

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П.О. Сухого»

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН ДЛЯ ЖИВОТНОВОДСТВА

КУРС ЛЕКЦИЙ

для студентов специальности 1-36 12 01

**«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»**

дневной и заочной форм обучения

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2006

УДК 631.363:001.63(075.8)
ББК 40.72я73
П79

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 1 от 10.10.2005 г.)*

Авторы-составители: *В. А. Балакин, В. Н. Пархоменко, В. П. Чаус*
Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Сельскохозяйственные машины»
ГГТУ им. П. О. Сухого *П. Е. Голушко*

Проектирование машин для животноводства : курс лекций для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / авт.-сост.: В. А. Балакин, В. Н. Пархоменко, В. П. Чаус. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2006. – 71 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Мб RAM ; свободное место на HDD 16 Мб ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gsu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 985-420-480-4.

Рассматриваются теоретические вопросы, плохо освещенные в специальной литературе: основы теории измельчения кормов; теория и расчет машин для измельчения кормов и обработки корнеклубнеплодов; теория и расчет машин для тепловой обработки корнеклубнеплодов; механизация дозирования и приготовления кормовых смесей.

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники».

УДК 631.363:001.63(075.8)
ББК 40.72я73

ISBN 985-420-480-4

© Балакин В. А., Пархоменко В. Н., Чаус В. П.,
составление, 2006
© Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», 2006

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современное хозяйство агропромышленного комплекса Республики Беларусь требует от специалистов технического профиля глубоких знаний и практических навыков выполнения технологии производства сельскохозяйственной продукции, умения анализировать эффективность проводимых агротехнических мероприятий и использования техники в целях снижения трудовых и денежных затрат на единицу продукции, уменьшения ее себестоимости.

Качество и производительность выпускаемой продукции животноводства во многом зависит от технологических процессов приготовления кормов: измельчению кормов, мойке и тепловой обработке корнеклубнеплодов, дозированию и приготовлению кормовых смесей.

Студенту, изучающему дисциплину «Проектирование машин для животноводства», необходимо знать теорию расчетов молотковых дробилок, центробежных и шнековых моек-корнерезок, запарников периодического и непрерывного действия, дозаторов и смесителей кормов.

Данная книга помогает студентам овладеть теоретическими знаниями по расчету и конструированию машин для животноводства.

Тема 1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ КОРМОВ

1.1. Измельчение как процесс образования новых поверхностей

Измельчение кормов играет важную роль в усвоении питательных веществ организмом животного. Второй целью измельчения является также уменьшение энергии животных на разжевывание кормов. Наибольший эффект достигается при скармливании их в виде смесей, которые получают путем смешивания измельченных кормов. На животноводческих фермах измельчают зерно злаковых, бобовых и масличных культур, прессованные жмыхи, солому, сено, корнеклубнеплоды, кукурузу в початках, пищевые отходы.

Для измельчения кормов применяют различные конструкции дробильных машин (рис. 1.1). По принципу механического воздействия на продукт их разделяют на следующие виды:

- молотковые дробилки, разбивающие материал свободным ударом молотков о частицы корма, находящегося на лету;
- жерновые и вальцовые мельницы, истирающие материал;
- плющилки и мялки, раздавливающие материал, находящийся между двумя рабочими поверхностями;
- жмыхо- и зернодробилки, раскалывающие материал двумя зубчатыми поверхностями; универсальные измельчители кормов, работающие по принципу одновременного резания, раскалывания, удара или истирания. Действие их основано на следующих принципах измельчения: разбивание свободным ударом, растирание, плющение, или раздавливание, резание, скалывание, или крошение.

Принцип разбивания свободным ударом положен в основу работы молотковых дробилок (рис. 1.1, а). На роторе молотковых дробилок шарнирно закреплены пластинчатые молотки. Ротор вращается в дробильной камере, в нижней части которой по дуге 180...270° установлены решета. Молотки вращаются со скоростью 35...70 м/с, благодаря чему они обладают большой силой. При подаче продукта в дробильную камеру молотки наносят удары по его частицам, дробят их и отбрасывают к стенкам камеры и решета. Измельченный продукт проходит наружу через отверстия сменного решета, диаметр которых определяет степень размола продукта.

Измельчение по принципу разбивания отличается высокой производительностью. Молотковые дробилки, как правило, являются универсальными, предназначенными для измельчения различных ви-

дов кормов до требуемой степени измельчения. Они просты по устройству и удобны в эксплуатации.

Принцип растирания (рис. 1.1, б) положен в основу работы жерновых мельниц и применим только к сухим зерновым кормам. Рабочим органом жерновых мельниц являются два плоских диска, выполненных из острозернистых искусственных камней. Верхний диск установлен над нижним с определенным зазором и вращается со скоростью 10...12 м/с. Нижний диск неподвижен. Зерно подается через центровое отверстие в верхнем диске и направляется в зазор между рабочими поверхностями дисков, где благодаря шероховатой поверхности жерновов подвергается сжатию, скалыванию и растиранию. Продукт размола под действием центробежных сил выходит наружу.

Жерновые мельницы обеспечивают различную степень измельчения зерновых продуктов. Конструктивно они просты и выполняются с вертикальной и горизонтальной осью вращения.

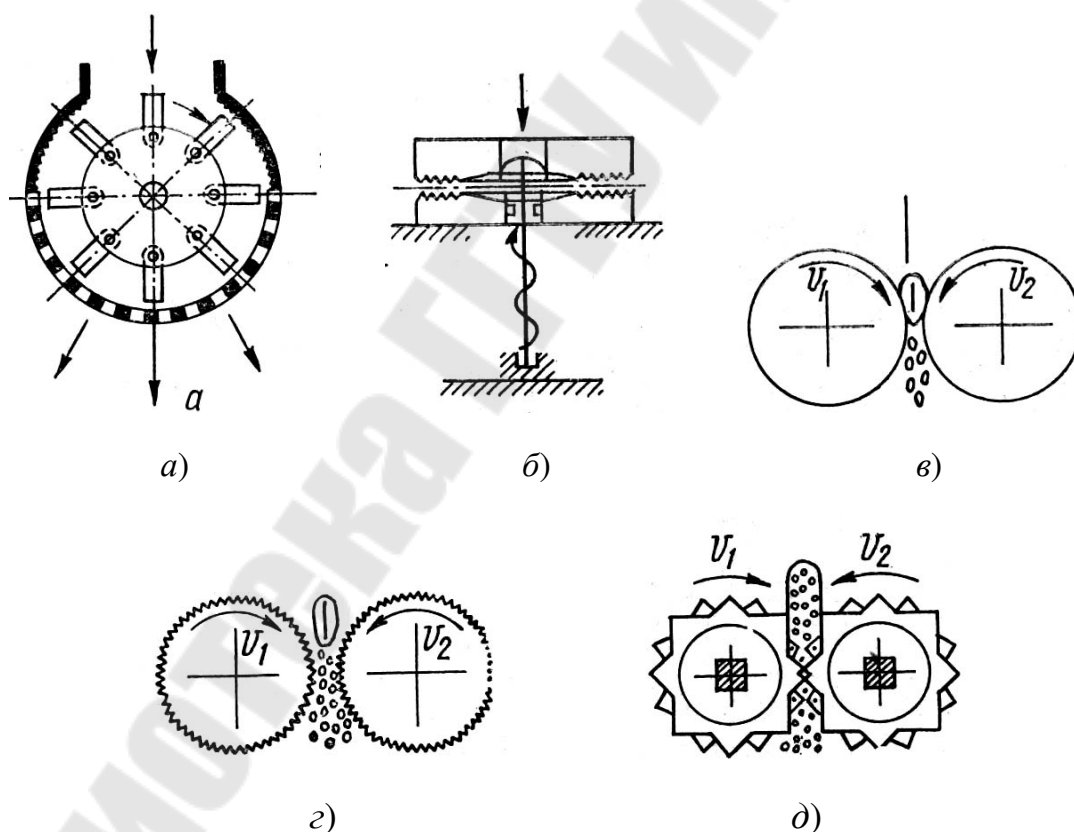


Рис. 1.1. Принципы измельчения и типы машин:

- а – разбивание в молотковой дробилке; б – растирание в жерновой мельнице;
- в – плющение в вальцовой зерноплющилке; г – крошение в зернодробилке;
- д – крошение зубчатыми вальцами в жмыходробилке

Плющение, или раздавливание (рис. 1.1, в) осуществляется посредством двух гладких валцов, вращающихся навстречу друг другу с одинаковой скоростью ($\vartheta_1 = \vartheta_2$). Зерновые корма под действием силы трения о поверхность затягиваются валцами в рабочую щель, сжимаются и раздавливаются.

