее – для размольных.

Плотность продукта ρ в зазоре мелющих валцов возрастает от минимальных значений на I др. с., близких к насыпной массе зерна, до максимальных – на последних размольных системах.

Задание.

Определить основные параметры рабочих органов валцового станка размольной системы для измельчения пшеницы.

Исходные данные

Производительность по измельчённому продукту $Q = 0,278$ кг/с (1000 кг/час);

Измельчаемый материал – пшеница и промежуточные продукты её измельчения;

Объёмная (насыпная) масса пшеницы $\rho_0 = 760$ кг/м³;

Плотность $\rho = 1200...1500$ кг/м³;

Коэффициент трения по стали $f = 0,37$.

Определяемые параметры

Диаметр D и длина L размольных валцов;

Частота вращения: n_6 – быстро- и n_m – медленновращающихся валцов;

Мощность $N_{\text{изм}}$ потребная на измельчение;

Параметры рифлей.

Расчёт

Определение параметров валцов проведём для размольной системы с межвалцовым зазором $\delta = 0,1$ мм = 0,0001 м, как наиболее нагруженной по производительности.

Для указанной системы окружная скорость быстровращающегося вальца V_6 регламентирована в пределах 5...6

Расчет и конструирование пищевой промышленности

м/с и отношение окружных скоростей быстровращающегося и медленно вращающегося валцов

$$\frac{v_{\bar{o}}}{v_M} = 1,25 \dots 1,5,$$

Принимаем $v_{\bar{o}} = 5$ м/с;

$$\frac{v_{\bar{o}}}{v_M} = 1,5,$$

$$v_M = \frac{v_{\bar{o}}}{1,5}$$

$$v_M = \frac{5}{1,5} = 3,33 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость движения продукта в межвальцовом зазоре:

$$v_{cp} = \frac{v_{\bar{o}} + v_M}{2}$$

$$v_{cp} = \frac{5 + 3,33}{2} = 4,15 \text{ м/с.}$$

Рабочую длину валцов определим по формуле:

$$L = \frac{Q}{v_{cp} \cdot \rho \cdot \delta \cdot \psi}$$

где $\rho = 1200$ кг/м³ - плотность измельчённого продукта в зазоре;

ψ - коэффициент заполнения зазора ($\psi = 0,9 \dots 0,95$ меньшее значение для драных систем, большее - для размольных).

$$L = \frac{0,278}{4,15 \cdot 1200 \cdot 0,0001 \cdot 0,95} = 0,59 \text{ м,}$$

Принимаем $L = 600$ мм.

Минимальный диаметр валцов D_{\min} определим из условия надёжного захвата цельного зерна пшеницы при самых неблагоприятных условиях (максимальный размер зерна и минимальный зазор между валцами):

$$D_{\min} = \frac{d \cdot \cos \varphi - \delta}{1 - \cos \varphi}$$

где $d = 8$ мм – максимальный статистический размер зерна пшеницы;

φ – угол трения ($f = \operatorname{tg} \varphi$).

$$D_{\min} = \frac{8 \cdot \cos 20^{\circ} 20' - 0,1}{1 - \cos 20^{\circ} 20'} = 124 \text{ мм},$$

Принимаем $D_{\min} = 125$ мм. Применяемый на практике минимальный диаметр вальцов равен 150 мм, а наиболее широко распространенный – 250 мм, что вызвано требованиями высокой жесткости вальцов.

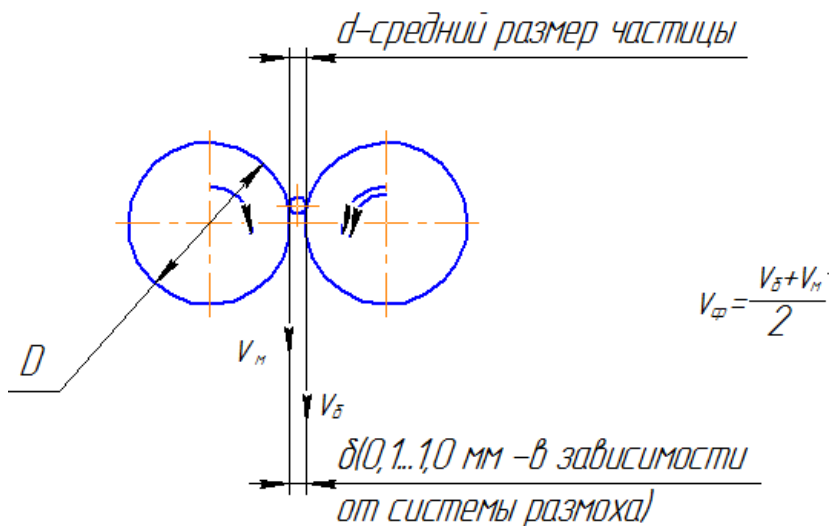


Рисунок 2.3 - Схема к расчету минимального диаметра вальцов

Выполним проверку вальца ($D_{\min} = 125$ мм) на жесткость по максимальному допусжаемому прогибу $[y_{\max}] = 0,01$ мм, определяемому по формуле:

$$y_{\max} = - \frac{5 \cdot q' \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot J}$$

где: q' – нагрузка на погонный метр рабочей длины вальца, Н/м (определяется исходя из давления размола зерна, равного $q \approx 30$ Н/мм², действующее на площадке 2...3 мм по всей рабочей длине вальца), $q' = 60 \cdot 10^3$ Н/м² – наиболее напряжённые условия работы

вальцов;

Модуль упругости материала вальца, в данном случае модифицированный серый чугун, $E = 1200 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$;

Осевой момент инерции сечения вальца J (см^4)

определяется по формуле: $J = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$;

Определяем максимальное значение прогиба вальца

$$y_{\max} = \frac{5 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 0,6^4}{384 \cdot 1200 \cdot 10^7 \cdot 1,22 \cdot 10^{-5}} = 0,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$y_{\max} = 0,07 \text{ мм},$$

Как видно, полученный прогиб $y_{\max} = 0,07 \text{ мм}$ превышает допустимый прогиб вальца $[y_{\max}] = 0,01 \text{ мм}$, следовательно, диаметр $D = 125 \text{ мм}$ в данном случае не обеспечит нормальную работу вальцов.

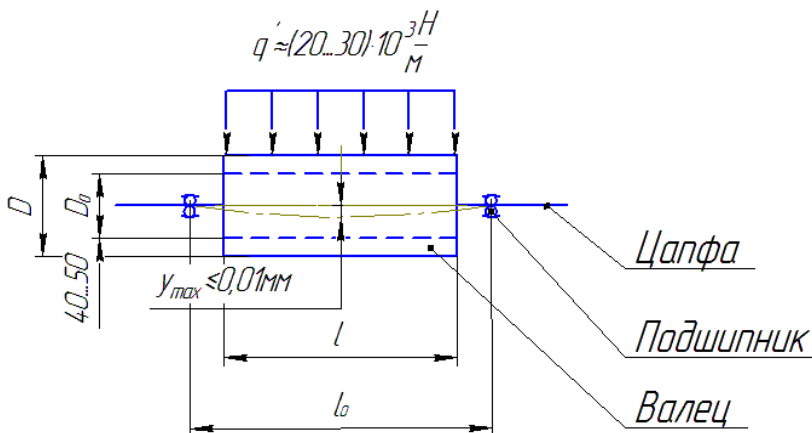


Рисунок 2.4 - Схема проверки вальца на жесткость.

Рассчитываем необходимый минимальный диаметр вальцов, исходя из условия требуемой жесткости, по формуле:

$$D_{\min} = \sqrt[4]{\frac{5 \cdot q' \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot 0,005 \cdot [y_{\max}]}}$$

$$D_{\min} = \sqrt[4]{\frac{5 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 0,6^4}{384 \cdot 1200 \cdot 10^7 \cdot 0,005 \cdot 1 \cdot 10^{-5}}} = 0,20268 \text{ м} \approx 203 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_{\min} = 210 \text{ мм}$.

При полых вальцах их диаметры рассчитываются по той же методике с учётом соответствующего осевого момента инерции вальца (J_0).

Частоту вращения быстровращающегося вальца определим по формуле:

$$n_{\bar{0}} = \frac{60 \cdot v_{\bar{0}}}{\pi \cdot D}$$

$$n_{\bar{0}} = \frac{60 \cdot 5}{\pi \cdot 0,21} = 455 \text{ мин}^{-1}.$$

– медленновращающегося вальца:

$$n_{\text{м}} = \frac{60 \cdot 3,33}{\pi \cdot 0,21} = 303 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность, потребную на процесс размола, можно оценить по удельной работе измельчения:

$$A_{\text{ИЗМ}} = C_1 \cdot \lg \lambda^3 + C_2(\lambda - 1)$$

где $A_{\text{ИЗМ}}$ – удельная работа измельчения, кДж/кг.

C_1 и C_2 – эмпирические коэффициенты, имеющие размерность удельной работы измельчения, кДж/кг ($C_1 = 10 \dots 13$ кДж/кг, $C_2 = 6 \dots 9$ кДж/кг – для зерна ячменя, как наиболее прочного из всех зерновых культур);

$$\lambda = \frac{S_{\text{ср}}}{s_{\text{ср}}} \text{ – степень измельчения продукта,}$$

где $S_{\text{ср}}$ и $s_{\text{ср}}$ – соответственно, средний размер частиц до и после измельчения.

В данном случае $S_{\text{ср}}$ и $s_{\text{ср}}$ могут быть установлены по величинам межвальцовых зазоров на предшествующей системе и расчётной системе размола. В данном случае:

$$\lambda = \frac{0,4}{0,1} = 4.$$

Тогда удельная работа измельчения составит

$$A_{\text{изм}} = 10 \cdot \lg 4^3 + 6(4 - 1) = 36 \text{ кДж/кг},$$

а мощность, необходимая на измельчение, $N_{\text{изм}}$ кВт

$$N_{\text{изм}} = q_p \cdot A_{\text{изм}}$$

где q_p – расчётная подача продукта, кг/с (0,278 кг/с);

$$N_{\text{изм}} = 0,278 \cdot 36 = 10 \text{ кВт},$$

Параметры нарезаемых на вальцах рифлей выбираются для заданной размольной системы.

В данном случае:

угол острия	$\alpha = 25^\circ$
угол спинки	$\beta = 65^\circ$
уклон рифлей	8 %
число рифлей на 10 мм длина окружности вальца	16
расположение рифлей	"остриё по острию".

2.2 Мукомольный постав

Мукомольный постав - машина для измельчения фуражных культур в кормовые продукты для скота. Иногда поставы применяются на мельницах малой производительности для размола зерна в муку или вымола отрубей.

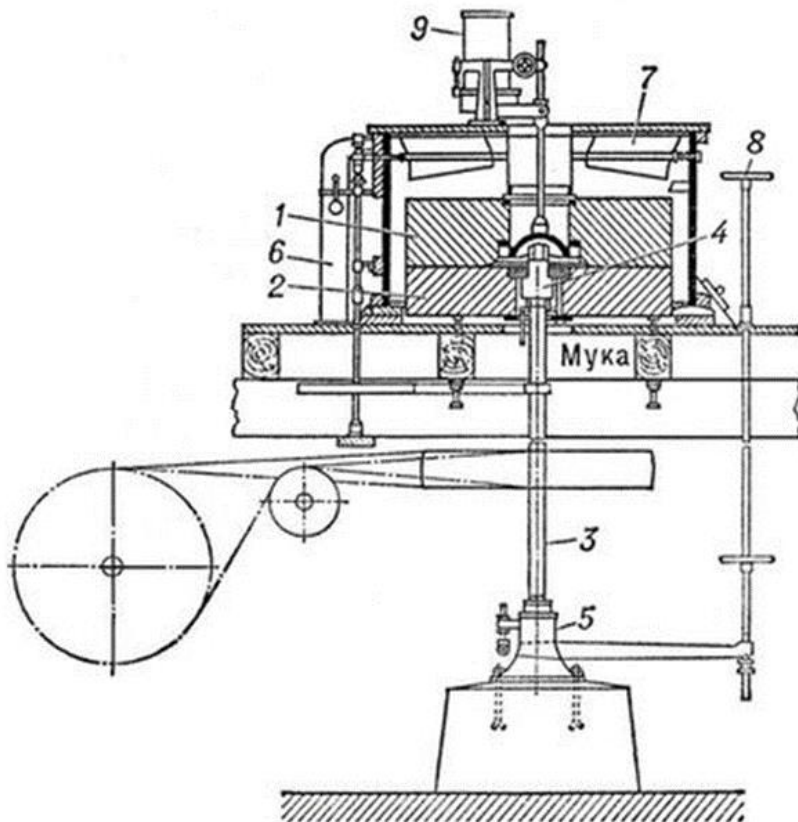


Рисунок 2.5 - Постав с вертикальной осью вращения.

Рабочим органом мукомольного постава являются парно работающие жернова с вертикальной осью вращения как показано на рисунке 2.5, верхний (бегун) 1 вращается, а нижний (лежняк) 2 неподвижный. Бегун приводится во вращение от вала (веретена) 3. Веретено вращается в вертикальном подшипнике (кругловине) 4 и опирается на подпятник 5. Для охлаждения размалываемого продукта постав вентилируется через трубу 6, соединённую с камерой 7 из фильтрующей матерчатой ткани. Для очистки ткани от застрявших в ней мучнистых частиц камера периодически встряхивается.

Расстояние между рабочими поверхностями жерновов можно регулировать одним из маховичков 8. Равномерная подача исходного продукта в машину обеспечивается питающим механизмом 9.

На крупнозаводах используются жерновые поставы с вертикальной осью вращения, но с вращающимся нижним и неподвижным верхним жерновом (шелушильный постав) применяются главным образом для шелушения риса.

Производительность мукомольного поставы зависит от структурно-механических свойств перерабатываемого зерна. Если принять производительность поставы при переработке пшеницы нормальной влажности за 1, то для ржи она составляет 0,9, ячменя 0,8, овса 0,7. При увеличении влажности зерна производительность резко снижается.

Рабочим органом мельничного поставы является жернов - круглый обтёсанный естественный или искусственный камень, служащий для шелушения плёнчатых культур и измельчения зерна. Жернов изготавливается из одного или нескольких кусков (естественный) или мелких частиц (искусственный) горных пород. Материалом для естественного жернова служат твёрдые горные породы — кварцит (лучший), песчаник и гранит. Искусственные жернова делаются из дроблёного кремня, кварцита, наждака и смеси наждака с кремнем (полунаждачный), цементированных хлористым магнием или каустическим магнезитом. На рабочих поверхностях жернова насекаются бороздки (рис 2.6), кромки которых являются режущими органами. Жернова с острыми кромками быстрее раскалывают частицы зерна.

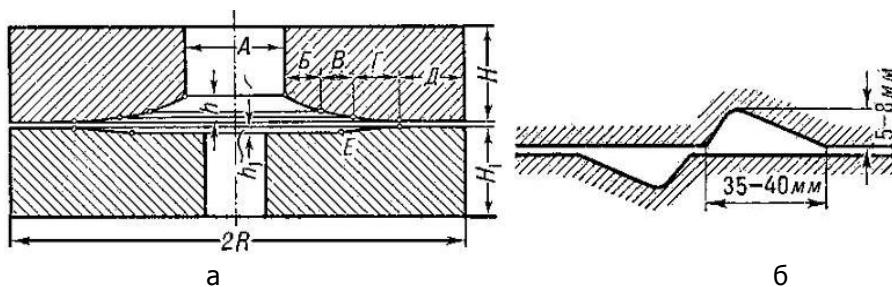


Рисунок 2.6 Схема жернова

а - Рабочая поверхность жёрнова: А - отверстие (глаз), через которое поступает продукт; Б+В - пояс (глоток), служащий для предварительного измельчения продукта; Г+Д - мелющий пояс (полос); Е - отверстие в нижнем жёрнове; 2R - диаметр; Н и Н1 - высота верхнего и нижнего жёрнова; h и h1 - высоты рабочих поверхностей. б) - Профиль бороздок жёрнова.

Расчет мельничного поставы выполнен на примере станка ММЖ-0,5.

Расчет и конструирование пищевой промышленности

Исходные данные: производительность по зерну, кг/с (т/ч)
 $G = 0,11(0,4)$.

Определяемые параметры:

D - диаметры жерновов, м;

n - частота вращения жернова-бегуна, мин^{-1} ;

$N_{\text{дв}}$ - мощность электродвигателя привода, кВт.

Расчёт:

Диаметр жернова D определим из условия рекомендуемой производительности на 1 пог. см диаметра ($q = 7...7,5$ кг/ч – на 1 пог. см).

$$D = \frac{G}{q}$$

где $G = 400$ кг/ч – заданная производительность станка.

$$D = \frac{400}{7,3} = 55 \text{ см} = 550 \text{ мм}$$

Основные конструктивные параметры жернова при $D = 550$ мм, рекомендуемые в литературе следующие:

$$\alpha = 3...4^{\circ}; \alpha_1 = 30...40^{\circ}; \alpha = 200 \text{ мм}; d_1 = 290 \text{ мм}; d_2 = 430 \text{ мм}.$$

Частоту вращения жернова – бегуна определим по формуле:

$$n_6 = \frac{60 \cdot v_6}{\pi \cdot D}$$

где v – окружная скорость жернова (рекомендуется принимать более 12 м/с).

$$n_6 = \frac{60 \cdot 16}{\pi \cdot 0,55} = 555 \text{ мин}^{-1}$$

Удельную работу измельчения определим по формуле:

$$A_{\text{изм}} = C_1 \cdot \lg \lambda^3 + C_2(\lambda - 1),$$

где C_1 и C_2 – опытные коэффициенты (для зерновых $C_1 \cong 10$ кДж/кг и $C_2 \cong 6$ кДж/кг);

λ – степень измельчения.

$$\lambda = \frac{S_{cp}}{S_{cp}}$$

где $S_{cp} = 1,5\text{мм}$ – средний размер целого зерна;
 $S_{cp} = 0,1\text{ мм}$ – средний размер измельченного
 продукта.

$$\lambda = \frac{1,5}{0,1} = 15.$$

$$A_{изм} = 10 \cdot 1g15^3 + 6(15-1) = 119 \text{ кДж/кг}.$$

Мощность потребная на процесс измельчения

$$N_{изм} = A_{изм} \cdot q$$

где $q = 0,11\text{кг/с}$ – секундная подача продукта.

$$N_{изм} = 119 \cdot 0,11 = 13 \text{ кВт}.$$

Мощность электродвигателя с учетом КПД

$$N_{дв} = k_3 \cdot \frac{N_{изм}}{\eta_0}$$

где η_0 – общий КПД привода;

$k_3 \approx 1,05 \dots 1,25$ – коэффициент запаса мощности.

$$N_{дв} = 1,05 \cdot \frac{13}{0,9} = 14,5 \text{ кВт}$$

3. МАШИНЫ ДЛЯ СОРТИРОВАНИЯ ПРОДУКТОВ РАЗМОЛА

3.1 Рассев

На современных мукомольных заводах для сортирования продуктов размола зерна используют рассевы.

Рабочие органы рассева — ситовые корпуса, состоящие из уложенных друг на друга деревянных рам с натянутыми горизонтальными ситами.

Ситовые корпуса совершают круговое поступательное движение в горизонтальной плоскости. Продукты измельчения, перемещаясь по ситам рассева, переходят сверху вниз с рамы на раму и постепенно просеиваются, разделяясь на несколько фракций, отличающихся крупностью частиц. Эффект работы всех технологических машин мукомольного завода в большой степени зависит от того, насколько все фракции оказываются однородными по крупности частиц. Рассевы применяют и на крупозаводах для сортирования зерна, продуктов шелушения и крупы.

Рассевы устанавливают в следующих системах размольного отделения:

- I, II, III драные (крупные и мелкие);
- IV и V драные, 1-я и 2-я сортировочные и шлифовочные № 1, 2, 3 и 4;
- 1-я и 2-я размольные;
- VI драная, 3-я и 4-я сортировочные, вымольные и сходовые (пересев отрубей и др.);
- 3-я, 4-я, 5-я, 6-я, 7-я, 8-я и 9-я размольные;
- контроль муки.

Таблица 3.1 – Кинематические параметры рассевов

Наименование системы	Частота колебаний, мин ⁻¹	Радиус колебаний, мм
I, II, III драные (крупные и мелкие)	220	45-47
IV и V драные, 1-я и 2-я сортировочные и шлифовочные № 1, 2, 3 и 4;	220	40-45
1-я и 2-я размольные	220	40-50

VI драная, 3-я и 4-я сортировочные, вымольные и сходовые (пересев отрубей и др.);	240	40-42
3-я, 4-я, 5-я, 6-я, 7-я, 8-я и 9-я размольные	240	37-42
Контроль муки	240	35-40

Технологический расчёт отсева

Основные параметры отсева (рис. 3.1):

- скорость перемещения продукта;
- ширина канала перемещения продукта;
- технологические показатели работы отсева

(определяются траекторией движения продукта по сити).