Принцип скалывания, или крошения лежит в основе работы валцовых зернодробилок и жмыходробилок (рис. 1, г, д).

Для крошения зерновых и других кормов рабочие органы дробилки выполняются в виде двух параллельных цилиндров-валцов с рифленой поверхностью. Валцы вращаются в противоположные стороны с различной окружной скоростью ($V_1 \neq V_2$). Непрерывно подаваемое в рабочую щель зерно захватывается валцами, сжимается и режется или скалывается острыми гранями рифлей на части в виде крупки. В данном случае наряду с резанием и скалыванием имеет место и частичное растирание продукта.

В результате механического измельчения различных материалов образуется множество мелких частиц с сильно развитой поверхностью. Поэтому измельчение можно рассматривать как процесс производства (приращения) новых поверхностей частиц корма, т. е. образование новых поверхностей составляет основное содержание всякого процесса измельчения.

Покажем это на следующем примере. Пусть имеем тело в форме куба с длиной ребра L . Начальная поверхность его равна:

$$S_{\text{НАЧ}} = 6L^2. \quad (1.1)$$

Разделим каждое ребро куба на n частей. Тогда длина ребра каждого нового кубика будет равна $\frac{L}{n}$, а величина поверхности его будет:

$$S'_{\text{КОН}} = 6\left(\frac{L}{n}\right)^2 = 6\frac{L^2}{n^2}. \quad (1.2)$$

Общее количество полученных кубиков составит n^3 , а общая конечная поверхность всех кубиков:

$$S_{\text{КОН}} = n^3 \cdot 6\frac{L^2}{n^2} = 6nL^2, \quad (1.3)$$

т. е. она увеличилась в n раз по сравнению с $S_{\text{НАЧ}}$. Тогда можно записать, что

$$S_{\text{КОН}} = nS_{\text{НАЧ}}. \quad (1.4)$$

Это доказывает, что результатом измельчения является образование новых поверхностей.

Оценку развитости поверхности сыпучих материалов дают по величине *удельной поверхности*, представляющей собой суммарную поверхность всех частиц, заключенных в единице массы или объема ($\text{м}^2/\text{кг}$ или $\text{м}^2/\text{м}^3$), т. е.

$$S_{\text{уд}} = \frac{\sum S}{M} = \frac{\sum S}{V} \text{ м}^2/\text{кг}, [\text{м}^2/\text{м}^3]. \quad (1.5)$$

Для куба поверхность $S = 6L^2$, объем $V = L^3$. Величина удельной поверхности составит:

$$S_{\text{уд}} = \frac{6L^2}{L^3} = \frac{6}{L},$$

для шара:

$$S = 2\pi D^2; V = \frac{\pi D^3}{6}.$$

Тогда

$$S_{\text{уд}} = \frac{6}{D}.$$

Зоотехнические требования к процессу измельчения кормов устанавливают требуемые размеры, или крупность частиц. Но, чтобы дать энергетическую оценку процессов измельчения, этого недостаточно. Необходимо знать степень измельчения материалов.

Степень измельчения λ – это отношение средних размеров D , L кусков материала до измельчения к средним размерам частиц продукта после измельчения (d, l), т. е.

$$\lambda = \frac{D}{d} = \frac{L}{l}. \quad (1.6)$$

В связи с тем, что удельная поверхность при дроблении материалов увеличивается, отношение $S_{\text{уд.кон}}$ к $S_{\text{уд.нач}}$ численно равно степени измельчения, т. е.

$$\frac{S_{\text{уд.кон}}}{S_{\text{уд.нач}}} = \lambda. \quad (1.7)$$

Кроме указанных относительных величин в теории измельчения используют также значение величины вновь образованной поверхности, т. е. определяют величину приращения удельной поверхности частиц:

$$\Delta S = S_{\text{уд.кон}} - S_{\text{уд.нач}}, \text{ м}^2/\text{кг}. \quad (1.8)$$

В теории измельчения рассматривается два комплекса основных вопросов, отражающих качественную и количественную оценку и определяющих наиболее оптимальные условия протекания процесса измельчения.

Первый включает изучение зависимости между затратами энергии на процесс разрушения материалов и степенью измельчения. Это позволяет выявить эффективность рабочего процесса, определить оптимальные рабочие органы применяемых типов машин и правильность выбранных режимов их работы.

Второй предусматривает изучение закономерности распределения частиц по крупности отдельных размерных фракций, что позволяет найти наиболее эффективные способы определения средних размеров частиц, величины их удельной поверхности, а также численных значений степени измельчения.

1.2. Энергетические теории измельчения

Для разрушения тела на части необходимо приложить внешние силы, причем величина этих сил должна быть больше сил молекулярного сцепления и притяжения между частицами. Следовательно, работа внешних сил расходуется на преодоление внутренних сил, величина которых в зависимости от физико-механических свойств разрушаемых материалов может быть различной. Общая полезная работа, затраченная на процесс измельчения и отнесенная к единице массы или объема, называется *удельной работой измельчения*.

Для определения работы измельчения были предложены две энергетические теории измельчения: *поверхностная* и *объемная*.

Автором поверхностной теории является немецкий ученый П. Риттингер (1867). В соответствии с этой теорией работа, необходимая для дробления, прямо пропорциональна вновь образованной поверхности, т. е.

$$A_S = f(\Delta S) = \alpha \Delta S, \quad (1.9)$$

где α – коэффициент пропорциональности, учитывающий поверхностное натяжение; ΔS – приращение удельной поверхности.

Последующие исследования показали, что эта теория более справедлива для тонкого измельчения материалов. При крупном же измельчении процесс дробления не подчиняется такому закону.

В связи с этим русский ученый В. Л. Кирпичев в 1874 г., а затем немецкий ученый Ф. Кик в 1885 г. предложили объемную теорию измельчения. Они установили что работа, затраченная на измельчение тела, прямо пропорциональна объему или массе разрушаемого тела, т. е.

$$A_V = f(V)f_1(M) = k\Delta V = k_1\Delta M, \quad (1.10)$$

где k, k_1 – коэффициенты пропорциональности; $\Delta V, \Delta M$ – часть деформируемого объема или массы тела.

В 1928 г. советский ученый П. А. Ребиндер предложил объединить обе теории и оценивать работу измельчения формулой

$$A_{\text{ИЗМ}} = A_S + A_V = \alpha \Delta S + k \Delta V, \quad (1.11)$$

где A_S – работа на образование новых поверхностей; A_V – работа деформаций в деформируемом объеме; α – коэффициент пропорциональности, учитывающий величину энергии поверхностного натяжения твердого тела; ΔS – приращение удельной поверхности материала; k – коэффициент пропорциональности; ΔV – деформированная часть объема разрушаемого тела.

Это уравнение учитывает положение как поверхностной, так и объемной теории измельчения и является основным законом измельчения: ***полная работа измельчения равна сумме работ на образование новых поверхностей и на деформацию в объеме разрушаемого тела.***

Однако полученные выражения не могут быть использованы при количественных расчетах из-за неизвестных коэффициентов пропорциональности α и k . Их значения зависят от многих факторов, в том числе физико-механических свойств материала. Эти выражения

используют только для качественной оценки рабочих процессов и сравнительных расчетов, по ним получают только относительное значение величины работы, затрачиваемой на измельчение. Абсолютное же значение работы измельчения по ним определить невозможно, так как она не увязана со степенью измельчения.

В 1952 г. С. В. Мельников предложил приближенную рабочую формулу для определения количественных расчетов, увязав расход работы со степенью измельчения:

$$A_{\text{ИЗМ}} = c_1 \lg \lambda^3 + c_2 (\lambda - 1), \quad (1.12)$$

где c_1 и c_2 – постоянные коэффициенты, учитывающие удельные затраты энергии и имеющие размерность работы (Дж/кг), определяемые опытным путем.

Например, для ячменя $c_1 = (10 \dots 13) \cdot 10^3$ Дж/кг, $c_2 = (6 \dots 9) \cdot 10^3$ Дж/кг.

1.3. Работа деформации при ударе

Теорию удара применительно к сельскохозяйственным машинам разработал академик В. П. Горячкин. Она и положена в основу анализа рабочего процесса молотковых дробилок.

При этом исходим из того, что в дробилках имеет место свободный удар, когда противодействием является только инерция самих кусков измельчаемого материала. Допускаем также, что между молотком и куском материала возникает совершенно неупругий, прямой, центральный удар. После удара молотка по зерну количество движения молотка (ударный импульс) будет изменяться и составит:

$$i_M = M (\vartheta_M - \vartheta_K) \text{ Н} \cdot \text{с}, \quad (1.13)$$

где M – масса молотка, кг; ϑ_M, ϑ_K – скорость молотка до и после удара, м/с.

Принимаем начальную скорость зерна, поступающего в дробильную камеру до встречи с молотком, равной нулю. После удара оно приобретает скорость, равную конечной скорости молотка (ϑ_K) и количество движения зерна составит:

$$i_3 = m \vartheta_K, \text{ Н} \cdot \text{с}, \quad (1.14)$$

где m – масса одного зерна, кг; ϑ_K – скорость зерна, равная скорости молотка после удара, м/с.

Очевидно, что для энергетической оценки процесса необходимо знать величину скорости молотка после удара (v_K). Приравняем правые части уравнений (1.13) и (1.14):

$$M(v_M - v_K) = mv_K$$

или запишем в следующем виде:

$$Mv_K = Mv_M + mv_K = v_K(M + m).$$

Тогда

$$v_K = \frac{Mv_M}{M + m} = \frac{Mv_M}{M\left(1 + \frac{m}{M}\right)} = \frac{v_M}{1 + \frac{m}{M}}. \quad (1.15)$$

Из полученного уравнения (1.15) следует, что величина конечной скорости молотка зависит от соотношения масс соударяемых тел и изменяется по гиперболе.

Если $m \ll M$ или $m/M \rightarrow 0$, тогда $v_K \approx v_M$.

Далее необходимо определить полезную работу при ударе молотка по зерну. При неупругом ударе часть кинетической энергии затрачивается на движение системы соударяющихся тел, а другая часть превращается в работу деформации этих тел. В нашем случае полезной работой является та, которая затрачивается на деформацию и разрушение материала ($A_{ДЕФ}$).

Величина кинетической энергии молотка до удара равна:

$$A_0 = \frac{Mv_M^2}{2}, \text{ Дж.} \quad (1.16)$$

Полный запас кинетической энергии зерна ($A_{0з}$) равен нулю, так как скорость зерна до удара ввиду малой высоты падения принята равной нулю.

После удара величина кинетической энергии молотка и зерна составит:

$$A_M = \frac{Mv_K^2}{2}, \quad (1.17)$$

$$A_3 = \frac{m\vartheta_K^2}{2}. \quad (1.18)$$

По закону сохранения энергии при ударе можно записать, что полный запас кинетической энергии равен:

$$A_0 = A_M + A_3 + A_{\text{ДЕФ}}. \quad (1.19)$$

Тогда работа деформации $A_{\text{ДЕФ}} = A_0 - A_M - A_3$. Подставив соответствующие значения, получим, что

$$A_{\text{ДЕФ}} = \frac{M\vartheta_M^2}{2} - \frac{M\vartheta_K^2}{2} - \frac{m\vartheta_K^2}{2} = \frac{M\vartheta_T^2 - M\vartheta_K^2 - m\vartheta_K^2}{2} = \frac{M\vartheta_M^2 - M\vartheta_K^2 - m\vartheta_M\vartheta_K}{2},$$

и так как $m\vartheta_K = M(\vartheta_M - \vartheta_K)$, то:

$$\begin{aligned} A_{\text{ДЕФ}} &= \frac{M\vartheta_M^2 - M\vartheta_K^2 - M(\vartheta_M - \vartheta_K)\vartheta_K}{2} = \frac{M\vartheta_M^2 - M\vartheta_K^2 - M\vartheta_M\vartheta_K + M\vartheta_K^2}{2} \\ &= \frac{M\vartheta_M(\vartheta_M - \vartheta_K)}{2}, \end{aligned}$$

где $M(\vartheta_M - \vartheta_K) = m\vartheta_K$.

Тогда полезная работа деформации составит:

$$A_{\text{ДЕФ}} = \frac{m\vartheta_M\vartheta_K}{2}, \text{ Дж.} \quad (1.20)$$

Из полученного уравнения (1.20) видно, что полезная работа деформации изменяется по закону прямой и зависит от скорости молотка после удара (ϑ_K). Конечные скорости зависят от отношения $\frac{m}{M}$, следовательно, работа деформации зависит от соотношения масс соударяющихся тел. Практически необходимо стремиться к тому, чтобы масса зерна была намного меньше массы молотка ($m \ll M$). Тогда $\vartheta_K \approx \vartheta_M$, т. е. будет справедливо, что

$$A_{\text{ДЕФ}} = \frac{m\vartheta_M^2}{2}. \quad (1.21)$$

В дробилках происходит процесс многократного удара: зерно после удара молотка ударяется о деку, т. е. оно само в таком случае

является ударяющим телом. Необходимо иметь в виду, что масса его как ударяющего тела во много раз меньше массы деки, т. е. ударяемого тела. Аналогично вышеизложенному определим конечную скорость деки:

$$v_{к.д} = \frac{v_{к}}{1 + \frac{M_{д}}{m}}. \quad (1.22)$$

Но $M_{д} \gg m$, тогда $\frac{M_{д}}{m} \rightarrow \infty$, следовательно, $v_{к.д} = 0$, т. е. весь запас кинетической энергии зерна в данном случае как ударяющего тела уходит на его деформацию. Отсюда следует очень важный вывод: **кинетическая энергия на отбрасывание зерна $A_3 = \frac{m v_{к}^2}{2}$ в молотковой дробилке превращается в работу разрушения при ударе зерна о неподвижные части машины (деки и решето).** С учетом этого обстоятельства полная работа разрушения составит:

$$A_{пол} = A_{деф} + A_3 = \frac{m v_{м} v_{к}}{2} + \frac{m v_{к}^2}{2}. \quad (1.23)$$

При условии, что $v_{к} \approx v_{м}$, получим:

$$A_{пол} = \frac{m v_{м}^2 + m v_{м}^2}{2} = m v_{м}^2. \quad (1.24)$$

Полученные выше уравнения выведены для случая поступательного движения соударяемых тел. В молотковых же дробилках, как известно, имеет место вращательное движение. В связи с этим работу деформации следует находить с учетом теоремы о кинематическом моменте, т. е. в расчетные формулы вместо масс соударяемых тел необходимо вводить моменты инерции их.