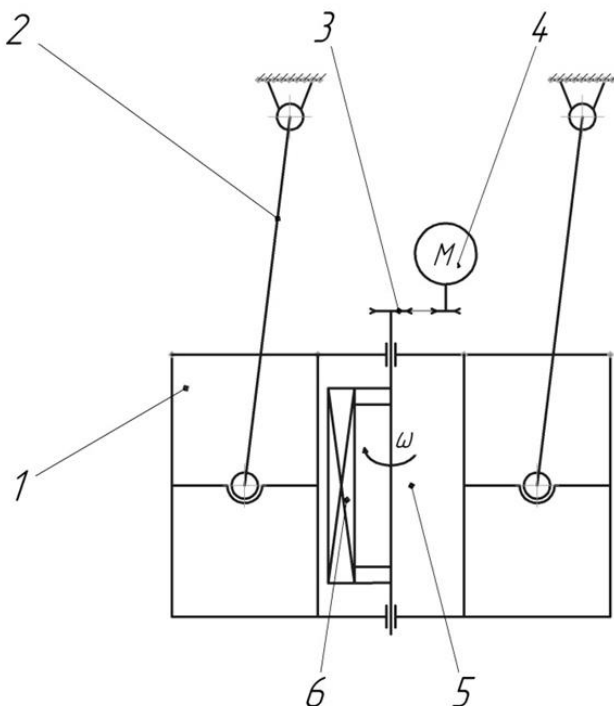


Рисунок 3.1 - Схема отсева кинематическая

1 – корпус; 2 – подвеска (трос или гибкий стержень); 3 – клиноременная передача; 4 – электродвигатель; 5 – вал; 6 – дебаланс

Расчет и конструирование пищевой промышленности

Радиус относительной траектории частицы $r_{отн}$ незначительно отличается от радиуса кругового поступательного движения рассева $r_{рас}$.

$$r_{отн} \approx r_{рас}$$

Радиус движения рассева изменяют установкой грузов балансиров и принимается из конструктивных соображений равным 0,04 м.

Минимальная частота круговых колебаний рассева n_{min} , при которой частица приобретает критическое ускорение и начинает перемещаться по ситу, определяется из следующих уравнений:

$$\omega^2 r_{рас} = f \cdot g$$

где ω – угловая скорость вращения рассева, c^{-1} ;
 r – радиус вращения точки горизонтальной поверхности сита рассева, м;
 f – коэффициент трения.
 Тогда

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g \cdot f}{r_{рас}}};$$

С другой стороны критическая угловая скорость вращения при частоте вращения n_{min}

$$\omega_{кр} = \frac{\pi \cdot n_{min}}{30}.$$

Минимальная частота вращения:

$$n_{min} = 30 \cdot \sqrt{\frac{f}{r_{рас}}}$$

Для того, чтобы обеспечить относительное движение продукта по ситу, фактическая частота круговых колебаний рассева должно быть выше минимальной частоты.

$$n_{рас} = (0,45 - 0,6) \sqrt{\frac{f}{r_{рас}}}.$$

Размеры сита.

Оптимальным считается соотношение $L/B=2$, при котором обеспечивается эффективное просеивание продуктов

Расчет и конструирование пищевой промышленности

измельчения. Размер ситового канала при небольшой длине шкафа в отсеках шкафного типа составляет 400x1600 мм, пакетного типа 460x1600 мм.

Проектируемый рассев – шкафного типа.

Конструктивно выбираем размер ситового канала 400x800 мм.

Технологическим показателем работы отсева является удельная нагрузка:

$$q = \frac{Q}{S}$$

где Q – производительность производства, кг/сут;

S – поверхность сит на просеивающих машинах, м².

Значение q (кг/(м²·сут)) принимают равным 700÷4800 кг/(м²·сут), согласно технологическому регламенту ведения процесса.

$$S_{pac} = Z \cdot S_1,$$

где z – количество ситовых рам;

S_1 – поверхность ситовой рамы.

Проверочный расчёт на допустимую удельную нагрузку:

$$q = \frac{Q_{pac}}{S_{pac}}.$$

Расчёт мощности отсева.

Мощность N электродвигателя отсева рассчитывается по формулам, Вт:

$$N_{дв} = (N_1 + N_2 + N_3) / \eta;$$

где N_1 – мощность, затрачиваемая на преодоление трения продукта о сита и сборные днища;

N_2 – мощность, затрачиваемая на преодоление трения в подшипниках привода;

$N_3 = 150 \dots 300$ Вт – мощность, затрачиваемая на преодоление трения о воздух;

η – КПД передачи энергии от двигателя к валу дебаланса;

Мощность, затрачиваемая на преодоление трения продукта о сита и сборные днища

$$N_1 = m_{np} g f \omega_{pac} i;$$

где m_{np} – масса продукта в отсевае, кг;

f – коэффициент трения скольжения частицы по сити или коэффициент сопротивления сдвигу нижнего слоя продукта;

Мощность, затрачиваемая на преодоление трения в подшипниках привода

$$N_2 = 0,5(m_1 + m_2) r_{\text{рас}} f_{\text{П}} \omega^3 d_{\text{П}}$$

$f_{\text{П}}$ – коэффициент трения в подшипниках;

$d_{\text{П}}$ – наружный диаметр подшипника, м;

m_1 – масса корпуса;

m_2 – масса рамы.

3.2 Бурат

Схема и расчёт максимальной частоты вращения n_{max} и максимальной скорости рабочего органа, v_{max} р.о..

Рабочим органом бурата является барабан в форме цилиндра, шестигранной призмы или пирамиды с натянутыми на их поверхность ситами. В шестигранном барабане просеивание является более энергичным, поскольку происходит удар частиц при падении с одной грани на другую. Сита очищаются механизмом ударного действия. В барабане в форме цилиндра для очистки сит применяют щёточный механизм.

На рисунке 3.2 показана схема движения частицы, расположенной на сите, которое вращается с постоянной угловой скоростью вокруг горизонтальной оси O .

$$v = \omega \cdot R = \omega \frac{r}{\cos \beta}$$

где v – скорость частицы, м/с;

R – радиус вращения частицы, м;

r – радиус вписанной окружности, т. е. наименьший радиус вращения грани сита, м;

β – угол образованный радиусами R и r .

На частицу a действуют сила тяжести $G=mg$ и центробежная сила mv^2/R . Их можно разложить по двум направлениям: касательному и нормальному к грани AB , т. е.

$$T = G \sin \alpha - \frac{mv^2}{R} \sin \beta \quad (\text{тангенциальное направление});$$

$$N = G \cos \alpha + \frac{mv^2}{R} \cos \beta \quad (\text{силы нормального давления}).$$

Условие просеивания частицы возможно лишь при её

относительном движении по ситы.

Для определения частоты вращения сита запишем уравнение движения частицы по ситы:

$$m \frac{dv}{dt} = \left(G \sin \alpha - \frac{mv^2}{R} \sin \beta \right) - f \left[G \cos \alpha + \frac{mv^2}{R} \cos \beta \right],$$

где $f \left[G \cos \alpha + \frac{mv^2}{R} \cos \beta \right]$ - сила трения;

$\left[G \sin \alpha - \frac{mv^2}{R} \sin \beta \right]$ - движущая сила.

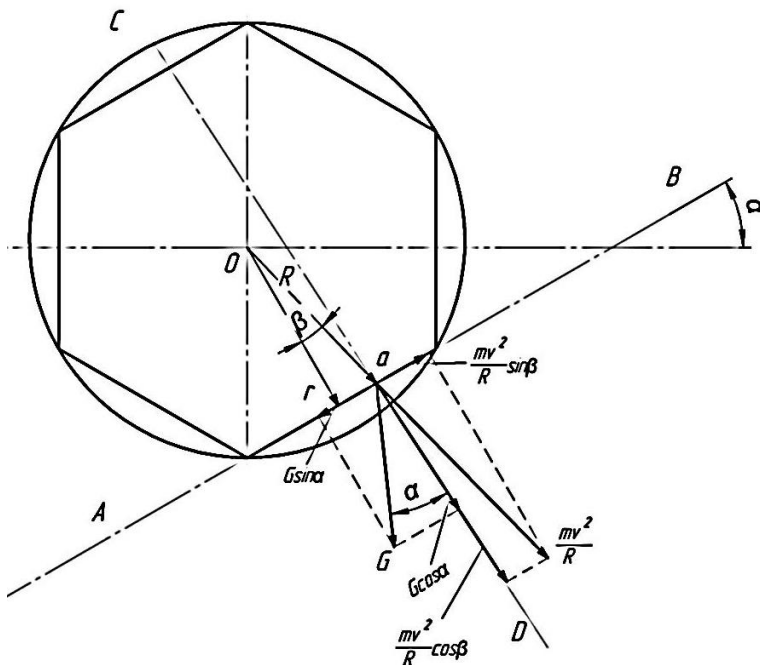


Рисунок 3.2. Схема к расчёту скорости сита, вращающегося вокруг горизонтальной оси

Сделав соответствующие преобразования (сократим на mg), получим:

Расчет и конструирование пищевой промышленности

$$\frac{1}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = (\sin \alpha - f \cos \alpha) - \frac{\omega^2 r}{g} (f + tg\beta)$$

Для движения частицы по сити необходимо, чтобы $dv/dt > 0$, или

$$\sin \alpha - f \cos \alpha > \frac{\omega^2 r}{g} (f + tg\beta);$$

$$n^2 < \frac{30^2}{r} \cdot \frac{(\sin \alpha - f \cos \alpha)}{f + tg\beta};$$

$$n \leq 30 \cdot \sqrt{\frac{1}{r} \cdot \frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{f + tg\beta}}.$$

Предельное положение грани AB, при котором возможно просеивание частицы a , будет соответствовать $\alpha = 90^\circ$. Поэтому в шестигранном рабочем органе предельное значение β будет равно 30° . Тогда:

$$n_{\max} = 30 \cdot \sqrt{\frac{1}{r(f + 0,58)}}$$

В цилиндрическом рабочем органе $\beta = 0$, поэтому:

$$n_{\max} = 30 \sqrt{\frac{1}{fr}}$$

Зная значение максимальной частоты вращения n_{\max} можно определить максимально допустимую скорость рабочего органа:

$$v_{\max} = \pi \sqrt{\frac{r}{f}}. \quad (*)$$

Выведенную формулу (*) можно применять к слою толщиной в одну частицу. Для слоя продукта другой толщины необходимо внести поправочные коэффициенты. На практике применяют

$$v = 1,2\pi \cdot \sqrt{\frac{r}{f}}.$$

Функциональная схема представлена на рисунке 3.3. Расчёт производительности, частоты вращения барабана и мощности на приводе просеивающей машины с барабанным ситом.

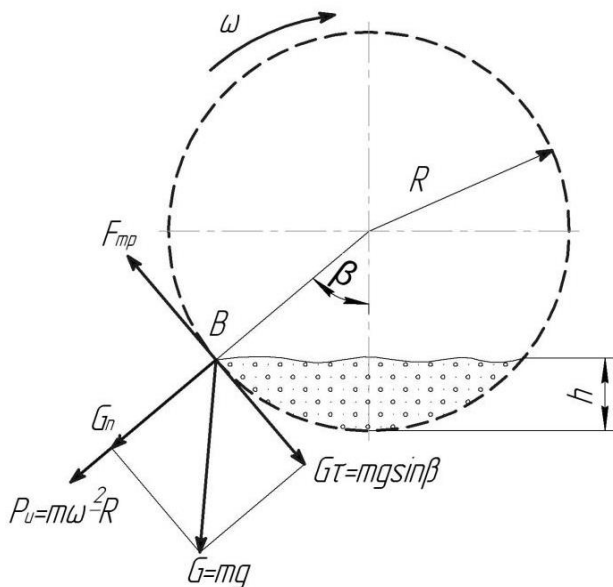
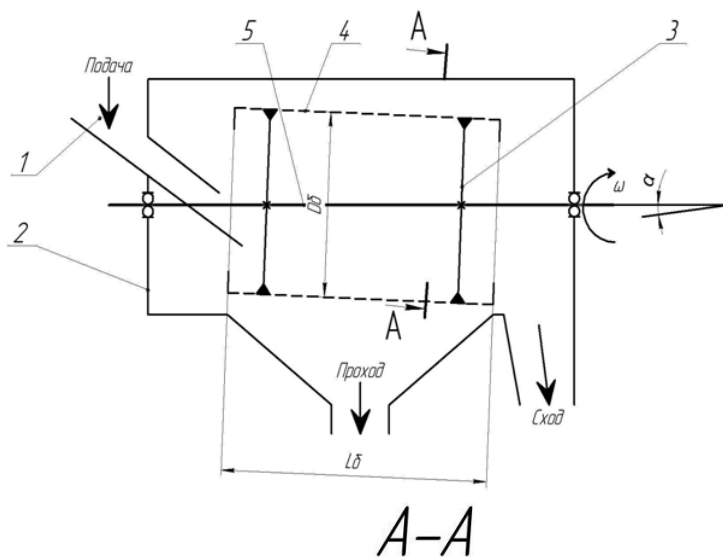


Рисунок 3.3 - Функциональная схема бурата.
 1-бункер; 2-корпус; 3-розетки крепления барабана;
 4-просеивающий барабан; 5-вал барабана

Во вращающемся сите бурата частицы продукта

Расчет и конструирование пищевой промышленности

поднимаются вместе с ситом на некоторый угол β и затем соскальзывают вниз, просеиваясь через сито; движение вдоль барабана обеспечивается его наклоном к горизонту под углом α , или конусностью, или подпором поступающего на сито продукта (рис. 3.3).

Производительность рассчитывается по формуле:

$$Q = \rho_n \frac{n}{60} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sqrt{R^3 \cdot h^3}, \text{ кг/с}$$

где ρ_n – насыпная плотность продукта, кг/м³;
 n – частота вращения барабана, мин⁻¹;
 h – толщина слоя продукта в барабане, м;
 R – радиус барабана, м.

Производительность также можно определить по формуле:

$$Q = q \cdot F, \text{ кг/с,}$$

где q – удельная нагрузка на единицу поверхности сита, кг/(с·м²), берут из опытных данных (например, $q=0,3\dots0,5$ для сита мукопросеивателей с ячейками 1,2...1,7 мм и 2...2,8 мм);

F – поперечное сечение потока, м².

По заданной производительности рассчитывают $F=Q/q$.

С другой стороны площадь цилиндрической поверхности

$$F = \pi \cdot D_{\delta} \cdot L, \quad (**)$$

Задавая $D_{\delta} \approx 400\dots800$ мм, длину находим из формулы (**)

(как правило, $\frac{L_{\delta}}{D_{\delta}} \approx 1,7\dots2,0$).

Частоту вращения сита, обеспечивающую процесс просеивания находят по уравнению (см. разрез А-А на рис.3.3):

$$G_{\tau} \geq F_{TP};$$

$$G_{\tau} = mg \sin \beta \text{ – движущая сила;}$$

$$F_{TP} = f \cdot (m \cdot \omega^2 R + mg \cos \beta) \text{ – сила трения;}$$

$$P_u = m \cdot \omega^2 \cdot R \text{ – сила инерции при вращении сита.}$$

Из уравнения $mg \sin \beta \geq f(m\omega^2 R + mg \cos \beta)$ найдём угловую скорость сита:

$$\omega \leq \sqrt{\frac{g \cdot (\sin \beta - f \cdot \cos \beta)}{f \cdot R}}, \text{ с}^{-1};$$

где f – коэффициент трения продукта о сито, учитывая, что

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ находим:}$$

$$n \leq 30 \cdot \sqrt{\frac{\sin \beta - f \cdot \cos \beta}{f \cdot R}}, \text{ мин}^{-1}.$$

Практикой установлено, что для нормальной работы просеивателя угол β должен быть равен 40...60°.

Мощность на валу просеивающего барабана N_n потребляется на преодоление сопротивления трения в подшипниках и на поднятие продукта на высоту H , обусловленную углом подъема β (рис. 3.4).

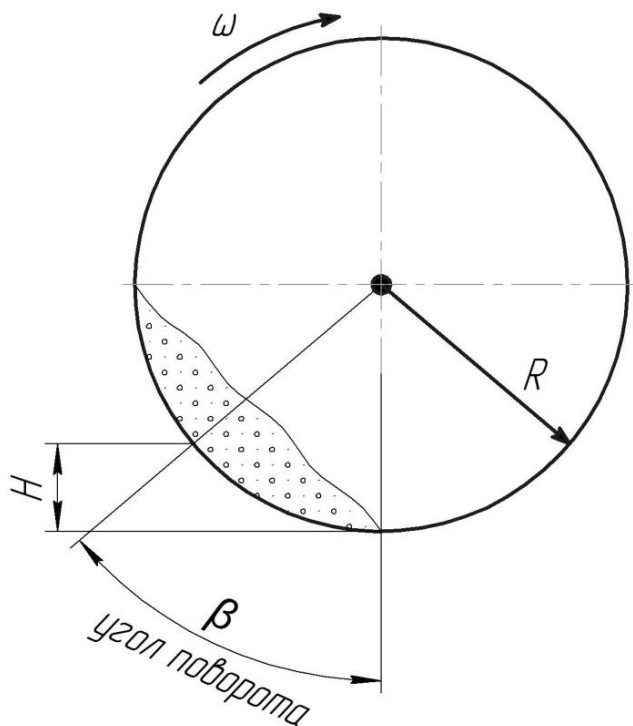


Рисунок 3.4 - Схема для расчёта мощности, потребной на подъём продукта на высоту H .

Расчет и конструирование пищевой промышленности

Следовательно, $N_n = N_1 + N_2$.

$$N_1 = g \cdot (m_б + m_n) \cdot f_1 \cdot \pi \cdot d \cdot \frac{n}{60}, \text{ Вт}$$

где N_1 – мощность, необходимая на преодоление сопротивления трения в подшипниках;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

f_1 – коэффициент трения скольжения в подшипниках цапф вала ($f_1 \approx 0,15 \dots 0,2$);

$m_б$ и m_n – массы барабана и продукта;

d – диаметр цапфы;

n – частота вращения вала, мин^{-1} .

$$N_2 = A_0 \cdot \frac{n}{60}, \text{ Вт};$$

где N_2 – мощность необходимая на поднятие продукта на высоту H , обусловленную углом подъема β ;

$$A_0 = A \cdot \frac{360^\circ}{\beta} \text{ – работа по поднятию груза на высоту } H \text{ за}$$

полный оборот сита;

$$A = g \cdot m_M \cdot H \text{ – работа по поднятию груза на высоту } H \text{ при}$$

повороте сита на угол β ;

$$H = R - R \cdot \cos \beta.$$

$$\text{Мощность двигателя } N_{дв} = k_3 \cdot \frac{N_1 + N_2}{\eta_0};$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности;

η_0 – коэффициент полезного действия.

4. МАШИНЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА КРУПЫ

4.1 Вальцедековый шелушитель

Вальцедековый шелушитель предназначен для шелушения зерна гречихи и проса. Рабочими органами являются горизонтальный песчаниковый валок (барабан) и неподвижно закрепленная у валька дека, которые образуют рабочую зону серповидной формы (рис 4.1). Зерно, загружаемое в рабочую зону, шелушится в результате действия сил сжатия и трения со стороны валька и деки. Усилие прижима деки влияет на коэффициент шелушения и на потребную мощность.

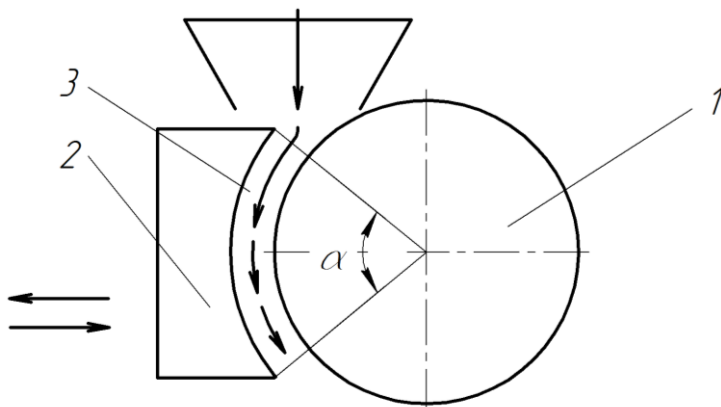


Рисунок 4.1 – Вальцедековый станок:
1 – барабан; 2 – дека; 3 – рабочая зона.

Исходные данные:

Производительность Q , кг/с (т/ч) 1,2 – 1,4 (4,5)

Продукт шелушения гречиха

Насыпная плотность ρ , кг/м³ 560 – 650

На эффективность и производительность шелушения влияют скорость прохождения зерна между вальцом и декой, форма и размеры рабочей зоны, материал вальца и деки, фракционный состав зерна и пр.

Для того чтобы обеспечить заданную производительность, необходимо определить следующие параметры машины:

δ , м – ширина рабочего зазора между декой и барабаном;

l , м – полезная длина рабочей деки;

Расчет и конструирование пищевой промышленности

D , м – диаметр барабана;

L , м – длина барабана;

n , c^{-1} – частота вращения барабана.

Расчёт и выбор параметров машины.

Средняя ширина рабочего зазора между декой и барабаном определяется размерными характеристиками зерна и устанавливается такой, чтобы при прохождении в зазоре слоя зерна ядро не дробилось, а оболочка скалывалась и освобождала ядро.

Принимаем ширину рабочего зазора δ соизмеримой со средними размерными характеристиками зерна гречихи.

$$\delta = 0,005 \text{ м,}$$

Для определения остальных параметров барабана и деки используем известные экспериментальные данные и формулу производительности вальцедековой машины:

$$Q = k \cdot \delta \cdot \rho \cdot v_n \cdot L,$$

где k – коэффициент заполнения рабочего зазора, $k = 0,4 - 0,5$;

v_n – скорость прохождения зерна в рабочем зазоре, м/с.