И последнее обстоятельство. Мы определяли работу деформации, полагая, что имеет место совершенно неупругий удар. В самом же деле зерно и другие корма обладают упругими свойствами, которые характеризуются коэффициентом восстановления (k). С учетом этого

$$A_{деф} = (1 - k^2) \frac{m v_{м} v_{к}}{2}$$

или при $\vartheta_K \approx \vartheta_M$

$$A_{\text{ДЕФ}} = (1 - k^2) \frac{m\vartheta_M^2}{2}. \quad (1.25)$$

Точно так же и полная работа разрушения:

$$A_{\text{ПОЛ}} = (1 - k^2) m\vartheta_M^2. \quad (1.26)$$

Коэффициент восстановления, по опытным данным, для зерна средней сухости принимают равным 0,3...0,4.

Чтобы дать оценку механических и конструктивных факторов измельчения, необходимо определить величину суммарной полезной работы, которая уходит на измельчение циркулирующего в дробильной камере материала. Обозначим массу этого материала через $M_{\text{Ц}}$ и примем, что он измельчается за время t , с.

Тогда работа деформации при ударах равна:

$$A_{\text{ДЕФ.СЛ}} = \frac{zn}{60} t \frac{M_{\text{Ц}} \vartheta_{\text{ОТН}}^2}{2},$$

где z – число молотков; n – частота вращения ротора, мин^{-1} ; t – время пребывания материала в дробильной камере, с; $M_{\text{Ц}}$ – величина загрузки камеры, кг; $\vartheta_{\text{ОТН}}$ – скорость молотков относительно слоя, м/с.

На процесс измельчения материала первостепенное влияние оказывает величина рабочей скорости молотков. В современных конструкциях дробилок она достигает 100 м/с. С увеличением скорости молотков увеличивается степень измельчения материала, возрастает производительность дробилки; растет скорость движения слоя и эффективность ударных воздействий на него, что приводит к переизмельчению материала и излишнему расходу энергии; увеличивается мощность на холостой ход дробилки в связи с тем, что ротор работает как вентилятор. Таким образом, величина рабочей скорости молотков должна быть какой-то оптимальной, ее нельзя увеличивать беспредельно, так как при этом проявляются как положительные, так и отрицательные явления.

Скорость молотков относительно слоя, т. е. относительные скорость или скорость ударов молотков по слою, равна:

$$\vartheta_{\text{ОТН}} = \vartheta_M - \vartheta_{\text{СЛ}}. \quad (1.27)$$

По экспериментальным данным установлено, что

$$v_{\text{СЛ}} = (0,4...0,5)v_{\text{М}} = \beta_{\text{С}}v_{\text{М}},$$

где $\beta_{\text{С}} - 0,4...0,5$.

Относительная скорость должна быть равна скорости разрушения, т. е. $v_{\text{ОТН}} = v_{\text{РАЗ}}$. Тогда

$$v_{\text{РАЗ}} = v_{\text{М}} - \beta_{\text{С}}v_{\text{М}} = v_{\text{М}}(1 - \beta_{\text{С}}). \quad (1.28)$$

Скорость разрушения можно определить по методу жесткого пластического анализа из теории пластичности. Удобней пользоваться для этих целей теорией Н. Е. Жуковского, в соответствии с которой скорость разрушения зависит от скорости распространения звуковых волн в разрушаемом материале:

$$v_{\text{РАЗ}} = \frac{C\sigma_{\text{Р}}}{E} = \sigma_{\text{Р}}\sqrt{\frac{1}{\rho E}}, \quad (1.29)$$

где $\sigma_{\text{Р}}$ – напряжение, при котором разрушаются частицы, Па; ρ – плотность продукта, $\text{кг}/\text{м}^3$; E – модуль упругости зерна, Па; C – скорость распространения звука в разрушаемом материале, $C = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$.

Для дробилок закрытого типа величину скорости следует уменьшать на 15...20 % в связи с тем, что удары наносятся многократно.

1.4. Расчет молотковых дробилок

При расчете молотковых дробилок определяют: размеры барабана (диаметр и длину) D и L ; размеры, количество и порядок размещения молотков; показатели кинематического режима; энергетические и технико-экономические показатели.

Исходными данными при проектировании являются: расчетная производительность дробилки, g , $\text{кг}/\text{с}$; требуемая степень измельчения материала, λ ; основные физико-механические свойства материала.

Расчетная производительность дробилки зависит от основных размеров барабана – диаметра D и длины L . Определим связь между ними и заданной производительностью через показатель удельной нагрузки, $[\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)]$:

$$g' = \frac{g_p}{DL}. \quad (1.30)$$

Как видно из выражения (1.30), удельной нагрузкой дробилки называется *отношение секундной расчетной производительности к площади диаметральной проекции DL барабана*.

В современных дробилках кормов показатель удельной нагрузки при скоростях молотков 45...55 м/с составляет 2...3 и 3...6 кг/м² при скорости их 70...80 м/с.

При расчете и проектировании необходимо учитывать тип барабана, характеризующийся отношением:

$$\frac{D}{L} = K. \quad (1.31)$$

По этому признаку различают два типа барабанов. Для первого из них указанное отношение равно 1...2 (КДУ-2, ДМ-400У и др.), а для второго оно составляет 4...7 (ДМК-0,1, ДКУ-1 и др.).

У барабанов первого типа масса молотков, пальцев и шайб составляет около 50 % массы барабана. Барабаны этого типа характеризуются высокой металлоемкостью. Их подвергают только статической балансировке, так как все указанные массы расположены вблизи оси вращения и создают относительно невысокий осевой момент инерции.

У барабанов второго типа масса молотков с пальцами и шайбами составляет 17...18 % от всей массы барабана. Пакеты молотков значительно удалены от оси вращения и создают большие осевые моменты инерции. Такие барабаны обязательно подвергают статическому и динамическому уравниванию.

С учетом изложенного из выражения (1.31) следует, что длина барабана:

$$L = \frac{D}{K}. \quad (1.32)$$

Тогда показатель удельной нагрузки будет равен:

$$g' = \frac{g_p}{D \frac{D}{K}} = \frac{g_p K}{D^2}, \quad (1.33)$$

откуда диаметр барабана:

$$D = \sqrt{\frac{g_p K}{g'}} \quad \text{или} \quad D = A \sqrt{g_p}. \quad (1.34)$$

Для барабанов первого типа значение коэффициента A принимают 0,7...0,9, а второго – 1,0...1,9.

По величине диаметра (D) и показателю типа барабана (K) определяют его длину (L).

Далее определяют размеры и количество молотков (рис. 1.2).

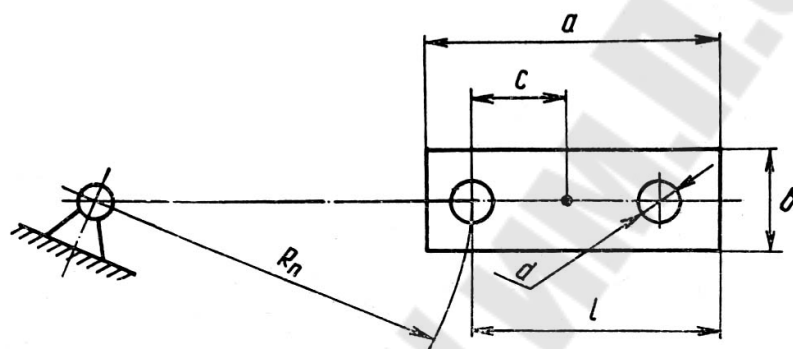


Рис. 1.2. Схема к расчету молотков

В общем случае молоток не будет передавать удары на ось подвеса, если квадрат радиуса (ρ_0) инерции молотка относительно оси подвеса будет равен произведению расстояния C от указанной оси до центра тяжести на расстояние l . Если размеры молотков удовлетворяют указанному условию, такие молотки называют *уравновешенными на удар*.

Расстояние C для пластических молотков прямоугольной формы с одним отверстием определяют по формуле:

$$C = \frac{a^2 + b^2}{6a}, \quad (1.35)$$

где a и b – соответственно длина и ширина молотка, м.

В случае, если такие молотки имеют два отверстия, расстояние C равно:

$$C = -\frac{A}{2} + \sqrt{\frac{A^2}{4} + B}, \quad (1.36)$$

$$\text{где } A = \frac{a^2 b}{\pi d^2} - \frac{a}{2}, \quad B = \frac{ab(a^2 + b^2)}{6\pi d} - \frac{d^2}{8}.$$

Величину радиуса подвеса принимают $R_{\Pi} = 0,346D$. Расстояние от оси подвеса до конца молотка $l = 0,154D$ (если $D > 0,4$ м) и $l = 0,2D$ (если $D < 0,4$ м).

Длину и ширину молотка ориентировочно принимают $a = 1,5l \approx 0,23D$ и $b = (0,4 \dots 0,5)a \approx 0,1D$.

При определении диаметра отверстия под палец исходят из условий прочности пальца и принимают его равным 18...20 мм.

Число молотков определяют по формуле:

$$Z_M = \frac{(L - \Delta L)Z'}{\delta}, \quad (1.37)$$

где L – длина барабана, м; ΔL – суммарная величина участков, занимаемых диском и шайбами, которые не перекрываются молотками, м; Z' – число молотков, идущих по одному следу, $Z' = 1 \dots 6$; δ – толщина молотка, м.

Необходимо стремиться к тому, чтобы пространство дробильной камеры как можно больше было перекрыто молотками, а порядок размещения их не нарушал условий статической и динамической уравновешенности барабана.

Все указанные размеры уточняют после расчета деталей барабана на прочность.

Частота вращения ротора (кинематический режим) n определяется по найденным значениям ϑ_M и диаметра барабана D :

$$\vartheta_M = \frac{\pi D n}{60}. \quad (1.38)$$

Откуда

$$n = \frac{60\vartheta_M}{\pi D} \text{ мин}^{-1}. \quad (1.39)$$

Энергетические показатели характеризуются уравнением баланса мощности:

$$N = N_{\text{ИЗМ}} + N_{\Pi} + N_{\text{Х.Х}}, \quad (1.40)$$

где $N_{\text{ИЗМ}}$ – мощность, расходуемая на разрушение материала (на пре-

одоление полезных сопротивлений), Вт; $N_{\text{ц}}$ – мощность, расходуемая на создание циркуляции материала в дробильной камере, Вт; $N_{\text{х.х}}$ – мощность, потребная на холостой ход дробилки, Вт.

Мощность на измельчение материала можно определить по заданной производительности дробилки (g_p) и величине работы измельчения ($A_{\text{изм}}$):

$$N_{\text{изм}} = g_p A_{\text{изм}} = g_p [c_1 \lg \lambda^3 + c_2 (\lambda - 1)]. \quad (1.41)$$

Мощность на циркуляцию материала в камере и холостой ход принимают в пределах 15...20 % от $N_{\text{изм}}$:

$$N = (1,5 \dots 2,0) N_{\text{изм}}. \quad (1.42)$$

Сравнение проектируемой дробилки и общую оценку ее конструкции проводят по технико-экономическим показателям.

Удельный расход энергии, или удельная энергоемкость (Дж/кг):

$$W = \frac{N}{g_p}. \quad (1.43)$$

Удельная производительность (кг/Дж):

$$\mathfrak{E} = \frac{g_p}{N}. \quad (1.44)$$

Удельная производительность при данной степени измельчения (кг/Дж):

$$\mathfrak{E}' = \frac{g_p \lambda}{N}. \quad (1.45)$$

Тема 2. ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ ОБРАБОТКИ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ

2.1. Основы теории обработки корнеклубнеплодов. Типы моечных машин

Корнеклубнеплоды имеют большой удельный вес в кормовых рационах животных. При подготовке к скармливанию их подвергают мойке, измельчению, запариванию, смешиванию. Основными технологическими схемами подготовки корнеплодов к скармливанию являются:

- 1) мойка;
- 2) мойка – измельчение;
- 3) мойка – измельчение – смешивание;
- 4) мойка – запаривание – мятие – смешивание;
- 5) мойка – измельчение – запаривание – смешивание.

Первые три схемы применяют для кормления крупного рогатого скота, четвертую и пятую – при кормлении свиней.

Корнеклубнеплоды перед скармливанием обязательно подвергают мойке. Загрязненность корнеплодов после мойки не должна превышать 2...3 %.

Степень загрязненности устанавливается опытным путем. Она представляет собой отношение массы загрязнений к массе корнеклубнеплодов до мойки и определяется по формуле:

$$\delta = \frac{q - q_1}{q} \cdot 100 \%, \quad (2.1)$$

где q – масса порции корнеклубнеплодов до мойки, кг; q_1 – масса той же порции корнеклубнеплодов после мойки, кг.

Аналогично определяется и остаточная загрязненность:

$$\delta_0 = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \cdot 100 \%, \quad (2.2)$$

где q_2 – масса той же порции корнеклубнеплодов, но абсолютно чистых, кг.

Процесс мойки корнеклубнеплодов можно разделить на следующие стадии: *отмокание, оттирание и ополаскивание*.

Машины для мойки корнеклубнеплодов по принципу работы делятся на *непрерывного и периодического действия*, по конструкции – *барабанные, центробежные и винтовые*.

Наибольшее распространение в сельскохозяйственном производстве получили центробежные и винтовые мойки-корнерезки.

К моечным машинам предъявляются следующие основные требования:

- универсальность мойки различных видов корнеклубнеплодов;
- высокое качество мойки при малом расходе воды (не более 0,4 л на 1 кг корнеклубнеплодов) и высокой производительности;
- отсутствие повреждений корнеклубнеплодов и наличие устройства для улавливания камней;
- механическая загрузка и выгрузка корнеклубнеплодов;
- регулирование времени пребывания продукта в мойке в зависимости от его загрязненности;
- хороший доступ к рабочим органам для их очистки, замены и регулирования.

2.2. Расчет основных параметров центробежных моек-корнерезок

Основными параметрами центробежных моек-корнерезок являются частота вращения моечных дисков с крыльями, производительность машины, размеры цилиндров моечной и режущей камер и требуемая мощность на рабочий процесс.

В центробежной мойке-корнерезке корнеклубнеплоды должны перемещаться от центра к периферии. Это возможно в том случае, если центробежная сила больше силы, препятствующей перемещению, т. е. силы трения, возникающей между продуктом и моечным диском (рис. 2.1):

$$mgf < m\omega^2 r. \quad (2.3)$$

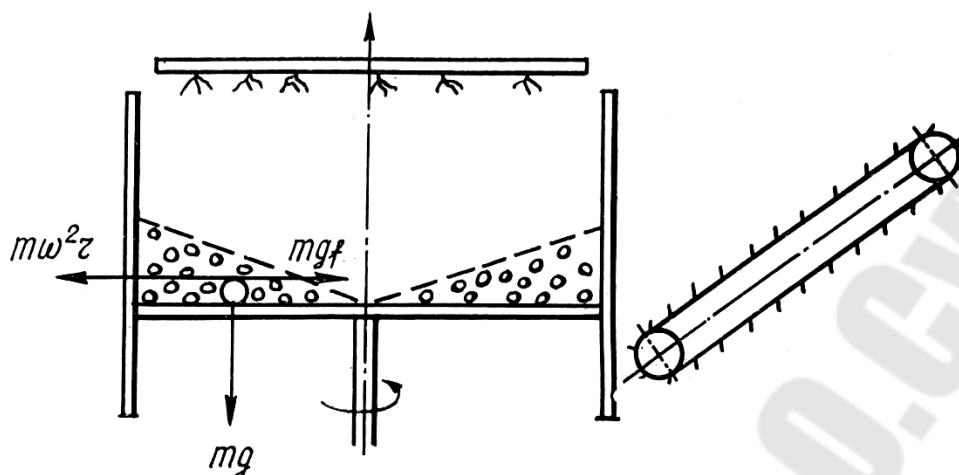


Рис. 2.1. Схема сил, действующих на корнеклубнеплоды в центробежных мойках-корнерезках

Учитывая, что $\omega = \frac{\pi n}{30}$, перепишем (2.3):

$$gf < \frac{\pi^2 n^2}{30^2} r. \quad (2.4)$$

Решая это уравнение относительно n , получим формулу для определения минимально допустимой частоты вращения моечного диска:

$$[n_{\min}] = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{gf}{r}} \text{ мин}^{-1}, \quad (2.5)$$

где m – масса продукта, расположенная на диске, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; ω – угловая скорость вращения моечного диска, рад/с; r – минимальный радиус в начале движения продукта, м; f – коэффициент трения корнеклубнеплодов; n – частота вращения моечного диска, мин⁻¹.