Экспериментально установлено, что скорость прохождения продукта в зазоре меньше скорости барабана в 8 – 12 раз:

$$v_6 = 10 \cdot v_n,$$

где v_6 – окружная скорость барабана, м/с.

Интенсификация режима приводит к увеличению дробления зерна и уменьшению выхода наиболее ценного продукта – ядрицы, поэтому

$$v_6 \leq 15 \text{ м/с.}$$

Тогда

$$v_n = 1,5 \text{ м/с.}$$

Определим длину барабана исходя из заданной производительности:

$$L = \frac{Q}{k \cdot \delta \cdot \rho \cdot v_n},$$

$$L = \frac{1,4}{0,5 \cdot 0,005 \cdot 650 \cdot 1,5} = 0,57 \text{ м.}$$

Принимаем длину барабана $L = 0,6$ м.

Выбираем диаметр барабана, выполненного из песчаникового материала - круга стандартных размеров:

$$D_6 = 0,6 \text{ м}$$

Определяем частоту вращения барабана:

$$n_{\delta} = \frac{v_{\delta}}{\pi \cdot D}$$

$$n_{\delta} = \frac{15}{3,14 \cdot 0,6} = 8 \text{ с}^{-1};$$

$$n_{\delta} = 480 \text{ мин}^{-1}$$

Определяем полезную длину рабочей деки:

$$l = \frac{2\pi \cdot R}{360} \cdot \alpha$$

где α - угол охвата декой (рис. 4.1), длина которой ограничена расположением загрузочно-выгрузных частей машины, $\alpha = 40^{\circ} \dots 90^{\circ}$.

$$l = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,3}{360} \cdot 45 = 0,24 \text{ м}$$

6. Определяем мощность, потребную на рабочий процесс. Используем экспериментально полученную зависимость влияния усилия прижима деки на потребную мощность.

Для окружной скорости барабана $v_{\delta} = 15$ м/с усилие прижима деки составляет 400 – 500 Н, что соответствует значению мощности $N = 2,5 - 3$ кВт.

4.2 Шелушильно-шлифовальная машина

Шелушильно-шлифовальная машина предназначена для шелушения ржи и пшеницы при обойных помолах и ржаных сортовых помолах на мукомольных заводах для шлифования и полирования ячменя при выработке перловой крупы, шелушения ячменя на комбикормовых заводах (рис.4.2). Ситовый цилиндр 4 машины установлен в корпусе 5 рабочей камеры, вал 3 с абразивными кругами 6 вращается в двух подшипниковых опорах 8 и 11. В верхней части он пустотелый и имеет шесть рядов отверстий, по восемь отверстий в каждом ряду.

На машине установлены приемный 7 и выпускной 1 патрубки. Последний снабжен устройством для регулирования продолжительности обработки продукта. Отводящий трубопровод крепят к фланцу патрубка, установленного в зоне кольцевого канала (для вывода мучки) корпуса 2. Привод машины

Расчет и конструирование пищевой промышленности

осуществляется от электродвигателя 9 через клиноременную передачу 12. Корпус 5 рабочей камеры присоединен к корпусу 2, который, в свою очередь, установлен на станине 10.

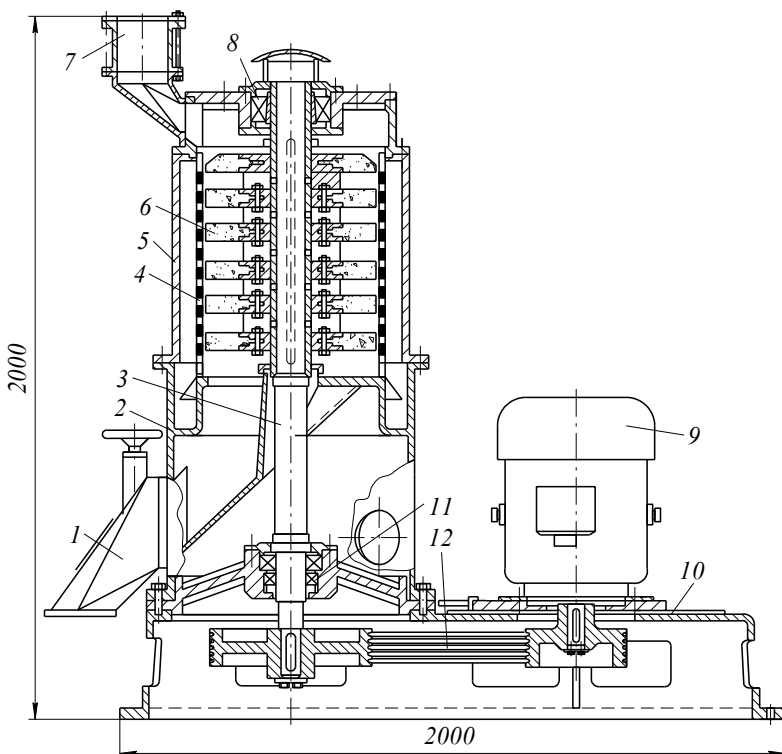


Рисунок 4.2 – Шелушильно-шлифовальная машина

Зерно, подлежащее обработке, через приемный патрубок поступает в пространство между вращающимися абразивными кругами и неподвижным перфорированным цилиндром. Здесь, благодаря интенсивному трению при продвижении зерна к выпускному патрубку, происходит отделение оболочек, основная масса которых через отверстия перфорированного цилиндра и далее через кольцевую камеру удаляется из машины.

С помощью клапанного устройства, размещенного в выпускном патрубке, регулируют не только количество выпускаемого из машины продукта, но и время его обработки, производительность машины и технологическую эффективность процесса шелушения, шлифования и полирования. Воздух, засасываясь через пустотелый вал и имеющиеся в нем отверстия,

Расчет и конструирование пищевой промышленности

проходит через слой обрабатываемого продукта. Затем вместе с оболочками и легкими примесями через ситовый цилиндр он поступает в кольцевую камеру и далее в аспирационную систему.

Шелушильно-шлифовальные машины выпускают в четырех исполнениях с абразивными кругами для различных размеров зерен.

Схема и расчёт основных конструктивных и кинематических параметров.

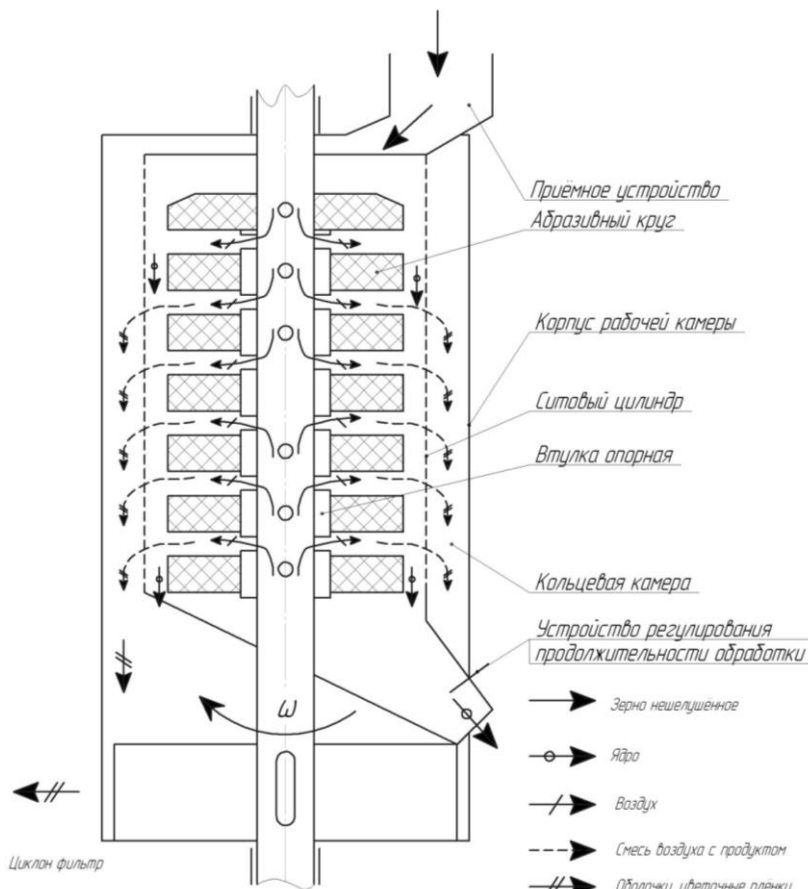


Рисунок 4.3 – Схема шелушильно-шлифовальной машины

Основное влияние на технологическую эффективность оказывает:

- окружная скорость кругов, м/с;
- размер рабочего кольцевого зазора, мм;

Расчет и конструирование пищевой промышленности

- крупность зерна абразива;
- время обработки, сек.

Количественные данные возьмём из рекомендуемых параметров вертикальных шелушительно-шлифовальных машин.

Исходные данные для расчёта:

Производительность Q , кг/с (т/ч);

Продукт шелушения – ячмень при производстве перловой крупы, кш;

Объёмная масса ρ , кг/м³.

Для того чтобы обеспечить заданную производительность и качество шелушения, необходимо определить следующие параметры машины:

D – диаметр ситового цилиндра, м;

d – диаметр абразивного круга, м;

n – частоту вращения вала с абразивными кругами, с⁻¹;

H – высоту рабочей зоны машины, м.

Расчёт и выбор параметров машины.

Диаметр абразивного круга и крупность зерна абразива выберем по ГОСТ 2424-83.

$$d = 0,25 \text{ м}$$

Диаметр ситового цилиндра определим из геометрии (рис. 4.3) и известного рабочего кольцевого зазора δ , м.

$$D = d + 2\delta, \text{ м}$$

где δ – рабочий зазор, выбираемый из рекомендованных параметров в зависимости от культуры, мм. Например, для пшеницы он составляет 10-11 мм, овса – 14-18 мм, ячменя – 10-11мм.

Тогда

$$D = 0,25 + 2 \cdot 0,01 = 0,27 \text{ м.}$$

Высоту рабочей зоны машины определим из известного соотношения:

$$v_{cp} = H / t, \text{ м/с,}$$

где v_{cp} – средняя скорость продукта в рабочей зоне, м/с;

t – время обработки продукта в рабочей зоне при однократном пропуске, выбирается в зависимости от культуры и абразивных дисков ($t=20 \div 120$ с).

С другой стороны, v_{cp} можно выразить через заданную производительность, по следующей формуле:

$$Q = 3600 \cdot \rho \cdot v_{cp} \cdot F \cdot \varphi, \text{ м/с,}$$

откуда

$$v_{cp} = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot F \cdot \varphi};$$

где ρ – объёмная масса, кг/м³;

φ – коэффициент заполнения рабочей зоны ($\varphi=0,92 \div 0,96$);

F – площадь рабочего кольцевого зазора, м².

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2), \text{ м}^2.$$

Тогда $H = v_{cp} \cdot t$.

Частоту вращения вала с абразивными кругами определяем исходя из рекомендованной окружной скорости абразивных дисков, по известной зависимости, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60};$$

откуда

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d},$$

4.3 Падди – машина

На разных стадиях процесса переработки зерна в крупу необходимо разделять продукты шелушения на две фракции, одна из которых содержала бы главным образом шелушенные зерна, а другая – нешелушенные. Для этого применяют машины, которые сортируют смесь на фракции, отличающиеся между собой совокупностью различных свойств (коэффициентом трения, плотностью, формой, размерами и упругостью). Они называются падди-машинами.

Машина устроена следующим образом. К сортировальному столу, имеющему наклон под углом α к горизонту вдоль каналов, перпендикулярно поверхности прикреплены стенки зигзагообразной формы из листовой стали (рис. 26) Они образуют каналы, по которым движется продукт. Сортировальный стол получает прямолинейное колебательное возвратно-поступательное движение перпендикулярно оси каналов, параллельно поверхности стола.

Более плотные частицы (тяжелая фракция) (рис. 4.4) с большим

Расчет и конструирование пищевой промышленности

коэффициентом трения и меньшей упругостью перемещаются вниз под уклон, не приходя во взаимодействие с зигзагообразными поверхностями каналов. Менее плотные частицы (легкая фракция) с меньшим коэффициентом трения и большей упругостью, контактируют с зигзагообразными участками канала и перемещаются вдоль них вверх.

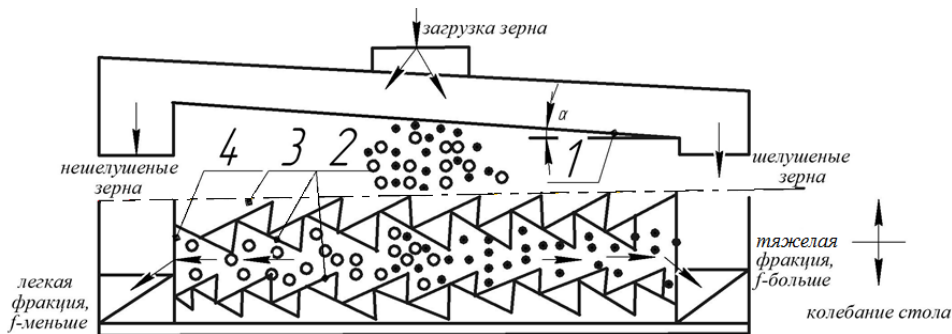


Рисунок 4.4 – Схема сортировального стола пaddy-машины

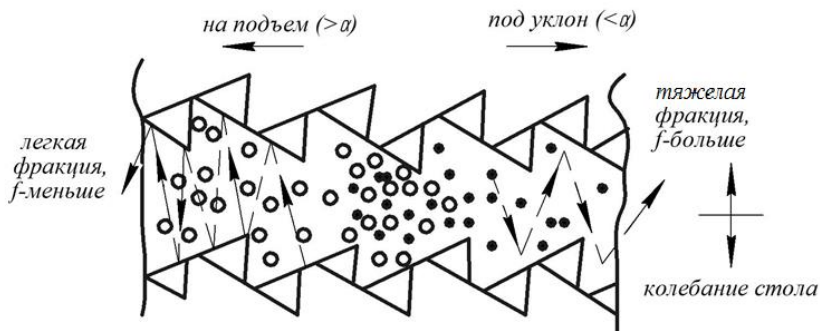


Рисунок 4.5 – Схема движения зерна

При сортировании семенных смесей, содержащих шарообразные и эллипсоидные зерна большой упругости (горох, соя), они перемещаются вверх, отражаясь от рабочих участков зигзагообразных стенок каналов.

$$a) f_{\text{зерна}} = 0,45 \dots 0,75;$$

$$b) f_{\text{полов}} = 0,18 \text{ при } \varphi = 14\% \dots 15\%, f_{\text{нешел.}} = 0,18 \dots 0,4.$$

Устанавливая сортировальный стол под соответствующим углом наклона к горизонтали, можно добиться разделения исходного продукта на две фракции. Угол α наклона сортировального стола к горизонтали регулируется специальным

механизмом.

Основными признаками, по которым смесь разделяется на рабочих участках канала на две фракции, является различие между плотностью и коэффициентом трения сортируемых частиц. На процесс разделения влияет также различие формы, размеров, упругих свойств частиц и явление самосортирования, которое происходит при колебательных движениях каналов. Нешелушенные зерна, как более легкие, крупные, упругие и гладкие попадают в верхние, а шелушенные – в нижние слои. В результате создается большая свобода перемещения для нешелушенных зерен и образуются дополнительные связи для шелушенных.

Поэтому процесс разделения зависит ещё и от соотношения шелушенных и нешелушенных зерен, а также от толщины слоя разделяемого продукта на днище сортировального стола.

Пример расчета падди-машины

Исходные данные:

Производительность $Q = 0,2 \text{ кг/с}$;

вид разделяемого продукта – рис, пшеница (шелушеное и нешелушеное зерно);

плотность продукта	$\rho = (0,735 \dots 0,78) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$;		
коэффициент трения		шелушеного	зерна
$f = 0,45 \dots 0,75$;			
коэффициент трения		нешелушенного	зерна
$f = 0,18 \dots 0,4$;			
влажность	$W = 14 \dots 15 \%$		

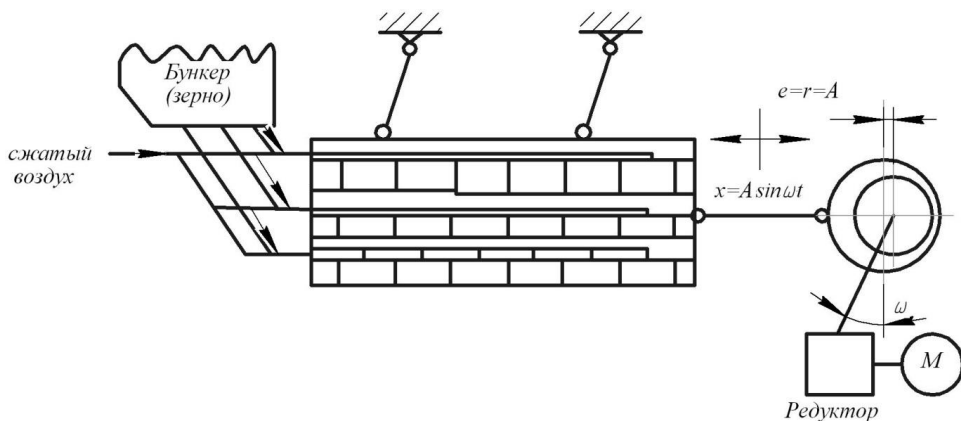


Рисунок 4.6 – Функциональная схема пади-машины

Расчет конструктивных и кинематических параметров рабочего органа.

Производительность Q смеси шелушенных и нешелушенных зерен определяется по следующей формуле:

$$Q = v \cdot b_k \cdot h_k^{1,2} \cdot \rho \cdot N_k$$

где v – скорость движения зерен по сортировальному каналу, м/с (принимается $v = 0,005$ м/с);

b_k – ширина зигзагообразного сортировального канала, она должна быть сравнима с амплитудой колебаний ($A = 2e = 2r$) стола, мм;

e – эксцентриситет механизма колебаний сортировального стола, ($e = r = 90$ мм)

$b_k \geq 2A$, (принимается $b_k = 215$ мм);

h_k – высоту слоя зерна в канале, мм (принимается $h_k = 10$ мм);

ρ – плотность материала, кг/м³ (принимается $\rho = 0,78 \text{ кг/м}^3$);

β – угол наклона стенки канала к горизонтали (принимается $\beta = 60^\circ$);

N_k – число каналов сепарирующего стола, шт.

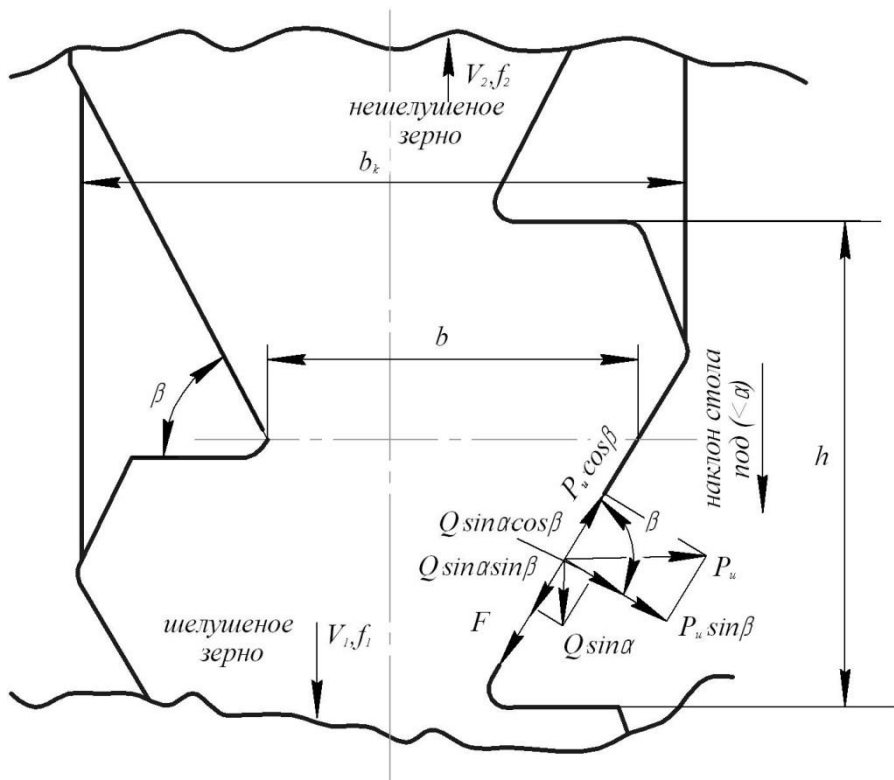


Рисунок 4.7 – Конструкция канала сортировального стола

Число каналов сортировального стола:

$$N_k = \frac{Q}{v \cdot b_k \cdot h_k \cdot \rho};$$

где Q – производительность машины, кг/с (принимаяем $Q=0,2$ кг/с).

$$N_k = \frac{0.2}{0,005 \cdot 0,01 \cdot 0,18 \cdot 0,74 \cdot 10^3} \approx 30$$

Принимаем число каналов $N_k = 30$ и располагаем их в трех ярусах по 10 каналов в ряд в одном ярусе.