Действительная частота вращения моечного диска должна быть несколько выше минимальной.

Основным уравнением, связывающим геометрические параметры центробежной мойки, является уравнение производительности:

$$Q = \frac{V\gamma\beta}{t}, \text{ кг/с}, \quad (2.6)$$

где V – объем моечного цилиндра, м³; γ – объемная масса продукта, кг/м³; β – коэффициент заполнения моечного цилиндра, принимается 0,3...0,4; t – время пребывания корнеплодов в мойке, равное 60...90 с.

Объем моечного цилиндра можно выразить через его параметры:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H, \text{ м}^3, \quad (2.7)$$

где D – диаметр моечного цилиндра, м; H – высота моечного цилиндра, м.

Из практики известно, что наилучшее использование объема моечного цилиндра будет при соотношении

$$H_M = (0,85 \dots 0,95) D.$$

Тогда

$$V = (0,85 \dots 0,95) \frac{\pi D^3}{4}, \text{ м}^3. \quad (2.8)$$

Подставляя значение V в уравнение производительности и решая его относительно D , получим:

$$D = \sqrt[3]{\frac{Qt}{15(0,85 \dots 0,95)\pi\gamma\beta}}, \text{ м}. \quad (2.9)$$

Диаметр большого моечного диска принимают на 10...15 мм меньше диаметра моечного цилиндра, а диаметр малого моечного диска выбирают равным 300...400 мм с тем расчетом, чтобы в камеру резания проходили наиболее крупные корнеплоды.

Производительность центробежной мойки-корнерезки определяется по формуле:

$$Q = V_1 n \gamma, \text{ кг/с}, \quad (2.10)$$

где V_1 – объем корнеклубнеплодов, срезанных ножами корнерезки за один оборот крылача, м³; n – частота вращения крылача, с⁻¹; γ – объемная масса корнеклубнеплодов, кг/м³.

Объем срезанных корнеклубнеплодов за один оборот крылача определяется по формуле:

$$V_1 = \pi D_p b L z k_3 k_H, \text{ м}^3, \quad (2.11)$$

где D_p – диаметр камеры резания, м; b – толщина стружки, м; L – длина ножа, м; z – число ножей; k_3 – коэффициент, учитывающий

заполнение межлопастного пространства крылача (0,35...0,45); k_H – коэффициент использования длины ножей (0,7...0,8).

Длина ножа определяет высоту камеры резания H_p и выбирается из условия резания корнеклубнеплодов по их наибольшему диаметру 180...200 мм. Общая высота мойки-корнерезки складывается из высоты моечного цилиндра и высоты камеры резания: $H = H_M + H_p$, м.

Число ножей принимается равным 2...3. Толщина стружки регулируется и находится в пределах от 5 до 20 мм. Диаметр камеры резания выбирается с таким расчетом, чтобы обеспечить отвод и выбрасывание измельченного продукта из камеры:

$$D_p = (0,7...0,75)D, \text{ м},$$

где D – диаметр моечного цилиндра, м.

Подставив значение V_1 в формулу производительности и решив ее относительно n , получим формулу для определения действительной частоты вращения крылача мойки-корнерезки:

$$n = \frac{Q}{\pi D_p b L z k_3 k_H \gamma}, \text{ с}^{-1}. \quad (2.12)$$

Потребная мощность для привода мойки-корнерезки расходуется на мойку N_M , резку $N_{рез}$ и транспортировку обработанного продукта $N_{ТРАНС}$:

$$N = N_M + N_{рез} + N_{ТРАНС}. \quad (2.13)$$

Мощность, потребная для привода центробежной мойки, расходуется на перемещение корнеклубнеплодов от центра моечного диска к периферии, на преодоление трения продукта о стенки моечного цилиндра и между слоями самого продукта, а также на выбрасывание воды и грязи из кольцевой камеры. Опыты показывают, что приблизительно $\frac{2}{3}$ общего количества продукта, находящегося в моечном цилиндре, приводится в интенсивное вращательное движение, а $\frac{1}{3}$ имеет небольшую окружную скорость и скатывается вниз. Учитывая это, мощность для привода мойки приближенно определяется по формуле:

$$N_M = \frac{2}{3} g G f R \omega k_0, \text{ Вт}, \quad (2.14)$$

где G – количество продукта, находящегося в моечном цилиндре, кг; g – ускорение свободного падения тела, м/с^2 ; f – коэффициент трения корнеклубнеплодов по диску; R – радиус моечного диска, м; ω – угловая скорость моечного диска, рад/с ; k_0 – коэффициент, учитывающий вращательное движение корнеклубнеплодов, равный 0,3...0,4.

Количество продукта, находящегося в моечном цилиндре, определяется по формуле:

$$G = Qt, \quad (2.15)$$

где Q – производительность мойки, кг/с ; t – время пребывания продукта в мойке, с.

С учетом значения G формула мощности для привода мойки будет иметь вид:

$$N_M = \frac{2}{3} gQt f R \omega k_0, \text{ Вт.} \quad (2.16)$$

Мощность на процесс резания центробежной мойкой-корнерезкой расходуется на преодоление сопротивления резанию корнеклубнеплодов N_P , на подачу корнеклубнеплодов к ножам $N_{\text{ПОД}}$, а также на преодоление сил трения, возникающих от давления материала на кожух камеры резания $N_{\text{ТР}}$, т. е.

$$N_{\text{рез}} = N_P + N_{\text{ПОД}} + N_{\text{ТР}}. \quad (2.17)$$

Мощность, необходимая на преодоление сопротивления резанию корнеклубнеплодов, определяется по формуле:

$$N_P = \frac{qD_P L z \omega k_H k}{2}, \text{ Вт,} \quad (2.18)$$

где q – среднее удельное усилие резания, отнесенное к 1 см длины лезвия ножа, которое можно принимать в пределах 15...20 Н/см; D_P – диаметр камеры резания, м; L – длина ножа, см; z – число ножей; ω – угловая скорость крылача, рад/с ; k_H – конструктивный коэффициент использования длины ножей, равный 0,7...0,8; k – коэффициент, учитывающий пустоты между корнеклубнеплодами, равный 0,6...0,8.

Мощность, расходуемую на подачу корнеклубнеплодов к ножам, определяют с учетом следующих условий. При движении корнеклубнеплодов по диску вдоль лопасти крылача на них действуют сила тяжести mg , центробежная сила $m\omega^2 R$, сила Кориолиса $2m\omega\vartheta_0$ и сила трения – fmg , действующая на поверхности диска, и $f2m\omega\vartheta_0$ – по поверхности лопасти (рис. 2.2).

Суммарная сила сопротивления перемещению корнеклубнеплодов составит:

$$T = fmg + 2fm\omega\vartheta_0. \quad (2.19)$$

Мощность, затраченная на преодоление этого сопротивления, будет равна:

$$N_{\text{ПОД}} = T\vartheta_0, \quad (2.20)$$

где ϑ_0 – скорость перемещения (подача) корнеклубнеплодов по диску крылача, м/с.

Скорость подачи зависит от толщины срезаемой стружки b , числа ножей z и угловой скорости крылача. Эта скорость может быть найдена по формуле:

$$\vartheta_0 = \frac{zb\omega}{2\pi}. \quad (2.21)$$

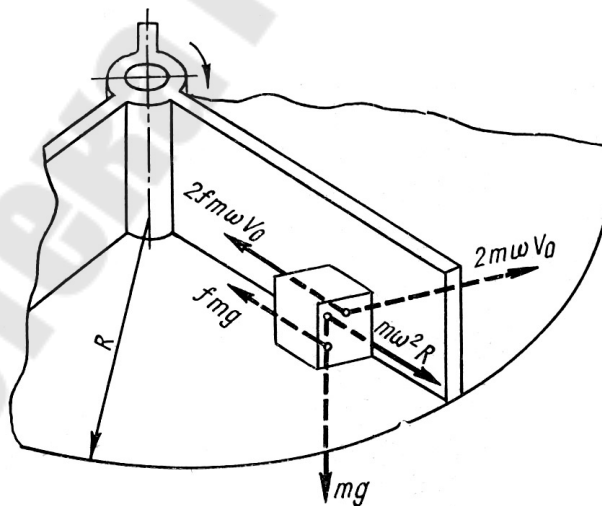


Рис. 2.2. Схема сил, действующих на корнеклубнеплоды, находящиеся на крылаче

Наибольшая скорость перемещения корнеклубнеплодов по диску будет при максимальной толщине стружки, поэтому ее значение следует принимать при определении мощности. Подставляя значение ϑ_0 в уравнение (2.20), получим:

$$T = fmg \left(1 + \frac{\pi b \omega^2}{\pi g} \right). \quad (2.22)$$

Масса корнеклубнеплодов, находящихся в камере резания, равна:

$$m = Qt, \text{ кг}, \quad (2.23)$$

где Q – производительность корнерезки, кг/с; t – время пребывания корнеклубнеплодов в камере резания, с.

Время пребывания корнеклубнеплодов в камере резания можно определить исходя из следующих условий. Продукт в направлении ножей движется радиально по крылачу. Следовательно, путь, который пройдет продукт, равен радиусу камеры резания R_p .

Тогда

$$t = \frac{R_p}{\vartheta_0}, \text{ с}. \quad (2.24)$$

Подставляя в формулу (2.23) значение t , получим:

$$m = \frac{QR_p}{\vartheta_0}, \text{ кг}. \quad (2.25)$$

Подставляя значение m в формулу (2.22), найдем силу сопротивления движению продукта:

$$T = \frac{fQR_p}{\vartheta_0} \left(g + \frac{zb\omega^2}{\pi} \right), \text{ Н}. \quad (2.26)$$

Тогда мощность на подачу материала к ножам корнерезки определится по формуле:

$$N_{\text{ПОД}} = T\vartheta_0 = fQR_p \left(g + \frac{zb\omega^2}{\pi} \right), \text{ Вт}. \quad (2.27)$$

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, возникающих от давления корнеклубнеплодов на стенку камеры резания, определится по формуле:

$$N_{\text{ТР}} = M_{\text{ТР}}\omega, \quad (2.28)$$

где $M_{\text{ТР}}$ – момент трения, Н · м.

Момент трения равен:

$$M_{\text{ТР}} = fFR_p k, \quad (2.29)$$

где F – центробежная сила, Н; k – коэффициент, учитывающий уменьшение силы трения за счет срезания корнеклубнеплодов ($k = 0,3 \dots 0,4$).

Центробежная сила F равна:

$$F = m\omega^2 R_p.$$

Подставляя значение F и значение $M_{\text{ТР}}$ в (2.28), получим:

$$N_{\text{ТР}} = fm\omega^3 R_p^2 k, \text{ Вт.} \quad (2.30)$$

Мощность, необходимая для привода транспортера, определяется по формуле:

$$N_{\text{ТРАНС}} = P\vartheta c, \text{ Вт,} \quad (2.31)$$

где P – тяговое усилие цепи транспортера, Н; ϑ – скорость цепи транспортера, м/с; c – коэффициент, учитывающий трение в подшипниках и сопротивление жесткости цепи при ее перегибах ($c = 1,03 \dots 1,1$).

Суммарная мощность на привод центробежной мойки корнерезки равна:

$$N = N_{\text{М}} + N_{\text{Р}} + N_{\text{ПОД}} + N_{\text{ТР}} + N' + N_{\text{Х.Х}}, \text{ Вт,} \quad (2.32)$$

где $N_{\text{М}}$ – мощность, расходуемая на мойку; $N_{\text{Р}}$ – мощность, расходуемая на резание; $N_{\text{ПОД}}$ – мощность, расходуемая на подачу корне-

плодов в аппарат; $N_{\text{тр}}$ – мощность, затраченная на преодоление сил трения; N' – мощность, расходуемая на привод транспортера; $N_{\text{х.х}}$ – мощность, расходуемая на холостой ход машины.

2.3. Машина для мойки и измельчения корнеклубнеплодов

Шнековые мойки относятся к машинам непрерывного действия. Как правило, они состоят из моечного и измельчающего агрегатов. Промывание продукта происходит одновременно с его транспортировкой в тару или в механизм для их дальнейшей переработки – измельчения, смешивания, запаривания. Шнековые мойки могут быть использованы как самостоятельные машины, а также входить в состав поточных технологических линий кормоцехов.

Мойка-измельчитель ИКМ-5. Машина предназначена для очистки от камней, мойки и измельчения корнеклубнеплодов. Может быть использована как самостоятельная машина при установке в утепленных помещениях, оборудованных механизированной подачей корнеклубнеплодов в измельчитель, системой подачи воды и канализацией, а также в поточных технологических линиях кормоцехов.

В мойке-измельчителе ИКМ-5 три рабочих органа (рис. 2.3): шнек-мойка, дисковый измельчитель и скребковый транспортер для удаления камней и грязи. В каждом из них есть индивидуальный электропривод. Агрегат имеет ванну сварной конструкции, установленную на раму. Ванна является одновременно и приемным бункером для корнеклубнеплодов. Транспортерами типа ТК-5, ТК-5Б корнеклубнеплоды подаются в моечную ванну, где они отмываются от грязи вихревыми потоками воды, создаваемыми крыльцом. Благодаря вращательному движению воды в ванне агрегата корнеплоды находятся во взвешенном состоянии и при перемещении к шнеку очищаются от камней, захватываются лопастями шнека и транспортируются к измельчителю.

Камни и другие предметы опускаются на дно ванны и выбрасываются крыльцом в окно выгрузного транспортера.