Размеры сортировального стола:

Ширина – 10 рядов по 215мм (принимаяем 2150 мм),

Длина – принимаем 1350 мм,

Высота (h_c) – три яруса по 90 мм, $h_c=90 \cdot 3= 270$ мм,

принимаем $h_c=300$ мм.

Рассмотрим уравнение движения зерен и определим значение угла наклона стола α , при котором произойдет разделение смеси на шелушеное и нешелушеное зерно (рис . 4.7). Граничное значение коэффициента трения $f = f_1 = f_2$ зерен о дно и стенки канала принимаем $f = 0,3$. Зерна шелушенные, имеющие коэффициент трения $f_1 > 0,3$ будут перемещаться в сторону уклона стола, зерна нешелушенные, имеющие коэффициент трения $f_2 < 0,3$, будут перемещаться вверх по столу.

Уравнение движения зерен по каналу стола имеет вид:

$$m \frac{dv}{dt} = P_H \cos \beta - G \sin \beta - f_1 (P_H \sin \beta - G \sin \alpha \cos \beta) - f_2 G \cos \alpha$$

Первоначально определим частоту колебаний стола ω из уравнения движения зерен, разделив левую и правую часть на

$$m = \frac{Q}{g} \quad \text{и подставив} \quad P_{H \max} = \frac{Q}{g} \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$\frac{dv}{dt} = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \beta - f \cdot \sin \beta) - g \cdot \sin \alpha \cdot (\sin \beta + f \cdot \cos \beta) - f \cdot g \cdot \cos \alpha$$

- | | | |
|-------------------------|-------------------------------------|--|
| при $\frac{dv}{dt} > 0$ | зерно движется вверх | } По условию составления дифференциального уравнения |
| при $\frac{dv}{dt} < 0$ | зерно движется вниз | |
| при $\frac{dv}{dt} = 0$ | зерно не перемещается по оси канала | |

Задав предварительно значение угла наклона стола $\alpha=15$ град и предположив граничное значение коэффициента трения зерна о поверхности канала $f = 0,3$, определим граничное значение частоты ω колебаний сортировального стола, при котором зерно с коэффициентом трения $f = 0,3$ не движется ни

вверх, ни вниз по каналу, т.е. $\frac{dv}{dt} = 0$, с учетом этого, уравнение примет вид:

$$0 = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \beta - f \cdot \sin \beta) - g \cdot [\sin \alpha \cdot (\sin \beta + f \cdot \cos \beta) - f \cdot \cos \alpha]$$

откуда

$$\omega = \sqrt{g \cdot \frac{\sin \alpha \cdot (\sin \beta + f \cdot \cos \beta) + f \cdot \cos \alpha}{r \cdot (\cos \beta - f \cdot \sin \beta)}}$$

Получаем:

$$\omega = \sqrt{9,8 \frac{0,26(0,86 + 0,3 \cdot 0,5) + 0,3 \cdot 0,97}{0,09 \cdot (0,5 - 0,3 \cdot 0,86)}} = \sqrt{\frac{5,43}{0,22}} = 16 \text{ с}^{-1}$$

На практике для уменьшения динамических нагрузок на привод, а также для гарантированного разделения смеси на две фракции, частоту колебаний стола принимают 0,5...0,7 расчетного

значения, т.е. принимаем частоту колебаний стола $\omega \cong 10 \text{ с}^{-1}$.

Повторно решив уравнение при $\omega \cong 10 \text{ с}^{-1}$, определим граничное значение коэффициента трения $f_{\text{гр}}$, при котором происходит разделение зерновой смеси на две фракции при $f > 0,3$ – шелушеное зерно и $f < 0,3$ – нешелушеное зерно:

а) при $\alpha = 15^\circ$, $\beta = 60^\circ$

$$0 = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \beta - f \cdot \sin \beta) - g \cdot [\sin \alpha \cdot (\sin \beta + f \cdot \cos \beta) + f \cdot \cos \alpha]$$

Подставляем значения и получаем:

$$0 = 10^2 \cdot 0,09 \cdot (0,5 - f \cdot 0,86) - 9,81 \cdot [0,26 \cdot (0,86 + f \cdot 0,5) + f \cdot 0,97] = 4,5 - 7,74 \cdot f - 2,2 - 1,28 \cdot f - 9,5 \cdot f$$

$$f_{\text{гр}} = \frac{4,5 - 2,2}{18,5} = 0,125$$

б) при $\alpha = 10^\circ$, $\beta = 60^\circ$

$$f_{\text{гр}} = \frac{4,5 - 1,5}{18,6} = 0,16$$

в) при $\alpha = 10^\circ$, $\beta = 45^\circ$

$$f_{\text{гр}} = \frac{6,3 - 5,1}{6,3 + 1,2 + 9,8} = 0,295$$

Расчет и конструирование пищевой промышленности

По последнему уточнению внесем изменения в конструкции сортировального канала, принимая угол $\beta = 45^\circ$ и угол наклона стола $\alpha = 10^\circ$ при частоте колебаний $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$

Уменьшая угол наклона стола $\alpha < 10^\circ$, можно увеличить граничное значение коэффициента трения, которое будет определять условие разделения зерновой смеси на две фракции. Так при $\alpha = 5^\circ$, $\beta = 45^\circ$, получаем:

$$f_{гр} = \frac{10^2 \cdot 0,09 \cdot 0,7 - 9,81 \cdot 0,097 \cdot 0,7}{10^2 \cdot 0,09 \cdot 0,7 + 9,81 \cdot 0,097 \cdot 0,7 + 9,81 \cdot 0,996} = 0,34$$

Для дальнейшего увеличения граничного значения коэффициента трения, определяющего условие разделения смеси на фракции, уменьшение угла α малоэффективно, следовательно, необходимо для этой цели уменьшать угол β до значения, меньшего угла 45° .

Энергетический расчет рабочего органа паddи-машины

Определим массу сортировального стола паddи-машины вместе с зерном (рис 4.8)

$$m_c = m_{\text{днищ.}} + m_{\text{стенок каналов}} + m_{\text{каркаса}} + m_{\text{зерна}} \cong \rho_1 \cdot V_1 + \rho_2 \cdot V_2 + \rho_3 \cdot V_3 + \rho_4 \cdot V_4$$

где $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$ – плотности днища, стенок каналов, каркаса и зерна соответственно;

V_1, V_2, V_3, V_4 – объемы днища, стенок каналов, каркаса и зерна соответственно

$$m \cong 0,6 \cdot 10^3 \cdot 2,15 \cdot 1,35 \cdot 0,01 \cdot 3 + 2,8 \cdot 10^3 \cdot 0,09 \frac{2,15}{\sin 45^\circ} \cdot 0,001 \cdot 33 + 2,8 \cdot 10^3 \cdot 0,08 \cdot 0,005(2,15 \cdot 10 + 1,35 \cdot 8 + 0,4 \cdot 4) + 0,74 \cdot 10^3 \cdot 0,215 \cdot 0,01 \cdot 1,35 \cdot 30 = 180 \text{ кг}$$

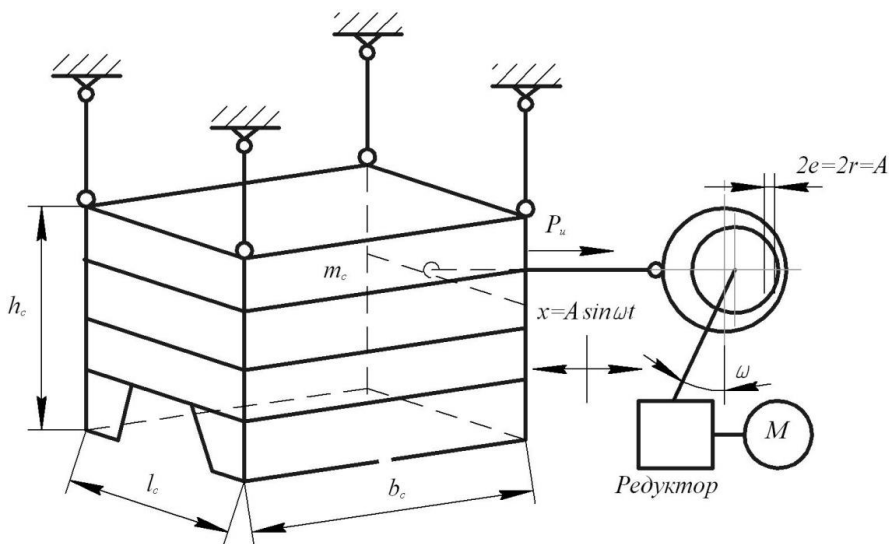


Рисунок 4.8 – Кинематическая схема

Усилие, действующее на шатун эксцентрикового механизма:

$$P_m = P_u = m_c \cdot \frac{d^2 x}{dt^2}$$

Перемещение шатуна: $x = A \cdot \sin \omega \cdot t$

Где $A = e = r = 0,09$ м,

$$\omega = 10 \text{ с}^{-1}$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega \cdot t \Rightarrow P_u = -m_c \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega \cdot t$$

$$P_m^{\max} = P_u^{\max} = -180 \cdot 0,09 \cdot 10^2 \cdot 1 = 1620 \text{ Н}$$

Максимальный момент сил сопротивления (крутящий момент) на эксцентрике

$$M^{\max} = P_m^{\max} \cdot r = 1620 \text{ Н} \cdot 0,09 = 149 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Примем КПД редуктора $\eta_p = 0,75$

КПД электродвигателя $\eta_d = 0,75$

КПД трансмиссии и эксцентрикового механизма $\eta_r = 0,8$.

Максимальное значение мощности, потребляемой машиной

$$N^{\max} = \frac{M^{\max} \cdot \omega}{\eta_p \cdot \eta_d \cdot \eta_m}$$

$$N^{\max} = \frac{149 \cdot 10}{0,75 \cdot 0,75 \cdot 0,8} = 3311 \text{ Вт}$$

Среднее значение мощности, потребляемой палочной машиной (за один цикл – один оборот эксцентрика), определяется как:

$$N_{cp} = \frac{1}{T_y} \int_0^{T_y} \frac{P_m \cdot r \cdot \omega}{\eta_p \cdot \eta_d \cdot \eta_m} \cdot dt$$

$$T_y = \frac{2\pi}{\omega}$$

где ω - время цикла

$$P_T = P_{и} = -m_c A \omega^2 \sin \omega t$$

$$N_{cp} = -\frac{\omega}{2\pi} \cdot \frac{m_c A \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \omega}{\eta_p \cdot \eta_d \cdot \eta_m \cdot \omega} \cdot \cos \omega t \Bigg|_0^{\frac{2\pi}{\omega}} = \frac{2m_c}{2\pi} \times \frac{A \omega^3 \cdot r}{\eta_p \cdot \eta_d \cdot \eta_m}$$

$$N_{cp} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 0,09 \cdot 10^3 \cdot 0,09}{6,28 \cdot 0,75 \cdot 0,075 \cdot 0,8} = 1032 \text{ Вт}$$

Выбор двигателя.

Выбираем двигатель марки 4A80B4УЗ, из условия $N_d > N_{cp}$
 $N_H = 1,5 \text{ кВт (1500 Вт)}, n_d = 1415 \text{ мин}^{-1}$

$$\frac{M_{\max}}{M_{н.м}} = 2,2, \quad \omega_H = \frac{2\pi n_H}{60} = 148 \text{ с}^{-1}$$

$$M_H = \frac{N_H}{\omega_H}$$

$$M_H = \frac{1500}{148} = 10,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Передаточное число редуктора вместе с трансмиссией

эксцентрикового механизма:

$$U_{p,m} = \frac{\omega_n}{\omega}$$

$$U_{p,m} = \frac{148}{10} = 14,8$$

Приведенный к валу эксцентрика номинальный момент двигателя

$$M_n^{прив} = M_n \cdot U_{p,m}$$

$$M_n^{прив} = 10,2 \cdot 14,8 = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

что больше максимального момента сил сопротивления паddи-машины.

$$M^{\max} = 149 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Кроме того, двигатель может развивать (кратковременно) момент в 2,2 раза превышающий номинальный, т.е.

$$M_{\partial в}^{\max} = M_n \cdot 2,2$$

$$M_{\partial в}^{\max} = 10,2 \cdot 2,2 = 22,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

или развивать приведенный к валу эксцентрикового механизма максимальный момент двигателя:

$$M_{\max}^{прив} = M_{\partial в}^{\max} \cdot U_{p,m}$$

$$M_{\max}^{прив} = 22,4 \cdot 14,8 = 332 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

что значительно выше момента сил сопротивления паddи-машины (т.е. допускаются перегрузки).

5. МАШИНЫ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОМБИКОРМОВ

5.1. Молотковая дробилка

Молотковые дробилки являются универсальными машинами и используются для измельчения любых компонентов комбикормов, получая однородную массу по крупности и составу. В зависимости от организации рабочего процесса в дробильной камере различают дробилки открытого (безрешетные) и закрытого типов. В дробилках первого типа материал удаляется из нее за один проход. Измельчение производится за счет энергии свободного удара молотка по кускам значительной массы.

В дробилках закрытого типа решето и деки охватывают барабан от 120 до 360°. Материал удаляется по мере измельчения до заданного размера через отверстия решета.

Наиболее развитая конструкция дробилки представлена на рис 5.1.

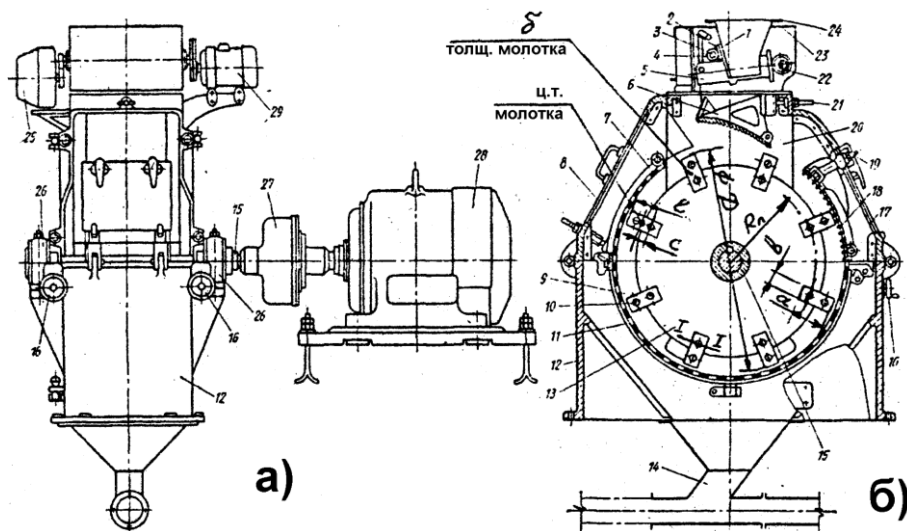


Рисунок 5.1 - Молотковая дробилка ДДМ.

1 – заслонка; 2,15 – валы; 3 – шестерня; 4 – зубчатая рейка; 5 – вибрационный лоток; 6,18 – регулируемые деки; 7 – верхняя боковая часть ситовой обечайки; 8,17 – откидные крышки (соответственно передняя и задняя); 9 – молоток; 10 – ось; 11 –

Расчет и конструирование пищевой промышленности

нижняя часть ситовой обечайки; 12 – основание; 13 – диск; 14 – пневмозаборник; 16 – механизм крепления нижней части ситовой обечайки; 19,21 – винты; 20 боковина; 22 – приводной механизм лотка; 23 – корпус питающего устройства; 24 – ковш; 25 – исполнительный механизм; 26 – подшипник; 27 – муфта; 28,29 – электродвигатели.

Процесс измельчения в молотковой дробилке происходит следующим образом: измельчаемый материал, попав в зону действия молотков, получает первый удар и отбрасывается к периферии, где отражаются поверхностью от деки или решета. Отражаясь от них, частицы замедляют свое движение, но в зоне действия молотков они опять ускоряются от их ударов и потока воздуха. При установившемся процессе по всей внутренней окружности корпуса дробилки образуется вращающийся непрерывно перемешивающийся слой материала. От многократных столкновений с молотками, решетом и декой зерна измельчаются. При достижении заданного размера частицы материала проходят через отверстия решета и удаляются из дробилки. На их место поступают новые порции неизмельченного материала.

Измельчение свободным ударом осуществляется молотками, шарнирно закрепленными на роторе, вращающемся в дробильной камере со скоростью 35...70 м/с (рисунок 5.2). Материал при встрече с молотками дробится на лету, отбрасывается к стенкам камеры или решету и там за счет полученной кинетической энергии измельчается дополнительно.

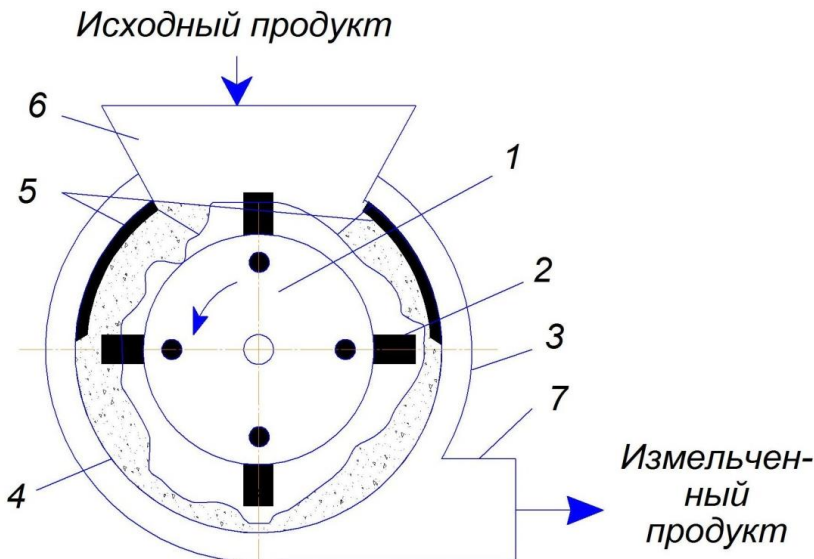


Рисунок 5.2 – Схема измельчения в молотковой дробилке.

1 - ротор; 2 - молоток; 3 - корпус; 4 - решетка; 5 - дека; 6 - загрузочная горловина; 7 - выгрузная горловина

Размещают молотки на цилиндрической поверхности ротора по винтовой линии с двумя или тремя заходами или же параллельными рядами. В зависимости от числа заходов или количества рядов через каждую точку дробильной камеры молотки пройдут z раз в секунду:

$$z = \frac{k \cdot n}{60}$$

где k — число заходов винта или рядов;

n — количество молотков, шт.

Столько же ударов может произойти в каждой точке камеры.

При свободном ударе с учетом упругих свойств зерна лишь 84...91 % кинетической энергии от максимально возможной расходуется на разрушение. При измельчении зерна внутри дробильной камеры находится не одна частица, а много. Все частицы сосредоточены по периферии дробильной камеры в виде взвешенного постоянно перемешивающегося кольцевого слоя. Этот слой под воздействием молотков имеет свою окружную

скорость $V_{сл}$, м/с. При определении работы деформации при ударе по слою необходимо в расчет принимать относительную скорость движения молотков $V_{от}$, м/с. Для разрушения материала необходимо, чтобы относительная скорость молотков была равна скорости, при которой произойдет разрушение зерна (рисунок 2), $V_{от} = V_{раз}$.

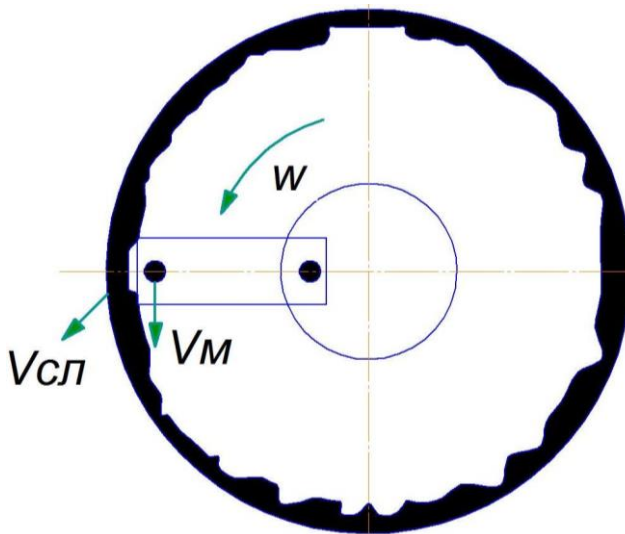


Рисунок 5.3 – Скорости слоя материала и молотков в дробилке

Скорость вращения слоя в молотковой дробилке $V_{сл}$, м/с, рассчитывается по формуле:

$$V_{сл} = \beta \cdot V_M$$

где β - коэффициент динамичности, $\beta = 0,4...0,5$;

V_M — скорость молотка до удара, м/с.

Тогда

$$V_M = \frac{V_{раз}}{1 - \beta} = (1,6 \dots 2,0) V_{раз}$$

где $V_{раз}$ - скорость, при которой произойдет разрушение зерна, м/с;

Скорость молотков должна быть в 1,6...2 раза выше разрушающей скорости. Поскольку в молотковой дробилке происходят многократные удары молотков по одному и тому же

Расчет и конструирование пищевой промышленности

зерну, рабочую скорость молотков можно принимать несколько меньшей (на 15...20 %).

Решета предназначены для отвода готового продукта, дополнительного его измельчения и регулирования степени измельчения.

Крупность частиц того или иного кормового материала обуславливается зоотехническими требованиями. Для оценки затрат энергии, требуемой для перевода частиц от исходной крупности к заданной, необходимо знать степень измельчения λ , которая представляет собой отношение среднего размера частиц до измельчения (L или D) к среднему размеру частиц после измельчения (l или d):

$$\lambda = \frac{L}{l} = \frac{D}{d}$$

где L и l – длина частицы до и после измельчения, м;

D и d – диаметр частицы до и после измельчения, м;

Для количественной оценки энергетического процесса измельчения можно использовать одну из трёх теорий: поверхностную, объёмную и теорию П. А. Ребиндера. На практике чаще всего используется последняя, в соответствии с которой

$$A_{\text{изм}} = C_{\text{пр}} [C_v \cdot \lg^3 + C_s (\lambda - 1)],$$

где $A_{\text{изм}}$ – удельная работа измельчения, Дж/кг;

$C_{\text{пр}}$ – коэффициент, характеризующий влияние неучтённых факторов;

C_v – постоянный коэффициент, выражающий работу упругих деформаций при принятом методе механических испытаний измельчаемого материала, отнесённую к единице его массы, Дж/кг;

C_s – постоянный коэффициент, представляющий собой работу, затрачиваемую на образование новых поверхностей при измельчении одного килограмма материала, Дж/кг;

λ – степень измельчения продукта.

$$\lambda = \frac{D_э}{d},$$

здесь $D_э$ – эквивалентный диаметр измельчаемого материала, мм;

d – средний размер частиц конечного продукта, зависящий от вида помола.

Коэффициенты $C_{пр}$, C_v , C_s – эмпирические, их значение для различных видов измельчаемого материала приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 Значения коэффициентов $C_{пр}$, C_v , C_s для различных культур

Культура	Плотность зерна ρ , кг/м ³	Эквивалентный диаметр зерна $D_{э}$, мм	Коэффициенты		
			$C_{пр}$	C_v , кДж/кг	C_s , кДж/кг
Ячмень	$1,30 \cdot 10^3$	4,2	$1,2 \pm 0,3$	8,50	7,50
Овёс (без пленок)	$1,35 \cdot 10^3$	3,7	$5,0 \pm 1,5$	2,34	1,96
Рожь	$1,28 \cdot 10^3$	3,3	$1,45 \pm 0,35$	8,40	6,4
Пшеница	$1,36 \cdot 10^3$	3,8	-	4,60	8,15
Горох	$1,36 \cdot 10^3$	6,3	-	10,70	3,66

Расчет молотковых дробилок

Исходными данными для расчета дробилок должны быть:

Производительность q_p , кг/с, (т/ч)

Измельчаемый продукт

Влажность продукта W , %

Эквивалентный диаметр $D_{э}$, мм

Вид помола

Выбор размеров барабанов.

Основными размерами барабана являются: описанный диаметр по концам молотков D и его длина L . Производительность дробилки зависит от этих размеров и может быть выражена через показатель удельной нагрузки q (кг/см²) – отношение секундной расчетной производительности q_p к площади диаметральной проекции барабана $D \cdot L$.

$$D \cdot L = \frac{q_p}{q'}$$

Существует два типа дробильных барабанов, отличающихся соотношением размеров диаметра D и длины L ротора.

$$D = K \cdot L$$

Для барабанов первого типа $D \approx (1,0 \dots 2) \cdot L$; второго типа $D \approx (4 \dots 7) \cdot L$.

Значением величины удельной нагрузки задаемся из следующих соотношений:

Расчет и конструирование пищевой промышленности

при скорости молотков

$$v_m = 45 - 55 \text{ м/с} \quad q' = 2 - 3 \text{ кг/с}\cdot\text{м}^2$$

при

$$v_m = 70 - 80 \text{ м/с} \quad q' = 3 - 6 \text{ кг/с}\cdot\text{м}^2.$$

При известной расчетной производительности диаметр барабана находим по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{q_p}{q'}} K.$$

Определение окружной скорости молотков

Минимальная окружная скорость молотка, при которой обеспечивается разрушение зерновки в момент удара, может быть определена по формуле:

$$m \cdot (v_2 - v_1) = P \cdot \tau,$$

где m – масса измельчаемой зерновки (частица), кг;

v_1 – скорость зерновки (частицы) до удара, м/с;

v_2 – средняя скорость частицы после удара, м/с;

P – средняя сила сопротивления разрушению зерновки, Н;

τ – продолжительность удара, с.

Значения разрушающих усилий P (Н) для различных культур при влажности 13-15%:

просо – 14...16,8

пшеница – 10...280

кукуруза – 180...220

ячмень – 120...180

овес – 100...120

Продолжительность удара составляет $\tau = 10^{-5}$ с.

Начальную скорость зерновки v в момент встречи ее с молотком принимаем приблизительно равной 0.

Следовательно, средняя скорость частиц после удара, при которой наступает её разрушение, может быть определена по формуле:

$$v_2 = \frac{P \cdot \tau}{m}.$$

Разделив полученную скорость на коэффициент восстановления при неупругом ударе, можно определить окружную скорость ротора, при которой достигается эффективное измельчение продуктов

$$v_p = \frac{v_2}{K};$$

$$0 < K < 1.$$

На практике скорость молотков принимают $v_m = (1,2 \dots 1,6)v_p$

Размеры и число молотков

Размеры молотков определяются при условии, чтобы удары при дроблении не передавались на палец подвески, а через него и на подшипники вала барабана дробилки. Рассчитанные таким образом молотки называют уравновешенными на удар.

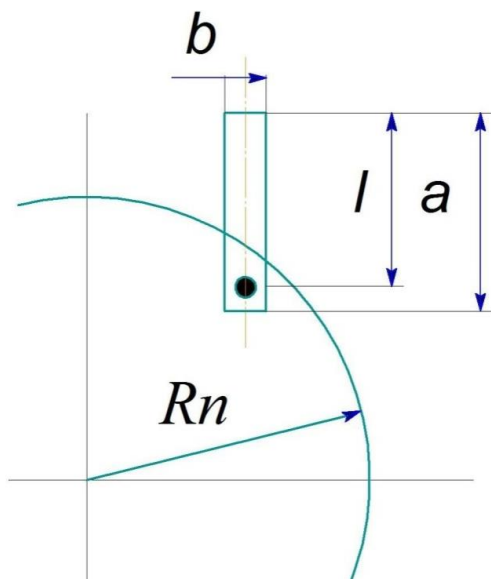


Рисунок 5.4 – Длина и ширина молотка

В общем случае устойчивость движения молотка зависит от соотношения размеров радиуса подвески молотка R_n , m , и его длины до подвески l , м. Исходя из решения дифференциальных уравнений, описывающих сложные колебательные движения молотка, рекомендуется пользоваться соотношениями:

$$R_n = 2,25 \cdot l$$

$$R_n = 4 \cdot l$$

где l – длина молотка до подвески, м.

Оба соотношения являются оптимальными, но

Расчет и конструирование пищевой промышленности

динамический режим работы будет различным. Учитывая рекомендуемые соотношения, определим длину молотка до подвески l , м:

$$l = \frac{D}{2} - R_n = \frac{D}{2} - 2,25 l$$

R_n - радиус подвески молотка, м.

Радиус подвески R_n , м, для первого и второго режимов определяется по формулам:

$$R_n = 2,25 \cdot l = 2,25 \cdot 0,15 \cdot D = 0,346 \cdot D$$

$$R_n = 0,4 \cdot D$$

D – диаметр барабана, м.

При малом диаметре барабана $D < 0,4$ м длину молотка до подвески целесообразно увеличивать, например до $l = 0,2 \cdot D$, так как из-за недостаточной длины их работа оказывается неэффективной в технологическом плане.

Длину и ширину молотка, уравновешенного на удар, выбирают по соотношениям a и b , (в соответствии с рисунком 5.4):

$$a = 0,5 \cdot l = 0,23 \cdot D$$

$$b = (0,4 \dots 0,5) a \approx 0,1 \cdot D$$

Диаметр пальца для подвески молотка определяют из условия его прочности. Для данных соотношений размеров молотка и скоростей движения диаметр обычно получается равным 18...20 см.

Количество молотков z , шт, определяется при условии, чтобы все молотковое поле по ширине дробильной камеры перекрывалось молотками по формуле:

$$z = \frac{(L - L_d) K}{\delta}$$

где L — длина барабана, м;

L_d — суммарная толщина дисков барабана, не перекрываемая молотками, м;

K — число молотков, идущих по одному следу, шт; обычно равно числу заходов винта или числу рядов;

δ — толщина молотка, м.

Располагаются молотки по винтовой линии или рядами в шахматном порядке, но при этом должно быть выполнено

Расчет и конструирование пищевой промышленности

условие статической и динамической уравновешенности барабана.

Энергетический расчет

Мощность на измельчение материала, $N_{изм}$, Вт, определяется по формуле:

$$N_{изм} = Q \cdot A_{изм} = Q [C_1 \lg \lambda^3 + C_2 (\lambda - 1)]$$

где Q – производительность молотковой дробилки, кг/с;

$A_{изм}$ – удельная работа измельчения, Дж/кг;

C_1 и C_2 – коэффициенты, учитывающие удельные затраты энергии на измельчение, Дж/кг;

λ – степень измельчения.

Мощность на циркуляцию материала и воздуха в камере N_B , Вт, определяется из допущения, что барабан дробилки работает как вентилятор, у которого лопастями являются молотки. При холостом ходе дробилки:

$$N_B = K_B \cdot v_M^3$$

где K_B – опытный коэффициент, учитывающий конструкцию и режим работы данного вентилятора ($K_B = 0,05$);

v_M – окружная скорость по концам молотков, м.

При рабочем ходе воздействие мощности на вентиляцию возрастает, так как необходимо перемещать слой материала. Это учитывается концентрацией материала в потоке воздуха, кг/кг, и кратностью циркуляции материала

Часто из-за отсутствия экспериментальных данных мощность на вентиляцию и холостой ход принимают в размере 15...20 % от мощности на измельчение. Тогда полная мощность дробилки N , Вт, определяется по формуле:

$$N = (1,15 \dots 1,2) N_{изм}$$

где $N_{изм}$ – мощность на измельчение, Вт.

5.2 Дозаторы

5.2.1 Барабанный дозатор

Барабанные дозаторы относятся к объемным питателям с вращательным движением рабочего органа – ячеистого барабана. Они просты по устройству и монтируются, главным образом, в выпускных отверстиях бункеров. В мукомольной, крупяной и

комбикормовой промышленности их применяют для непрерывной дозированной подачи сыпучих материалов: зерна, промежуточных продуктов, муки, крупы и компонентов комбикормов.

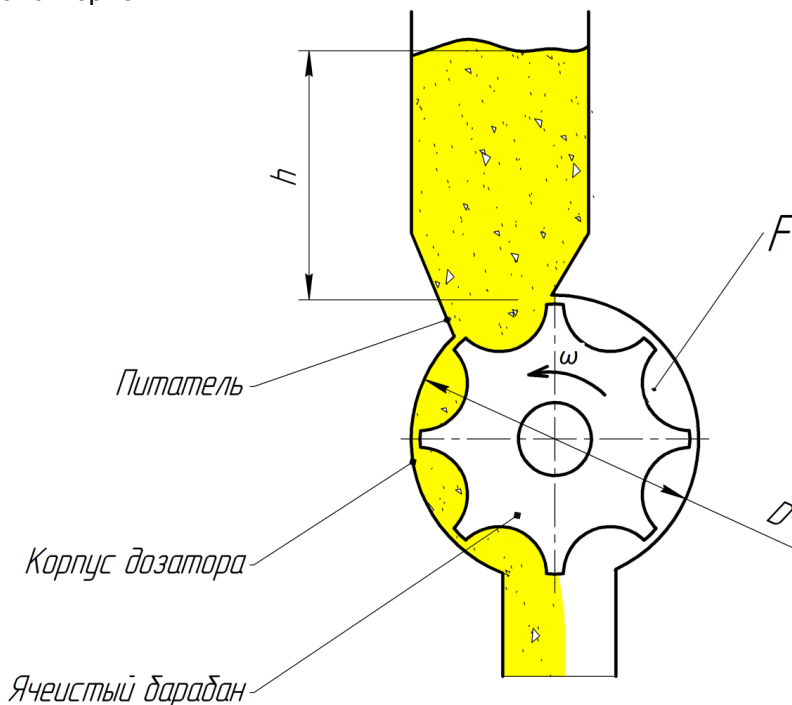


Рисунок 5.5 – Расчетная схема дозатора:

h – высота столба продукта; D – диаметр барабана; F – площадь поперечного сечения ячейки

Производительность (подача) барабанного дозатора определяется выражением:

$$Q = F \cdot L \cdot Z \cdot \rho \cdot n \cdot \varphi$$

где F – площадь поперечного сечения ячейки на барабане (глубина и форма выбираются конструктивно в зависимости от сыпучести продукта из условия максимального заполнения объема ячейки), m^2 ;

L – длина барабана, m ;

Z – число ячеек на барабане;

ρ – объемная масса продукта, kg/m^3 ;

n – частота вращения барабана, min^{-1} ;

Расчет и конструирование пищевой промышленности

φ – коэффициент заполнения ячеек, ($\varphi = 0,85...0,95$).

Расчет

Зададим диаметр D (рекомендуется брать не менее 100...120 мм) и длину L барабана ($L = 1,5...2,5 D$).

С учетом продукта выберем профиль поперечного сечения ячейки, его величину F и количество ячеек Z на барабане.

Рассчитаем частоту вращения барабана по формуле:

$$n = \frac{Q}{F \cdot L \cdot Z \cdot \rho \cdot \varphi}$$

Рассчитаем окружную скорость барабана по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$$

Окружная скорость должна быть в пределах $V = 0,025...1$ м/с. В противном случае необходимо изменить геометрические размеры барабана и выполнить перерасчет.

Рассчитаем силу трения, возникающую при перемещении продукта, находящегося в ячейке барабана, относительно неподвижного продукта в бункере:

$$P_{тр} = f \cdot \rho \cdot F_6,$$

где, f – коэффициент внутреннего трения;

ρ – удельное давление столба продукта на поверхность барабана, кг/м² ($\rho = \rho \cdot g \cdot h$, где g – ускорение свободного падения, h – уровень продукта в бункере);

F_6 – площадь проекции выходной горловины бункера на горизонтальную плоскость.

Мощность, потребную на дозирование, определяем по формуле:

$$N = P_{тр} \cdot V \cdot K,$$

где K – коэффициент, учитывающий затраты энергии на измельчение и перетирание продукта в зазоре между кромкой ячейки и корпусом дозатора, ($K = 1,5...5$).

Рассчитаем мощность электродвигателя привода дозатора:

$$N_{дв} = K_1 \cdot \frac{N}{\eta_0},$$

где, K_1 – коэффициент, учитывающий потери мощности при пуске ($K_1 = 1,2...2$);

η_0 – общий КПД привода (включает КПД подшипников и всех передач привода).

Выбираем тип, марку электродвигателя и редуктора по

справочнику. [5]

5.1.2 Тарельчатый дозатор

К числу важнейших операций, осуществляемых на зерноперерабатывающих и комбикормовых предприятиях, относится дозирование продуктов с различными физико-механическими свойствами.

Дозирование – это процесс отмеривания заданного количества вещества (порций) с необходимыми точностью и производительностью. Степень точности определяется технологическими и экономическими показателями.

По принципу работы дозаторы разделяются на объемные и весовые; по характеру протекания процесса – на непрерывного и прерывистого (порционного) действия.

Для дозирования сыпучих, мелкозернистых компонентов широкое применение получили тарельчатые (дисковые) дозаторы. Они относятся к объемным дозаторам непрерывного действия с вращательным движением рабочего органа (тарелки).

Схема и методика расчёта тарельчатого дозатора.

Конструктивным достоинством тарельчатых дозаторов является удобство настройки и регулировки, что позволяет подавать материал в заданных количествах с небольшими отклонениями доз. Устройство дозатора схематично представлено на рисунке 5.6.

На вертикальном валу 6, приводимом от электродвигателя через червячный редуктор, жестко закреплена тарель (диск) 5. Дозируемый материал из бункера 1 через горловину 3 и телескопическую манжету 4 поступает на вращающийся диск 5. Манжета может устанавливаться над диском с различным зазором Н при помощи винтового механизма регулирования 2. Этим осуществляется регулировка производительности дозатора. Дозируемый материал снимается с диска неподвижным скребком 8 и направляется в выгрузной лоток 7. Рыхлитель 9 предотвращает сводообразование материала в бункере.

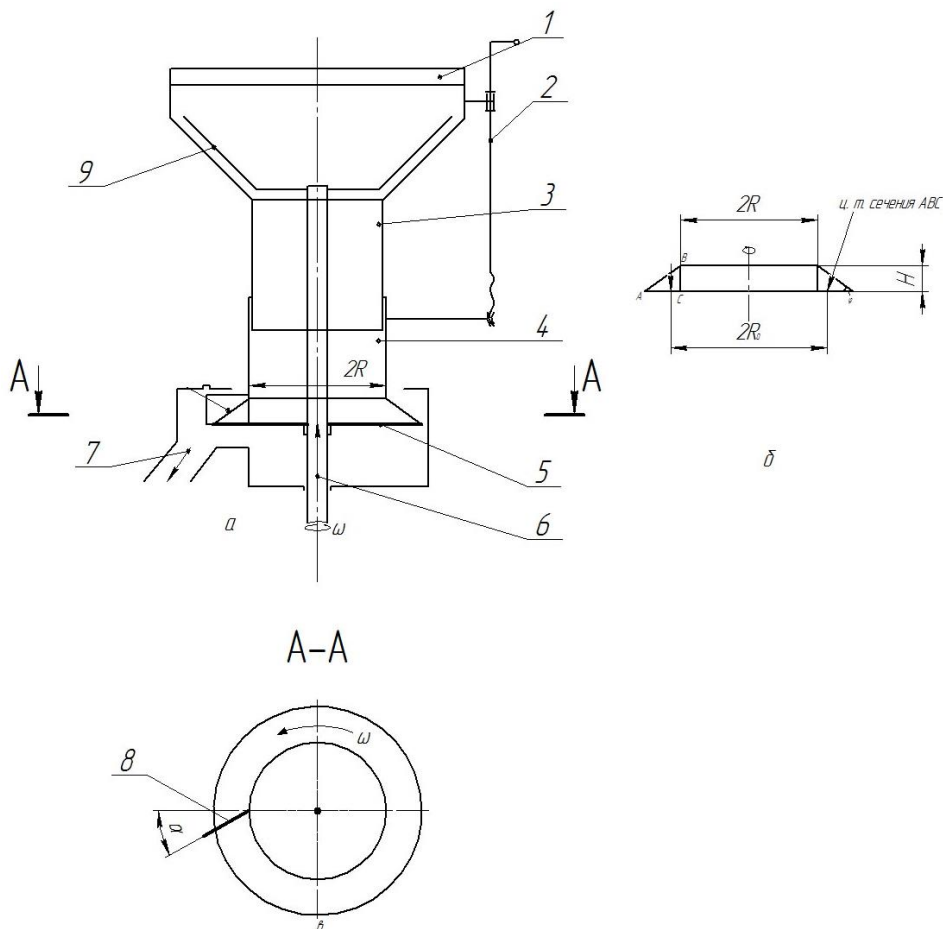


Рисунок 5.6 – Схема тарельчатого дозатора (а) и расчетный объем порции материала, снимаемого за один оборот диска (б), (в) – разрез по А-А.

1 – бункер; 2 – механизм регулирования положения манжеты (установка высоты, H); 3 – горловина бункера; 4 – манжета; 5 – диск; 6 – вал; 7 – выгрузной лоток; 8 – скребок; 9 – рыхлитель;

Подача дозатора зависит от положения манжеты 4 (определяющего зазор H) и частоты вращения диска 5.

Производительность тарельчатого дозатора Q (кг/с) рассчитывается по формуле:

$$Q = \frac{V \cdot \rho \cdot n}{60}$$

Расчет и конструирование пищевой промышленности

где V – объём порции материала, снимаемого за один оборот диска, м^3 (рис. 5.6,б);

ρ – объёмная масса продукта, $\text{кг}/\text{м}^3$;

n – частота вращения диска, мин^{-1} .

Объём кольца треугольного сечения (ABC):

$$V = 2\pi R_0 F,$$

где R_0 – расстояние от оси вращения диска до центра тяжести сечения ABC, м (рис.5.6, б);

F – площадь поперечного сечения кольцевого слоя, м^2 .

Площадь сечения $F(\text{м}^2)$ находится из треугольника ABC:

$$F = \frac{H^2}{2 \operatorname{tg}\varphi},$$

где H – зазор между диском и манжетой, м;

φ – угол естественного откоса дозируемого материала при движении, град.

Радиус $R_0(\text{м})$ от оси вращения до центра тяжести сечения:

$$R_0 = R + \frac{H}{3 \operatorname{tg}\varphi},$$

где R – радиус манжеты (конструктивный размер), м.

Подстановка значений V , R_0 , F в исходную формулу производительности дает расчетное уравнение вида:

$$Q = \frac{\pi \cdot \rho}{60 \operatorname{tg}\varphi} \cdot H^2 \cdot n \cdot \left(R + \frac{H}{3 \operatorname{tg}\varphi} \right)$$

Максимальная угловая скорость ω (рад/с) диска, исключающая сбрасывание продукта, определяется из условия: центробежная сила ($F_{\text{ц}}$) должна быть меньше силы трения материала о диск ($F_{\text{тр}}$), т.е.:

$$F_{\text{ц}} < F_{\text{тр}}$$

или

$$m \omega^2 R_{\max} < m g f,$$

где m – масса частицы, лежащей на радиусе R_{\max} , кг;

f – динамический коэффициент трения по диску;

R_{\max} – наибольшее удаление частицы от оси вращения диска;

$g = 9,8 \text{ м}/\text{с}^2$ – ускорение свободного падения.

Таким образом,

$$\omega_{\max} \leq \sqrt{\frac{g \cdot f}{R_{\max}}};$$

предельная частота вращения n_{\max} (мин⁻¹) диска:

$$n_{\max} \leq \frac{30 \cdot \omega_{\max}}{\pi}.$$

Мощность электродвигателя привода дозатора приближенно равна [1]:

$$N = \frac{N_1}{\eta} (1 + f_1 \cos \alpha) \cdot k,$$

Где $N_1 = F_{TP} \cdot v_0 / 1000$ – мощность, потребляемая для преодоления силы трения продукта о тарель, кВт;

η – КПД приводного механизма дозатора;

f_1 – коэффициент трения продукта о скребок;

α – угол установки скребка (рис.5.6, в);

k – коэффициент запаса мощности ($k = 1, 5 \dots 2$);

v_0 – окружная скорость тарели, м/с.

Сила трения равна:

$$F_{TP} = 2\pi R_0 F \rho g f$$

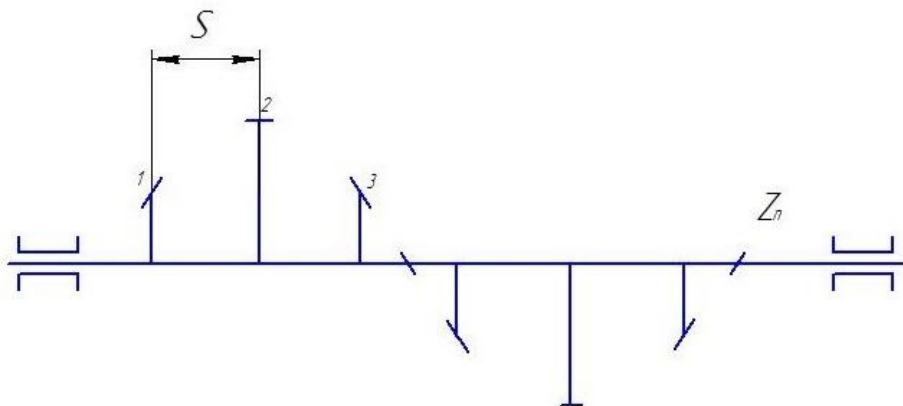


Рисунок 5.8 - Схема расположение лопастей в смесителе С-12
(одна мешалка).

где S – шаг, м; 1, 2, 3 – лопасти; Z_n - число лопастей

Скорость вращения лопастей определяется из условия, что центробежная сила, действующая на лопатку, должна быть меньше силы тяжести этой частицы, иначе она сойдет с лопасти и выйдет из активного процесса перемешивания.

При выборе угловой скорости руководствуются формулой:

$$\omega_{\max} \leq \sqrt{\frac{g}{R_l}},$$

где R_l – наибольший радиус вращения лопасти, м.

Для определения мощности привода, обеспечивающего работу данного смесителя, рассмотрим схему сил (см.рис. 5.7, а), действующих в плоскости, перпендикулярной к оси вала мешалки, когда лопасть помещена в массу перемешиваемых ингредиентов.

На лопасть действует равнодействующая всех сопротивлений R , отклонённая от нормали N на угол внутреннего трения φ . Для преодоления этой равнодействующей необходимо приложить со стороны лопасти равное R , но противоположно направленное усилие P .

Нормальную составляющую этого усилия P_n разложим по направлениям осевой и окружной скоростей, в результате чего получим усилие P'_p , сообщаемое частицам вращательное движение, и P''_o , перемещающее частицы в осевом направлении.

При этом:

Расчет и конструирование пищевой промышленности

$$P'_p = P_n \cos \alpha$$

$$P''_o = P_n \sin \alpha$$

где α – угол наклона лопасти к оси вращения вала;

P'_p – усилие, сообщающее частицам вращательное движение;

P_n – нормальная составляющая равнодействующей силы;

P''_o – усилие, перемещающее частицы в осевом направлении.

Кроме того, под действием нормальной составляющей равнодействующей силы P_n в плоскости движения частиц по лопасти возникает сила трения $F_{тр} = f \cdot P_n$, направленная против относительного движения частиц по лопасти.

$$F'_{тр.p} = F_{тр} \cdot \sin \alpha = f \cdot P_n \cdot \sin \alpha;$$

$$F'_{тр.o} = F_{тр} \cdot \cos \alpha = f \cdot P_n \cdot \cos \alpha;$$

Суммируя полученные векторы по направлениям, определяем значения:

- окружного усилия:

$$P_p = P'_p + F'_{тр.p} = P_n (\cos \alpha + f \cdot \sin \alpha),$$

- осевого усилия:

$$P_o = P''_o - F'_{тр.o} = P_n (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha),$$

При движении лопасти в смесителе сопротивление распределяется в ней по закону треугольника (рис.5.7, б) и точка приложения равнодействующей находится в центре тяжести этого треугольника, или на расстоянии двух третей длины лопасти от оси вращения:

$$r_{cp} = \frac{2}{3} a,$$

где r_{cp} – радиус от оси вращения до центра тяжести.

Нормальная составляющая может быть рассчитана по формуле:

$$P_n = 9,81 \cdot \rho \cdot h_{cp} \cdot F_n \cdot \operatorname{tg}^2 \left[45^\circ + \frac{\varphi}{2} \right],$$

где h_{cp} – средняя глубина погружения лопасти, равная половине наибольшей глубины погружения;

F_n – проекция площади лопасти, погруженной в продукт, на

направление вращения, м;

φ – угол внутреннего трения, град.

Тогда мощность привода определяется по формуле:

$$N = \frac{(P_p \cdot v_p + P_o \cdot v_o) \cdot Z_l}{1000},$$

где P_p – окружное усилие;

P_o – осевое усилие;

V_p – окружная скорость, м/с

V_o – осевая скорость, м/с

Z_l – число одновременно погружаемых лопастей.

$$v_p = \omega \cdot r_{cp} \text{ (м/с)};$$

$$v_o = v_p \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha \text{ (м/с)},$$

5.4 Пресс-гранулятор

Гранулятор предназначен для получения гранул из сыпучих материалов путём формования в открытых каналах цилиндрической матрицы.

Рабочий орган пресса-гранулятора включает помимо матрицы один или несколько внутренних роликов, нож для обрезания (обламывания) гранул и водило, на котором закрепляются ролики рис. 5.9.

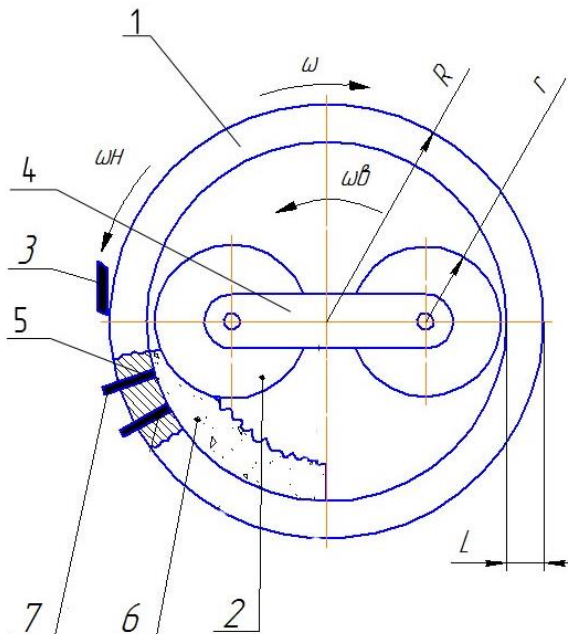


Рисунок 5.9– Схема пресса–гранулятора:

1–матрица; 2–ролик; 3–нож; 4–водило; 5– канал; 6– материал;
7–гранулы.

- R– радиус матрицы;
- r– радиус ролика;
- L– толщина матрицы;
- ω_m – частота вращения матрицы;
- ω_b – частота вращения водила;
- ω_n – частота вращения ножа.

Приводными являются либо матрица, тогда водило с роликами и нож закрепляются неподвижно, либо водило, тогда матрица остаётся неподвижной, но предусматривается возможность вращения ножа вокруг матрицы.

При работе пресса материал 6 попадает в зазор между матрицей 1 и роликом 2, уплотняется, поступает в каналы 5 матрицы и выдавливается с наружной стороны уже в виде гранул 7. После этого гранулы обрезаются или обламываются ножом 3.

Наиболее рациональной формой отверстий в кольцевых матрицах является круглая. Расположение отверстий на матрице представлено на рисунке 5.10.

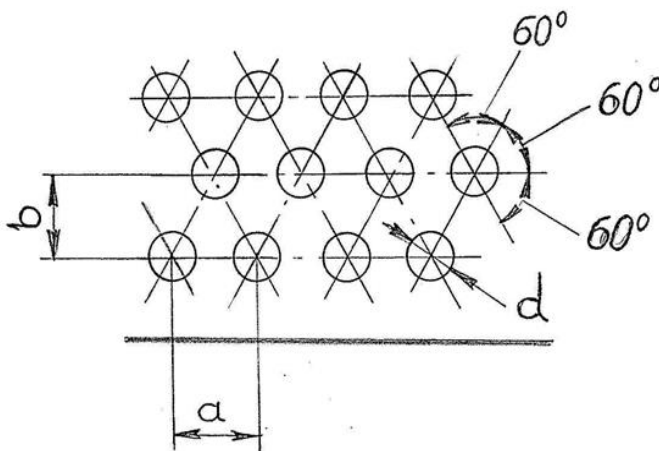


Рисунок. 5.10 – Расположение отверстий матрицы.

Расстояние между отверстиями на внутренней поверхности по окружности матрицы:

$$a = \sqrt{\frac{\pi \cdot d^2}{8k \cdot \operatorname{tg}30^\circ}},$$

где d – диаметр отверстия в матрице (диаметр гранул), k – коэффициент живого сечения матрицы.

Расстояние между отверстиями по образующей внутренней поверхности матрицы

$$b = 2a \cdot \operatorname{tg}30^\circ,$$

Количество прессующих роликов обычно принимают $Z_p = 2$ или $Z_p = 3$. От этого зависит соотношение радиусов ролика r и матрицы R :

$$k_p = \frac{r}{R},$$

k_p выбирается из соображений компактного размещения роликов внутри матрицы и составляет:

при $Z_p = 2$, $k_p = 0,42..0,45$; при $Z_p = 3$, $k_p = 0,4..0,42$.

Определение конструктивных и кинематических параметров пресса-гранулятора для комбикормов при следующих исходных данных:

Производительность $q = 2,78$ кг/с;

Плотность гранул $\gamma = 1200$ кг/м³;

Диаметр гранул $d = 4,7$ мм;

Расчет и конструирование пищевой промышленности

Коэффициент живого сечения матрицы $k = 0,5$.

В таблице 5.2. представлены характеристики исходного материала.

Таблица 5.2.

Показатели, зависящие от вида прессуемого материала

№ п/п	Показатель	Вид материала	
		Травяная мука	комбикорм
1.	Статический коэффициент трения f	0,2...0,25	0,25...0,3
2.	Время релаксации t_p , сек	12...17	0,8...1,3
3.	Объемная масса исходного продукта γ_0 , кг/м ³	100...120	450...500

В результате расчёта определяются следующие конструктивные, кинематические и энергетические параметры:

радиус матрицы – R ;

толщина матрицы – L ;

высота рабочего цилиндра матрицы – H_m ;

количество отверстий матрицы n ;

радиус ролика – r ;

высота ролика – H_p ;

частота вращения приводного элемента – U_0 ;

потребная мощность процесса прессования – N .

Расчет конструктивных параметров.

Принимаем схему с кольцевой вращающейся матрицей и двумя роликами-укрепленными на неподвижном водиле. Отверстия в матрице круглого сечения, расположенные по углам треугольников. Расстояние между отверстиями вдоль образующей ($a=b$):

$$a = \sqrt{\frac{\pi \cdot d^2}{k \cdot \operatorname{tg} 30^\circ}},$$

$$a = \sqrt{\frac{\pi \cdot 4,7^2}{8 \cdot 0,5 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ}} = 5,5 \text{ мм.}$$

по длине окружности внутреннего сечения матрицы

$$b = 2a \cdot \operatorname{tg} 30^\circ,$$

$$b = 2 \cdot 5,5 \cdot 0,577 = 6,35.$$

Расчет и конструирование пищевой промышленности

Определим длину гранул l (мм) из рассыпных комбикормов в прессе с двумя роликами по формуле:

$$l = \frac{(1,5...2) \cdot d}{Z_p},$$

$$l = \frac{2 \cdot 4,7}{2} = 4,7 \text{ мм},$$

Определим степень уплотнения материала λ :

$$\lambda = \frac{\gamma}{\gamma_0}.$$

$$\lambda = \frac{1200}{500} = 2,4.$$

Ориентировочно радиус матрицы можно рассчитать по формуле:

$$R = \frac{k \cdot l \cdot \lambda}{1 - \cos \frac{\varphi}{2}},$$

$$R = \frac{0,5 \cdot 4,7 \cdot 2,4}{1 - \cos \left(\frac{27,5}{2} \right)} = 197 \text{ мм}.$$

где φ – угол трения, $\varphi = 25...30^\circ$.

Радиус ролика r (мм):

$$r = k_p \cdot R.$$

$$r = 0,45 \cdot 197 = 88,5 \text{ мм}.$$

Определим площадь сечения S (мм²) отверстий матрицы:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi \cdot (4,7)^2}{4} = 17,4 \text{ мм}^2.$$

Определим периметр сечения Π_k (мм) отверстий:

$$\Pi_k = \pi \cdot d,$$

$$\Pi_k = \pi \cdot 4,7 = 14,8 \text{ мм}.$$

Определим толщину матрицы L (мм):

$$L = \frac{P_{\max} \cdot S}{f \cdot \xi \cdot P_{\text{уп}} \cdot \Pi_{\text{к}}},$$

$$L = \frac{17,4}{0,25 \cdot 0,4 \cdot 0,3 \cdot 14,8} = 30 \text{ мм},$$

где P_{\max} – максимальное давление прессования, Па;

f – статический коэффициент трения;

ξ – коэффициент бокового распора,

$\xi = 0,4 \dots 0,5$;

$P_{\text{уп}}$ – давление на упоре (противодавление слоя спрессованного материала), Па.

Обычно $P_{\text{уп}} = 0,3 \dots 0,45 \cdot P_{\max}$.

Величина L принимается не более $10 d$.

При работе пресса должно обеспечиваться время выдержки материала для релаксации напряжений t_p . Тогда средняя скорость v (мм/с) материала вдоль канала:

$$v = \frac{L}{t_p},$$

$$v = \frac{30}{0,8} = 37,5 \text{ мм/с}.$$

При этом производительность q_k (кг/с) одного канала матрицы составит:

$$q_k = \gamma \cdot S \cdot v,$$

$$q_k = 1200 \cdot 17,4 \cdot 10^{-5} \cdot 3,75 \cdot 10^{-2} = 6,9 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}.$$

Тогда общее количество каналов n (шт.) матрицы можно найти из выражения:

$$n = \frac{q}{q_k},$$

$$n = \frac{2,78}{6,9 \cdot 10^{-4}} = 3530 \text{ шт.}$$

Количество отверстий в ряду n_n (шт.) по периметру матрицы можно найти из выражения:

$$n_{\pi} = \frac{2\pi \cdot R}{b},$$

$$n_{\pi} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 197}{6,4} = 193 \text{ шт.}$$

Тогда количество рядов отверстий Z_0 (шт.) вдоль образующей:

$$Z_0 = \frac{n}{n_{\pi}},$$

$$Z_0 = \frac{3530}{193} = 15 \text{ шт.}$$

Исходя из этого, ширина рабочей зоны H_M (мм) составит:

$$H_M = b \cdot Z_0 + d,$$

$$H_M = 5,5 \cdot 15 + 4,7 = 87,2 \text{ мм.}$$

Соотношение $\frac{H_M}{R}$ должно быть в пределах 0,3...0,5.

Высота ролика H_p (мм):

$$H_p = H_M + (5 \dots 10),$$

$$H_p = 87,2 + 10 = 97,2 \text{ мм.}$$

Кинематический расчет рабочего органа.

Частота вращения U_0 (c^{-1}) приводного элемента рабочего должна составлять:

$$U_0 = \frac{q}{\pi \cdot R \cdot \gamma_0 \cdot Z_p \cdot \psi \cdot k \cdot l \cdot \lambda},$$

$$U_0 = \frac{2,78}{\pi \cdot 0,197 \cdot 0,087 \cdot 500 \cdot 2 \cdot 0,65 \cdot 0,5 \cdot 0,03 \cdot 2,4} = 3,5 \text{ c}^{-1}$$

где ψ – коэффициент заполнения рабочей зоны материалом, $\psi = 0,65 \dots 0,9$.

В прессе с вращающейся матрицей материал должен удерживаться на поверхности центробежными силами. Минимальная частота вращения U_{\min} (c^{-1}) матрицы для выполнения этого условия составляет:

$$U_{\min} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{q}{R \cdot \sin \varphi}},$$

$$U_{\min} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{9,8}{0,197 \cdot \sin 25^\circ}} = 1,7 \text{ с}^{-1}.$$

В то же время прочность гранул, находящихся под действием центробежных сил не должна нарушаться. Поэтому частота вращения матрицы не должна превышать максимально допустимой величины $U_{\max}(\text{с}^{-1})$:

$$U_{\max} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{b \cdot (R + L) \cdot d \cdot \gamma}}.$$

$$U_{\max} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1300}{2 \cdot (0,197 \cdot 0,03) \cdot 4,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1200}} = 3,6 \text{ с}^{-1},$$

где σ – допускаемые напряжения разрыва;

$\sigma = 1300 \dots 1700 \text{ Па}$;

b – отношение длины гранулы к диаметру;

$b = 1,5 \dots 2$.

В результате расчетов должно выполняться условие:

$$U_{\min} \leq U_0 \leq U_{\max}.$$

Энергетический расчет рабочего органа.

Мощность на процесс прессования определяется по формуле:

$$N = F_{\text{тр}} \cdot v \cdot Z_{\text{уп}},$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения, возникающая в процессе движения монолита по каналу, Н;

$Z_{\text{уп}}$ – число каналов, в которых одновременно происходит прессование.

$$F_{\text{тр}} = f \cdot \xi \cdot P_{\text{уп}} \cdot \Pi_{\kappa} \cdot L,$$

$$P_{\text{уп}} = (0,3 \dots 0,45) \cdot P_{\text{max}}.$$

Давление прессования P_{\max} для грануляторов травяной муки может быть определено по формуле:

$$P_{\max} = C \cdot \left[e^{a(\gamma - \gamma_0)} - 1 \right],$$

где C и a – эмпирические коэффициенты;

$C = 0,33 \dots 0,50$ МПа;

$a = 4,6 \dots 5,3$.

$$Z_{\text{уп}} = \frac{n \cdot Z_p \cdot \alpha}{360},$$

где α – угол прессования.

$$\alpha = \frac{R \cdot \varphi}{R - r},$$

где φ – угол трения, $\varphi = 25 \dots 30$ град.

Ориентировочный расчет мощности может быть также осуществлен по известной потребной энергоемкости пресса. При гранулировании комбикормов энергоемкость составляет $E = (6 \dots 8)$ кВт·ч/т, при гранулировании травяной муки $E = (50 \dots 70)$ кВт·ч/т.

Тогда,

$$N = E \cdot q,$$

$$N = 8 \cdot 10 = 80 \text{ кВт}.$$

6. Транспортирующие устройства

6.1 Нория

Нории служат для непрерывного вертикального или наклонного перемещения сыпучего груза в ковшах, прикрепленных к движущемуся ленточному или цепному тяговому органу (рис. 6.1).

Основные конструктивные и технологические параметры нории.

Чаще всего в качестве исходных данных при расчете нории используют следующие параметры:

- производительность Q , кг/с;
- высота подъема груза H , м;
- вид транспортируемого груза, который определяет сыпучие свойства продукта и его насыпную массу γ , кг/м³:
пшеница - 700...830, подсолнечник - 420...450, мука - 450...640, зерно кукурузы - 700...750, горох - 800...820.

Параметры, выбираемые по конструктивным или иным соображениям:

- скорость транспортирующего рабочего органа (лента, цепь) V_l , м/с. Выбирается в зависимости от сыпучих свойств транспортируемого продукта. Для продуктов, имеющих хорошую сыпучесть (зерно, крупа, мука), скорость можно выбирать из диапазона 1,25...3,0 м/с.

- коэффициент наполнения ковшей ψ_k . Зависит от размеров частиц транспортируемого продукта и скорости транспортирующего органа. Для зерна можно этот коэффициент принимать из диапазона 0,7...0,85. Причем большие значения должны соответствовать меньшим скоростям.

- вид разгрузки ковшей и диаметр приводного барабана D_b , м.

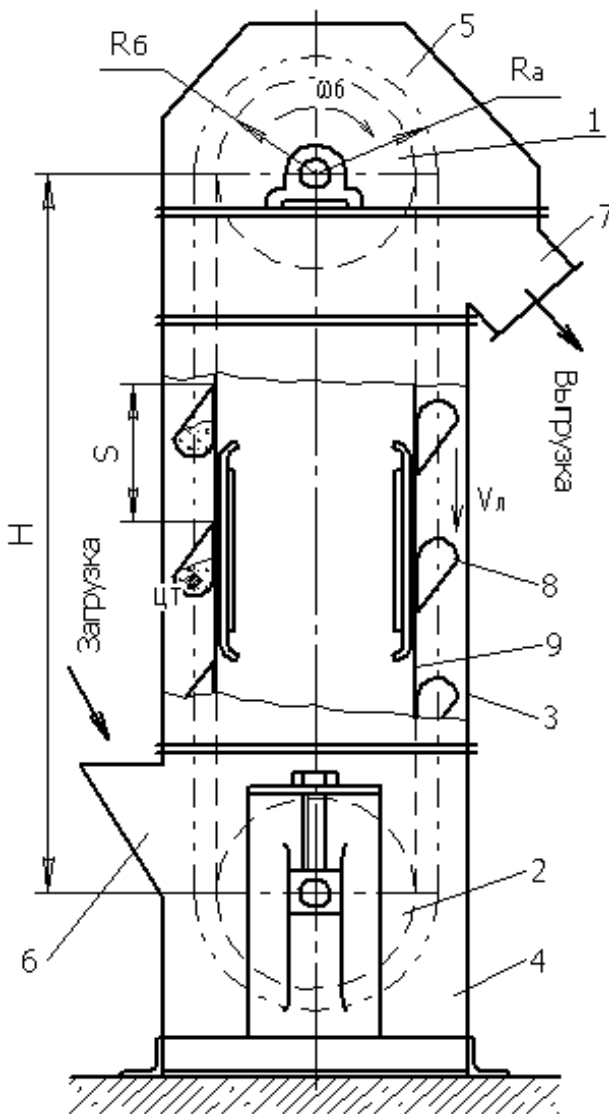


Рисунок 6.1 - Схема нории:

- 1 - приводной барабан; 2 - натяжной барабан;
- 3 - кожух; 4 - башмак нории; 5 - головка нории;
- 6 - загрузочная горловина; 7 - выгрузная горловина; 8 - ковш; 9 - норийная лента

Вид разгрузки зависит от скорости вращения, размеров приводного барабана и конструктивных параметров ковшей и

Расчет и конструирование пищевой промышленности

определяется значениями полюсного расстояния h_0 , радиуса барабана $R_б$ и радиуса центра масс ковша R_a :

$$h_0 = \frac{g}{\omega_б^2} = \frac{895}{n_б^2}$$

При $h_0 \leq R_б$ - центробежная разгрузка, $R_б < h_0 < R_a$ - центробежно-самотечная (смешанная), $h_0 \geq R_a$ - самотечная.

Диаметр приводного барабана следует выбирать по следующим эмпирическим формулам:

- при центробежной разгрузке $D_б = (0,185..0,204) \cdot V_{л}^2$,

- при смешанной разгрузке $D_б = (0,205..0,286) \cdot V_{л}^2$,

- при самотечной разгрузке $D_б = (0,306..0,612) \cdot V_{л}^2$.

Для обеспечения долговечности транспортерной ленты и уменьшения потерь на внутреннее трение при перегибах ленты на барабанах во всех случаях должно выполняться условие:

$$D_б \geq (100...125)Z,$$

где Z - число прокладок транспортерной ленты.

Поскольку выбор диаметра барабана зависит от условий разгрузки, а условия разгрузки невозможно определить без диаметра барабана, то получаем замкнутый круг. Решается эта задача следующим образом: на первом этапе просто задают, что разгрузка центробежная; вычисляют приведенные выше параметры, выбирают ленту и ковши; проверяют характер разгрузки и, если она получается действительно центробежной, то приступают к дальнейшим расчетам, если нет, то, варьируя конструктивные параметры или изменяя характер разгрузки, стараются привести их в соответствие. Существует критерий, позволяющий предварительно оценить выбранные параметры. Это отношение $h_0 / R_б$ оно должно находиться в пределах 0,9...1,0.

- выбор ковша и шага установки ковшей S , м.

Расчет и конструирование пищевой промышленности

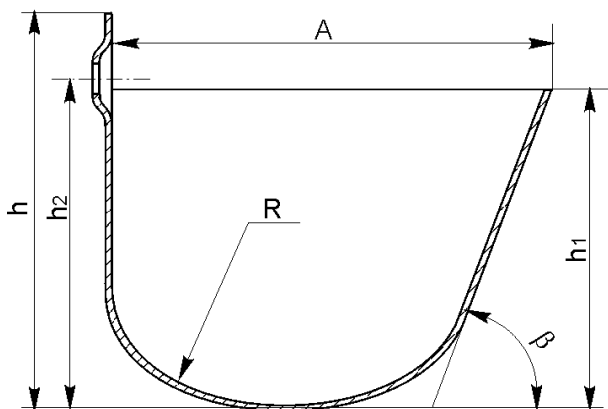


Рисунок 6.2 – Ковш нории

При центробежной разгрузке выбирают ковши с полукруглым днищем. Шаг установки должен быть не менее h - высоты задней стенки ковша.

При смешанной разгрузке также выбирают ковши с полукруглым днищем, а шаг установки должен быть не менее $2h$.

При свободной самотечной разгрузке применяют глубокие ковши, а для слеживающихся грузов - мелкие. При h_0 до $1,5R_0$ принимается $S \geq 2,4h$, а при $h_0 = (1,5..3)R_0$ принимают $S \geq (3..4)h$.

Конструктивные параметры ковша показаны на рис. 6.2. Выбирать ковши можно по табл. 6.1 и 6.2.

Таблица 6.1 - Основные параметры ковшей

Ширина ковша b , мм	Глубокие ковши				Мелкие ковши				Остроугольные ковши			
	A , мм	h , мм	R , мм	$i \cdot 10^{-3}$, м ³	A , мм	h , мм	R , мм	$i \cdot 10^{-3}$, м ³	A , мм	h , мм	R , мм	$i \cdot 10^{-3}$, м ³
135	91	101	31,5	0,8	–	–	–	–	–	–	–	–
160	105	110	35	1,0	75	100	35	0,6	110	155	20	1,3
200	125	135	40	2,4	86	118	39	2,0	–	–	–	–
250	140	150	45	3,2	120	160	55	2,4	140	195	25	3,3
350	180	200	60	7,2	165	220	80	6,5	175	245	30	7,6
450	220	240	70	14	215	285	100	14,1	225	310	40	16

Таблица 6.2 - Дополнительные параметры ковшей

Параметры	Ковши					
	Глубокие			Мелкие		
Ширина ковша b , мм	110	135	160	110	135	160
Вылет A , мм	110	125	125	110	125	125
Высота h , мм	132	150	150	156	175	175
Высота наружной кромки h_1 , мм	66	75	75	46	50	50
Высота центров отверстий болтов h_2 , мм	55	40	40	76	85	85
Радиус закругления R , мм	35	40	40	45	53	53
Угол черпания β , 0	42	42	42	45	45	45
Вместимость ковша $i \cdot 10^{-3}$, м3	0,81	1,3	1,5	1,0	1,3	1,5
Расстояние между центрами отверстий, мм	60	80	90	60	80	90
Диаметр отверстий d , мм	7	9	9	7	9	9
Масса ковша m_k не более, кг	0,6	0,7	0,78	0,34	0,44	0,52

- выбор транспортной ленты.

В качестве тягового органа норий используют транспортную ленту, состоящую из прорезиненной ткани, уложенной в несколько слоев. Число слоев называют также числом прокладок Z , которое может составлять от 3 до 11 в зависимости от типа ленты. От числа прокладок зависит прочность ленты и ее несущая способность, но с увеличением числа прокладок увеличивается жесткость ленты и ее толщина, поэтому, чем больше число прокладок, тем больше должен быть диаметр приводного барабана.

Приблизительно число прокладок можно оценить по эмпирической формуле:

$$Z = 2,2 + (0,01 + 0,0018 \cdot H) \cdot Q_{\phi}$$

где Q_{ϕ} – фактическая производительность нории, кг/с.

Толщину ленты можно вычислить по числу прокладок:

$$\delta = 1,25 \cdot Z + 0,25 \cdot (Z - 1) + 3 = 1,5 \cdot Z + 2,75$$

При расчетах массы погонного метра ленты можно принимать плотность ленты $\gamma_l = 1100$ кг/м3.

При заданной высокой производительности нории приходится устанавливать несколько рядов ковшей по ширине

Расчет и конструирование пищевой промышленности

ленты. Зазоры между ковшами могут быть минимальными 5...10 мм. Ширина транспортерной ленты гостирована в диапазоне от 300 до 1000 мм с шагом 50 мм.

Пример расчета нории для перемещения пшеницы

Исходные данные:

производительность - $Q = 120 \text{ т/ч} = 33,3 \text{ кг/с}$,

высота подъема груза - $H = 20 \text{ м}$,

в соответствии с заданными свойствами транспортируемого материала - пшеницы принимаем насыпную массу $\gamma = 800 \text{ кг/м}^3$.

Расчет и выбор основных конструктивных и кинематических параметров.

Принимаем скорость рабочего органа $V_{л} = 2 \text{ м/с}$ и коэффициент наполнения ковшей - $\psi_{к} = 0,7$, как для материалов, имеющих хорошую сыпучесть;

Предполагаем априорно, что разгрузка ковшей - центробежная, тогда диаметр приводного барабана:

$$D_{\sigma} = (0,185..0,204) \cdot V_{л}^2$$

$$D_{\sigma} = (0,185..0,204) \cdot 22 = 0,74..0,816 \text{ м.}$$

Принимаем $D_{\sigma} = 0,8 \text{ м}$;

Частота вращения приводного барабана:

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V_{л}}{\pi \cdot D_{\sigma}}$$

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,8} = 47,8 \text{ мин}^{-1}$$

Проверяем условие существования центробежной разгрузки ковшей.

Вычисляем полюсное расстояние:

$$h_0 = \frac{895}{n_{\sigma}^2}$$

$$h_0 = \frac{895}{(47,8)^2} = 0,392 \text{ м}$$

Поскольку $h_0 = 0,392 \text{ м} < R_{\sigma} = 0,4 \text{ м}$, то разгрузка

действительно центробежная.

Проверяем отношение $h_0 / R_6 = 0,392/0,4 = 0,98$. Оно находится в пределах рекомендуемых величин $0,9...1$, поэтому считаем выбранные параметры приемлемыми.

По табл. 6.2 выбираем глубокие ковши с полукруглым днищем $b = 160$ мм; $A = 125$ мм; $h = 150$ мм; $h_1 = 75$ мм; $h_2 = 40$ мм; $R = 40$ мм; $\beta = 42^\circ$; $i = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м³; $m_k = 0,78$ кг;

Шаг установки ковшей:

$$S = \frac{i \cdot \psi_k \cdot V_{Л} \cdot \gamma}{Q}$$

$$S = \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 800}{33,3} = 0,0504 \text{ м} = 50,4 \text{ мм}$$

Шаг установки ковшей получился меньше высоты задней стенки h , поэтому в один ряд ковши установить не удастся. Определяем число рядов установки ковшей для обеспечения заданной производительности:

$$n_k = \frac{h}{S}$$

$$n_k = \frac{150}{50,4} = 2,98$$

Принимаем $n_k = 3$.

Уточняем шаг установки ковшей:

$$S_k = \frac{i \cdot n_k \cdot \psi_k \cdot V_{Л} \cdot \gamma}{Q}$$

$$S_k = \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 800}{33,3} = 0,1513 \text{ м} = 151,3 \text{ мм}$$

Принимаем $S_k = 151$ мм, при этом фактическая производительность норрии составит:

$$Q_{\phi} = \frac{i \cdot n_k \cdot \psi_k \cdot V_{Л} \cdot \gamma}{S_k}$$

$$Q_{\phi} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 800}{0,151} = 33,4 \text{ кг/с}$$

Выбор транспортерной ленты.

Расчет и конструирование пищевой промышленности

Число прокладок ленты:

$$Z = 2,2 + (0,01 + 0,0018 \cdot H) \cdot Q_{\phi}$$

$$Z = 2,2 + (0,01 + 0,0018 \cdot 20) \cdot 33,4 = 3,74$$

Принимаем $Z = 4$, при этом толщина ленты составляет:

$$\delta = 1,25 \cdot Z + 0,25(Z - 1) + 3 = 1,5 \cdot Z + 2,75$$

$$\delta = 1,5 \cdot 4 + 2,75 = 8,75 \text{ мм}$$

Выбираем ширину ленты:

$$B \geq b \cdot n_k + (n_k - 1) \cdot 10 + 40$$

$$B \geq 160 \cdot 3 + (3 - 1) \cdot 10 + 40 = 540 \text{ мм.}$$

Принимаем $B = 550$ мм.

Проверяем, подходит ли выбранный диаметр приводного барабана с учетом выбранной жесткости (по числу прокладок) ленты.

$$D_6 \geq (100 \dots 125) \cdot Z$$

$$D_6 \geq (100 \dots 125) \cdot 4 = 400 \dots 500 \text{ мм.}$$

Условие выполняется.

Погонную массу тягового органа определяем, как сумму погонных масс ленты q_l и ковшей q_k :

$$q_T = q_l + q_k = \delta \cdot 10^{-3} \cdot B \cdot 10^{-3} \cdot \gamma_l + \frac{n_k}{S_k} \cdot m_k$$

$$q_T = 8,57 \cdot 10^{-3} \cdot 550 \cdot 10^{-3} \cdot 1100 + \frac{3}{151 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,78 = 20,8 \text{ кг/м}$$

Расчет потребной мощности привода.

Сопротивление сыпучего груза. Удельную работу черпания сыпучего груза из башмака нории определяем по эмпирической формуле:

$$A_s = 18 \cdot V_{Л}^{0,6 \cdot V_L}$$

$$A_s = 18 \cdot 2^{0,6 \cdot 2} = 41,3 \text{ н} \cdot \text{м/кг}$$

Погонная масса транспортируемого груза:

$$q_2 = \frac{Q_{\phi}}{V_{Л}}$$

$$q_2 = \frac{33,4}{2} = 16,7 \text{ кз/м}$$

Тогда сопротивление черпания груза составит:

$$W1 = AS \cdot q_2$$

$$W1 = 41,3 \cdot 16,7 = 689,7 \text{ Н}$$

Сопротивление передвижению ленты.

Принимаем коэффициент, учитывающий сопротивление транспортерной ленты из-за перегиба ее вследствие консольного положения нагрузки $C0 = 1,30$, из рекомендованного диапазона $1,25 \dots 1,30$, тогда сопротивление передвижению ленты:

$$W2 = q_2 \cdot g \cdot H \cdot C0$$

$$W2 = 16,7 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 1,3 = 4259 \text{ Н}$$

Вычисляем необходимую движущую силу тягового органа с учетом коэффициента, учитывающего сопротивление вращению барабана, $C1$ (для подшипников качения $C1 = 1,05$) и коэффициента, учитывающего влияние жесткости ленты на ее сопротивление изгибу, $C2 = 1,1$:

$$P = \Sigma W = (W1 + W2) \cdot C1 \cdot C2$$

$$P = (689,7 + 4259) \cdot 1,05 \cdot 1,1 = 5715,7 \text{ Н}$$

Определяем натяжение в ветвях ленты.

В сбегавшей с приводного барабана ветви с учетом коэффициента запаса натяжения $C3 = 1,15$:

$$Sc_6 \geq C3 \cdot H \cdot q_T \cdot g$$

$$Sc_6 \geq 1,15 \cdot 20 \cdot 20,8 \cdot 9,81 = 4693 \text{ Н};$$

В набегающей на приводной барабан ветви:

$$Sn_6 = Sc_6 + P$$

$$Sn_6 = 4693 + 5715,7 = 10409 \text{ Н}$$

Проверяем возможность передачи силы тяги за счет сцепления ленты с приводным барабаном:

$$e^{\alpha \cdot f} \geq \frac{S_{нб}}{S_{сб}}$$

$$e^{\alpha \cdot f} \geq \frac{10409}{4693} = 2,22$$

Если принять угол охвата приводного барабана $\alpha = 180^\circ = 3,14$ рад, а коэффициент трения резины по стали $f = 0,3$, то

$$e^{\alpha \cdot f} = e^{3,14 \cdot 0,3} = 2,57.$$

Таким образом, условие выполняется и проскальзывания ленты по приводному барабану не будет.

Проверяем ленту на прочность.

Вычисляем коэффициент нагрузки ленты, т.е. нагрузку, приходящуюся на один метр ширины ленты и на один слой прокладки:

$$K_{нагр} = \frac{S_{нб}}{B \cdot 10^{-3} \cdot Z}$$

$$K_{нагр} = \frac{1049}{550 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 4731 \text{ Н / м}$$

Вычисляем коэффициент запаса прочности ленты с учетом допустимого коэффициента нагрузки ленты $[K_{нагр}] = 54 \cdot 10^{-3}$ Н/м

$$K_{зап} = \frac{[K_{нагр}]}{K_{нагр}}$$

$$K_{зап} = \frac{54 \cdot 10^{-3}}{4731} = 11,4$$

(считается допустимым 9...12).

Мощность на валу приводного барабана:

$$N_T = V_L \cdot P$$

$$N_T = 2 \cdot 5715,7 = 11431 \text{ Вт} = 11,4 \text{ кВт.}$$

Потребная мощность электродвигателя.

Принимаем КПД трансмиссии $\eta_T = 0,8$, тогда

$$N_{д} = \frac{N_T}{\eta_T}$$

$$N_{д} = \frac{11,4}{0,8} = 14,25 \text{ кВт}$$

Выбираем электродвигатель асинхронный с короткозамкнутым ротором типа 4А160М6У3, имеющий следующие характеристики: номинальная мощность $N_n = 15,0$ кВт; синхронная частота вращения магнитного поля $n_s = 1000$ мин⁻¹; кратность пускового момента $M_{пуск} / M_{ном} = 1,2$; номинальное скольжение $S_n = 2,6$ %.

Передаточное отношение механической передачи:

$$i = \frac{n_{об}}{n_б} = \frac{n_s \cdot (100 - s)}{100 \cdot n_б}$$

$$i = \frac{1000 \cdot (100 - 2,6)}{100 \cdot 47,8} = 20,4.$$

6.2. Аэрожелоб

Аэрожелоб - один из видов аэрационного транспортера для горизонтального перемещения сыпучего материала (зерна), в котором материал перемещается по воздухораспределительной решетке направленными струями воздуха, подаваемого снизу. Поэтому аэрожелоб иногда называют аэродинамическим транспортером.

Аэрожелоб (рис. 6.3) представляет собой канал прямоугольного сечения, разделенный воздухораспределительным устройством 2 на верхнюю транспортирующую 1 и нижнюю воздухоподводящую части 3. Сжатый воздух в воздухоподводящую часть канала подается вентилятором через входной патрубок 6 с задвижкой 5. Сыпучий материал на воздухораспределительную решетку поступает из загрузочного бункера 4. Разгрузка сыпучего материала обычно происходит в конце аэрожелоба.

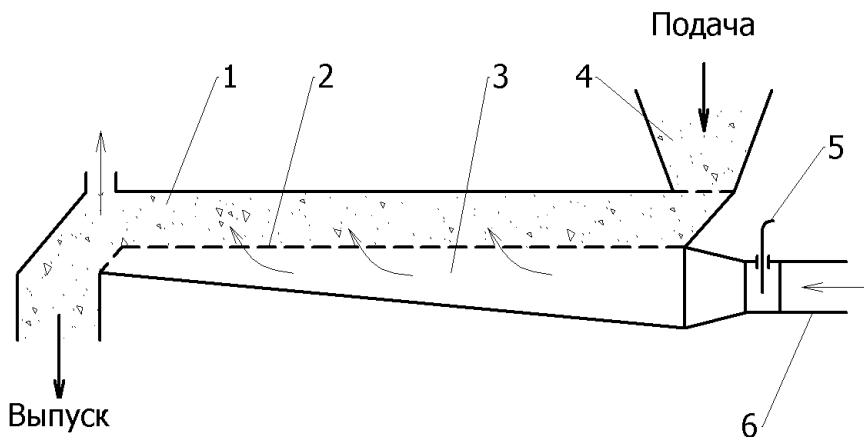


Рисунок 6.3 - Схема аэрожелоба:

- 1 - транспортирующий канал;
- 2 - воздухораспределительная решетка;
- 3 - воздухоподводящий канал;
- 4 - загрузочный бункер;
- 5 - задвижка;
- 6 - входной патрубок

Отличительным признаком аэрожелоба как аэрационного транспортера служит наличие особой воздухораспределительной решетки в виде жалюзи или чешуйчатого сита (рис. 6.4), способного обеспечивать направленное движение воздушных струй воздуха.

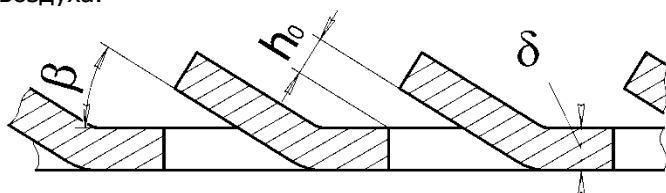


Рисунок 6.4 - Штампованная воздухораспределительная решетка в виде жалюзи:

- h_0 – высота отверстий в свету,
- δ – толщина решётки,
- β – угол раскрытия отверстий

Направленность воздушных струй дает возможность

Расчет и конструирование пищевой промышленности

транспортирования материала под уклон, по горизонтали и вверх по уклону. Этим же обеспечивается очистка отверстий воздушораспределительной решетки. Однако из-за направленных струй невозможно перемещение материалов, имеющих малую скорость витания. В то же время, при производстве стройматериалов аэрожелоба используют для транспортирования цемента.

Аэрожелоб, как транспортирующее и вентиляционное устройство, может работать в трех отличающихся друг от друга режимах.

В первом случае аэрожелоб служит транспортным механизмом. Подача материала производится в начале аэрожелоба, а разгрузка - в конце. Однако при этом может быть загрузка и выгрузка материала в промежуточных точках по длине аэрожелоба.

Во втором случае аэрожелоб используют для сдвига бурта зерна на складе в сторону завальной ямы или выпускной воронки. В этом случае аэрожелоб засыпается зерном на полную длину толстым слоем, и после подачи воздуха движется только тонкий нижний слой. Бурт зерна оседает вертикально, как бы подтаивая.

В третьем случае аэрожелоб используют для активного вентилирования зерна. Воздух подается через воздушораспределительную решетку в неподвижную зерновую насыпь, что исключает необходимость устройства в складах специальных установок для активного вентилирования зерна.

Методика расчета аэрожелоба для зерновых складов.

Цель расчета заключается в том, чтобы при условии использования вентилятора определенной марки определить ширину воздушораспределительной решетки, при которой обеспечивается устойчивое транспортирование зерна по всей длине аэрожелоба с определенной производительностью, а при вентилировании зерна – шаг расположения аэрожелобов, обеспечивающих требуемую подачу воздуха в насыпь.

Для проведения расчета необходимо знать:

- культуру и наибольшую влажность зерна w , %;
- расстояние транспортирования (равное длине канала аэрожелоба) L , м;
- марку и аэродинамическую характеристику вентилятора, который предусматривается использовать;
- количество и размер отверстий воздушораспределительной решетки аэрожелоба, ее аэродинамическую характеристику;

Расчет и конструирование пищевой промышленности

- угол наклона решетки $\alpha, 0^\circ$;
 - оптимальные значения режимов работы аэрожелобов, полученные экспериментально: условная скорость фильтрации воздуха V_ϕ , м/с, удельная производительность g_y , т/ч на 1 см решетки при $\alpha = 0^\circ$, норма удельной подачи воздуха для застойных зон q_n , м³/ч на 1 т, максимально допустимая высота бурта при вентилировании.

В зависимости от культуры и влажности зерна, предназначенного для хранения, выбирают по табл. 6.3 условную скорость фильтрации воздуха V_ϕ через воздухораспределительную решетку.

По табл. 6.3 принимают значение оптимальной удельной производительности аэрожелоба g_0 и находят по графику (рис. 6.5) коэффициент влияния угла k_α . Тогда удельная производительность аэрожелоба будет:

$$g_y = g_0 \cdot k_\alpha, \text{ т/(ч·см)}.$$

Таблица 6.3 - Значения условной скорости фильтрации воздуха и удельной оптимальной производительности аэрожелоба при транспортировании зерна

Транспортируемая культура	Влажность, и %	Условная скорость фильтрации воздуха, V_ϕ , м/с	Удельная оптимальная производительность аэрожелоба, g_0 , т/(ч·см) при $\alpha = 0^\circ$
Пшеница, ячмень, рожь	14	1,3...1,4	1,5...1,6
То же	22	1,7...1,8	1,4...1,5
Просо	14	1,0	1,0...1,1
Гречиха	14	1,1	1,0...1,1
Горох, кукуруза (зерно)	14	3,1	1,5...1,6

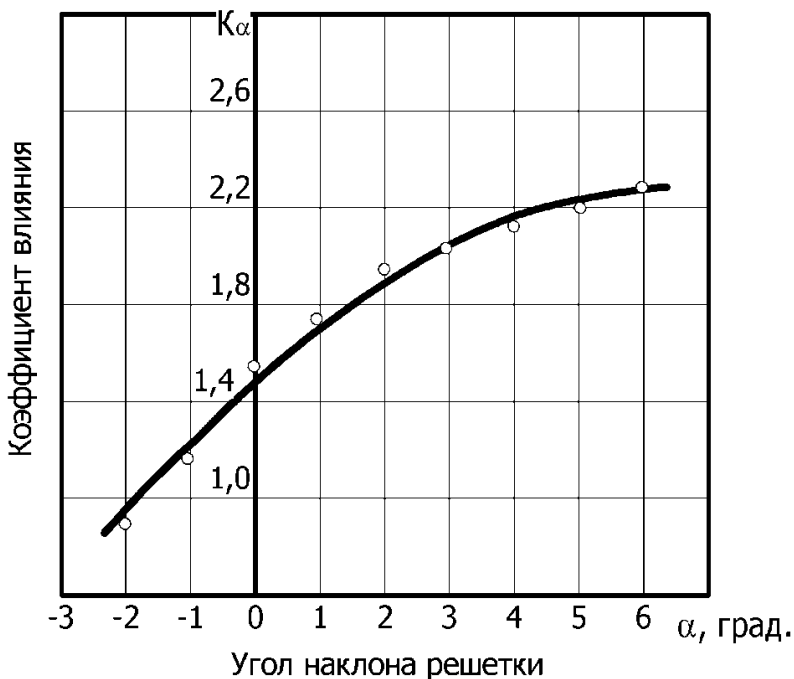


Рисунок 6.5 - Зависимость удельной производительности аэрожелоба от уклона воздухораспределительной решетки

По аэродинамической характеристике (рис. 6.6) определяют аэродинамическое сопротивление незагруженной воздухораспределительной решетки H_p при выбранной скорости фильтрации воздуха V_ϕ , что имеет место в конце транспортирования зерна по аэрожелобу, когда вентилятор должен обеспечить наибольшую производительность.

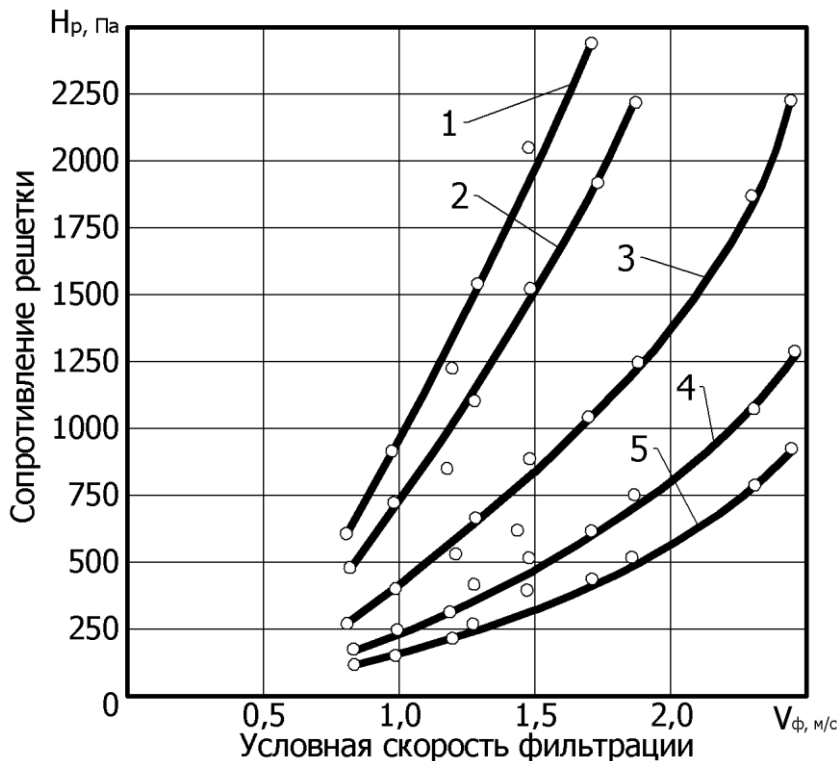


Рисунок 6.6 - Аэродинамическое сопротивление воздухораспределительной решетки из чешуйчатых сит в зависимости от условной скорости фильтрации воздуха при высоте отверстий решетки: 1 - 0,8; 2 - 1,0; 3 - 1,4; 4 - 1,6; 5 - 1,9 мм

Обычно в аэрожелобах в качестве воздухораспределительных устройств используют перфорированные металлические в виде жалюзи решетки, в частности так называемые «чешуйчатые» сита от дробилок РДБ-3000, или специально изготовленные. Для сит от дробилок РДБ-3000 при высоте отверстий h_o от 1,0 до 2,0 мм, живое сечение колеблется от 3 до 8 %. Для выравнивания высот отверстий и уменьшения $h_{ж.с}$ сита прокатывают через параллельные валки. Оптимальные параметры отверстий по высоте $h_o = 1,2...1,4$ мм.

Определяют потери давления в аэрожелобе $H_{ж}$.

Потери давления на участке от вентилятора до входа воздуха в канал аэрожелоба H_c определяют расчетным путем,

Расчет и конструирование пищевой промышленности

или принимают пропорционально сопротивлению решетки $(0,1...0,2) \cdot H_p$. Таким образом, сопротивление незагруженного аэрожелоба определится как $H_{ж} = (1,1...1,2) \cdot H_p$

Для транспортного режима потери давления в зерновом слое не учитывают, т. е. $H_z = 0$, что имеет место в конце транспортирования зерна по аэрожелобу.

Для режима вентилирования H_z принимают по опытным данным. Согласно им, для зерна пшеницы и ячменя при высоте насыпи у стен 2...2,5 м и в середине склада 4...4,5 м общее сопротивление аэрожелоба и зерновой насыпи не превышает 1800..1900 Па, при подаче воздуха $Q = 1,6...1,3 \text{ м}^3/\text{с}$ (5700...4700 $\text{м}^3/\text{ч}$).

Пользуясь аэродинамической характеристикой вентилятора (рис. 6.7), по значению сопротивления незагруженного аэрожелоба $H_{ж}$ находим подачу воздуха вентилятором Q , $\text{м}^3/\text{с}$.

Определяем площадь воздухораспределительной решетки:

$$F_p = \frac{Q}{V_{\phi}}$$

Определяем линейные параметры аэрожелоба

Длину L ; она равна длине транспортирования. Обычно это половина ширины складского помещения.

Высоту транспортирующего канала $h_{тр}$.

Для лучшего транспортирования зерна по аэрожелобу высота транспортирующего канала должна быть наибольшей. Но при использовании аэрожелобов в режиме активного вентилирования зерна для уменьшения аэродинамического сопротивления зерновой насыпи эта высота должна быть наименьшей. Исходя из этих противоположных начал и конструктивных соображений обычно принимают высоту транспортирующего канала $h_{тр} = 75...100 \text{ мм}$. Для достижения лучших аэродинамических характеристик воздухораспределительного канала и экономии материала его обычно изготавливают клиновидной формы по длине ($h_n > h_k$). Примерные значения $h_n = 400...600 \text{ мм}$, $h_k = 100...200 \text{ мм}$.

Угол наклона воздухораспределительной решетки α . Для аэрожелобов, используемых в зерновых складах, $0 < \alpha < 8^\circ$.

Ширину воздухораспределительной решетки в свету B_p определяют по формуле:

$$B_p = \frac{F_p}{L}$$

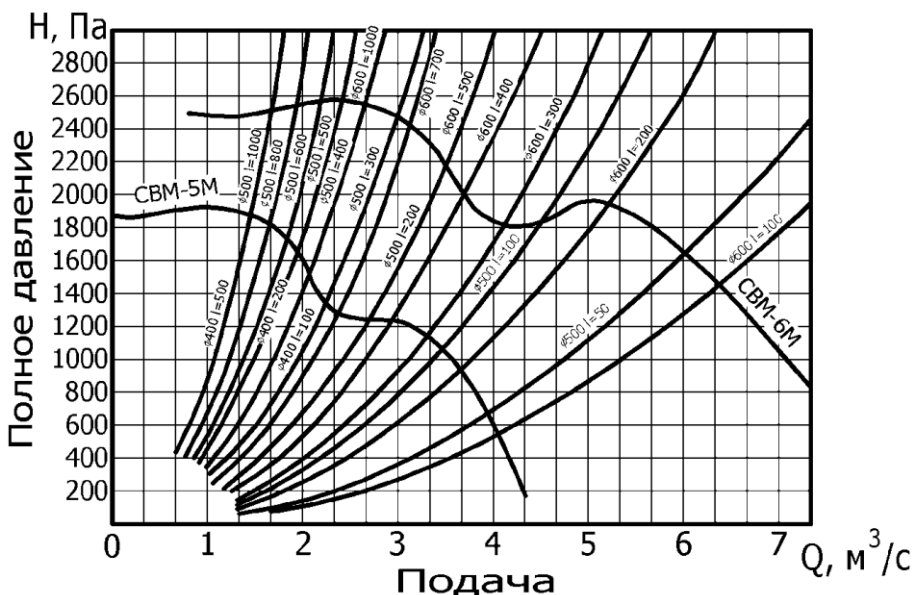


Рисунок 6.7 - Аэродинамические характеристики вентиляторов CBM-5M и CBM-6M при различных диаметрах и длине / выходного патрубка

Определяют среднюю расчетную производительность аэрожелоба, т/ч

$$G_{тр} = g_y \cdot B_p$$

Определяют расходуемую мощность N на привод вентилятора по его энергетическую характеристику (рис. 6.8).

Для режима вентиляции определяют расстояние между аэрожелобами:

$$a = \frac{2 \cdot Q_n}{k_n \cdot G_1 \cdot q_n}$$

Где Q_n – подача воздуха вентилятором, $m^3/ч$;

G_1 – масса зерна, приходящаяся на один метр длины склада, т/м;

k_n – коэффициент неравномерности воздушораспределения по объему насыпи, равный отношению удельных подач воздуха в

Расчет и конструирование пищевой промышленности

начале аэрожелоба (у стены склада) и в застойной зоне (в середине склада); этот коэффициент для двухсторонних аэрожелобов АРВ, согласно экспериментальным данным, равен в среднем 1,5...2;

q_n – норма удельной подачи воздуха, $м^3/(ч·т)$, в застойные зоны, обусловленная исходной влажностью зерна w ; принимается по табл. 6.4.

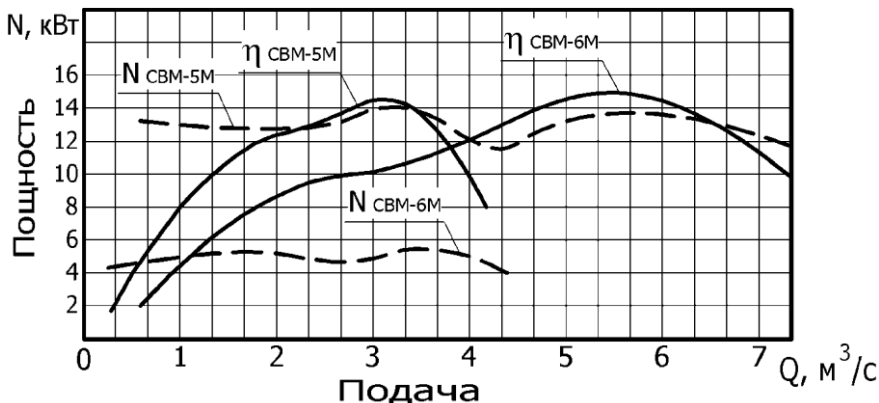


Рисунок 6.8 - Энергетические характеристики вентиляторов СВМ:

N - мощность, кВт; Q - подача воздуха вентилятором, $м^3/с$;
 η - КПД

Таблица 6.4 - Оптимальные режимы вентилирования зерна на аэрожелобах

Влажность зерна w , %	Норма удельной подачи воздуха для застойных зон, q_n , $м^3/(ч·т)$	Максимально допустимая высота насыпи в зависимости от расстояния между осями аэрожелобов, $м$	
		от 1,7 до 2,3	от 2,3 до 5,0
Пшеница, рожь, ячмень, овес, кукуруза в зерне			
14	18	5,5	3,4
15	20	5,4	3,0
16	23	4,7	2,6
17	26	4,1	2,3
18	30	3,6	2,0
20	38	3,1	1,7
22	48	2,6	1,5

Рис - зерно			
14	35	5,0	2,8
16	35	3,6	2,0
Семена подсолнечника			
7	18	5,5	4,8
10,0	43	3,6	2,0

Пример расчета

Определить параметры аэрожелобов, их количество и расчетную производительность на складе зерна вместимостью 3000 т. Зерно – пшеница влажностью 20...22 %.

В складе с размером пола 60 × 20 м, вместимостью 3000 т зерна на 1 м длины приходится в среднем 50...55 т зерна (3000/60 = 50 т).

Предусматривается использовать для подачи воздуха в аэрожелоба вентиляторы типа СВМ.

Высота отверстий воздухораспределительной решетки $h_0 = 1,4$ мм. Угол наклона решетки $\alpha = 0^\circ$.

Принимаем по табл. 6.3 скорость фильтрации воздуха для обеспечения надежного транспортирования зерна $V_\phi = 1,8$ м/с и, соответственно, оптимальную удельную производительность аэрожелоба $g_0 = 1,5$ т/(ч·см).

По графику аэродинамического сопротивления решет (рис. 6.6) находим, что при $V_\phi = 1,8$ м/с $H_p = 1150$ Па и, следовательно,

$$N_{ж} = 1,15 \cdot N_p$$

$$N_{ж} = 1,15 \cdot 1150 = 1322,5 \text{ Па.}$$

По аэродинамической характеристике вентилятора СВМ-5М (рис. 6.7) находим, что при $N_{ж} = 1322,5$ Па подача воздуха вентилятором составит $Q = 3,0$ м³/с.

Площадь воздухораспределительной решетки должна быть:

$$F_p < \frac{Q}{V_\phi}$$

$$F_p < \frac{3,0}{1,8} = 1,66 \text{ м}^2$$

Расчет и конструирование пищевой промышленности

При длине канала аэрожелоба равного 9 м, ширина воздухораспределительной решетки в свету составляет:

$$B_p = \frac{F_p}{L}$$

$$B_p = \frac{1,66}{9,0} = 0,185 \text{ м}$$

Остальные размеры аэрожелоба принимаем из рекомендованных: высота транспортирующего канала $h_{тр} = 75$ мм, высота желоба в начале $h_n = 400$ мм, в конце $h_k = 150$ мм.

Среднерасчетная производительность аэрожелоба составит:

$$G_{ср} = g_y \cdot B_p$$

$$G_{ср} = 2,25 \cdot 18,5 = 41,6 \text{ т/ч.}$$

Подачу воздуха при вентилировании снижаем в три раза

$$Q_n = \frac{Q}{3}$$

$$Q_n = \frac{3,0}{3} = 1,0 \text{ м}^3 / \text{с} = 3600 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Норма удельной подачи воздуха для пшеницы влажностью до 22 % принимаем из табл. 6.4

$$q_n = 48 \text{ м}^3 / (\text{ч} \cdot \text{т}).$$

При $k_n = 2$, $Q_n = 3600 \text{ м}^3 / \text{ч}$, $G_1 = 50 \text{ т}$ расстояние между аэрожелобами:

$$a = \frac{2 \cdot Q_n}{k_n \cdot G_1 \cdot q_n}$$

$$a = \frac{2 \cdot 3600}{2 \cdot 50 \cdot 48} = 1,5 \text{ м}$$

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Соколов А.Я. и др. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна. М.: Колос 1984 г.
2. Машины и аппараты пищевых производств. В 2-х кн.: Кн. 1 Учебник для ВУЗов/ С.Т. Антипов и др.: Под ред. В.А. Панфилова.-М.: Высшая школа, 2001.
3. Расчет рабочих органов машин для предприятий по хранению и переработки зерна. Учеб.пособие. – Ростов-н/Д, Издательский центр ДГТУ, 2001 г, - 82 с.
4. Остриков А.Н., Абрамов О.В. Расчет и конструирование МАПП. – М., 2004г.-352с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х т – М., Машиностроение, 2000.
6. Соколов А.Я. и др. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. М.: Пищепромиздат 1960.
7. Д.Б. Демский, В. Ф. Веденьев. Оборудование для производства муки, крупы и комбикормов. Справочник. М., ДеЛи принт 2005
8. Машиностроение. Энциклопедия в сорока томах. Гл. ред. Академик РАН К.В.Фролов. Том IV-17 Машины и оборудование пищевой и перерабатывающей промышленности. Под ред С.А.Мачихина М., Машиностроение, 2003.
9. С.В. Мельников. Механизация и автоматизация животноводческих ферм, Л., Колос, 1978.