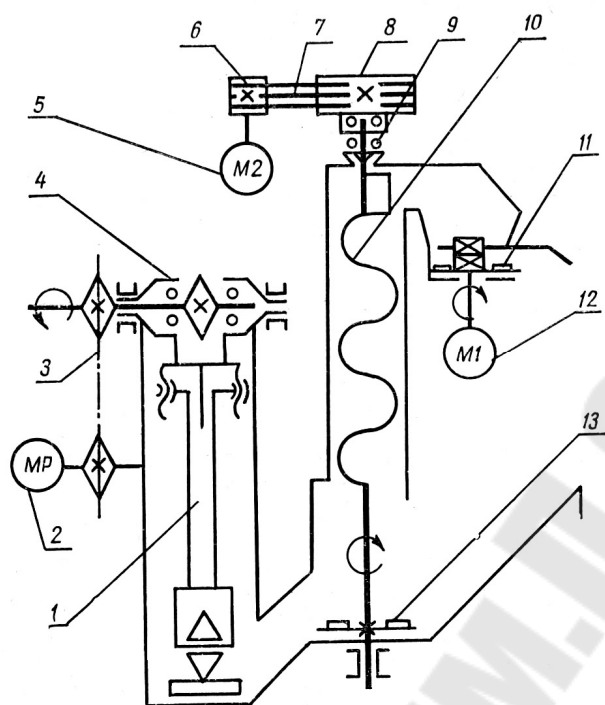


Рис. 2.3. Технологическая схема измельчителя корнеклубнеплодов ИКМ-5:
 1 – скребковый транспортер; 2 – мотор-редуктор; 3 – цепь; 4, 9 – шарикоподшипники; 5, 12 – электродвигатели; 6 – шкив диаметром 100 мм;
 7 – клиновой ремень; 8 – шкив диаметром 500 мм; 10 – шнек;
 11 – ножевой диск; 13 – диск активатора

По мере продвижения к измельчителю корнеклубнеплоды подвергаются дополнительной мойке встречным потоком воды, подводимой к шнеку патрубком.

Измельчитель состоит из литого корпуса, в котором смонтированы два диска. На верхнем диске установлены два горизонтальных, а на нижнем – четыре вертикальных ножа и выгрузные лопатки.

Первоначальное измельчение корнеклубнеплодов осуществляется на верхнем диске, где они режутся в стружку горизонтальными ножами, а окончательное – на нижнем диске вертикальными ножами. При измельчении корнеклубнеплодов для свиней продукт проходит дополнительно через деку. Выгрузка измельченного продукта происходит через лоток с помощью лопаток нижнего диска.

Скребок транспортер состоит из корпуса откидного кожуха, качающегося транспортера и системы привода от мотор-редуктора. Транспортер снабжен люком с клапаном для очистки и слива воды из ванны. Управление работой машины осуществляется с помощью электроаппаратуры, помещенной в специальном шкафу.

2.4. Расчет основных параметров шнековых моек-измельчителей

Чистота отмыва продукта в шнековых мойках зависит от времени пребывания продукта в мойке, частоты вращения, диаметра и шага винта, степени заполнения шнека и количества расходуемой воды.

Основные параметры шнековой мойки находят свое выражение в уравнении производительности:

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} n S \gamma k_3 k_0, \text{ кг/с}, \quad (2.33)$$

где D – диаметр винта, м; d – диаметр вала винта, м; S – шаг винта шнека, м; n – частота вращения шнека, с^{-1} ; γ – объемная масса продукта, кг/м^3 ; k_3 – коэффициент заполнения шнека; k_0 – коэффициент, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения продукта в зависимости от угла наклона шнека.

Многие корнеклубнеплоды имеют толщину 100...150 мм. Во избежание заклинивания продукта между валом шнека и кожухом необходимо, чтобы диаметр винта был не менее 300 мм. Диаметр вала шнека выбирают по соотношению $d = (0,15...0,25)D$.

С учетом размеров корнеклубнеплодов шаг винтовой линии шнека выбирают в пределах $S = (1,0...1,35)D$. Но так как $S = \pi D \text{tg } \alpha$, то угол подъема винтовой линии шнека α (рис. 2.4) ограничивается 10...20°. При этом меньший угол подъема винтовой линии принимают для корнеклубнемоек производительностью более 8 т/ч, а больший для корнеклубнемоек производительностью менее 8 т/ч.

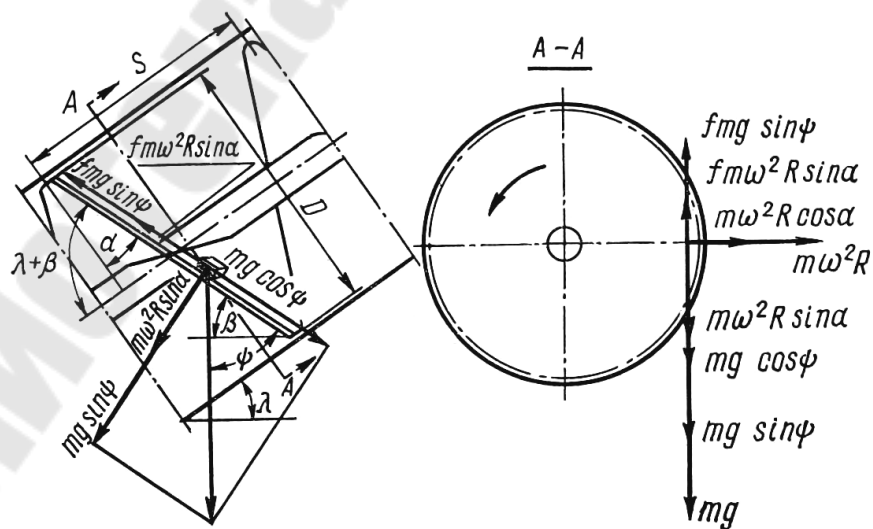


Рис. 2.4. Схема к расчету вертикальной шнековой мойки

Угол наклона шнека к горизонту λ берется в пределах 20...45°. Для нормальной работы корнеклубнемойки необходимо, чтобы угол β между касательной к винтовой линии шнека с горизонтом был больше угла трения φ .

Если угол β будет меньше угла трения φ , то сползание продукта с ленты винта замедлится или вовсе прекратится, продукт начнет вращаться вместе с винтом шнека, движение продукта вдоль продольной оси шнека прекратится, что приведет к забиванию шнека.

Коэффициент заполнения шнека для корнеклубнеплодов принимают в пределах 0,3...0,4.

Коэффициент, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения продукта в зависимости от угла наклона шнека к горизонту, имеет следующие значения:

Угол, град	10	15	20	25	30	35	40	45
Коэффициент k_0	0,8	0,7	0,65	0,6	0,55	0,52	0,48	0,44

Длина шнековой мойки L зависит от шага шнека, частоты вращения и времени мойки продукта и определяется формулой:

$$L = Snt, \quad (2.34)$$

где n – частота вращения шнека, c^{-1} ; t – время мойки корнеклубнеплодов, с; S – шаг винта шнека, м.

Объем загрузочной ванны определяется из уравнения:

$$V = \frac{Qt}{\gamma}, \text{ м}^3, \quad (2.35)$$

где Q – производительность шнековой мойки, кг/с; t – время пребывания продукта в ванне, с (обычно принимается 60...120 с); γ – объемная масса продукта, кг/м³.

Для нормальной работы шнековой мойки необходимо, чтобы корнеклубнеплоды не перебрасывались через вал шнека и не вращались вместе с винтом шнека, а равномерно сползали по ленте винта при его вращении.

Рассмотрим условие, при котором корнеклубнеплоды будут сползать по ленте винта. На корнеплод, находящийся на витке шнека (рис. 2.4), действуют сила тяжести mg и центробежная сила $m\omega^2 R$.

Разложим силу тяжести mg на силу нормального давления $mg \sin \varphi$ и касательную $mg \cos \varphi$, которая и обеспечивает сползание корнеклубнеплода по витку вниз. Центробежную силу $m\omega^2 R$ также разложим на силу нормального давления на виток шнека $m\omega^2 R \sin \alpha$ и силу нормального давления на кожух шнека $m\omega^2 R \cos \alpha$, которая существенного влияния на сползание корнеклубнеплода не оказывает и ею можно пренебречь.

Сила нормального давления на виток шнека $mg \sin \varphi$ вызовет силу трения $fmg \sin \varphi$, а сила $m\omega^2 R \sin \alpha$ – силу трения $fm\omega^2 R \sin \alpha$. Обе эти силы стремятся удержать корнеплод на витке шнека и увлечь его во вращательное движение. Значит, сползание корнеклубнеплодов по витку шнека вниз возможно при условии:

$$mg \cos \varphi \geq fmg \sin \varphi + fm\omega^2 R \sin \alpha, \quad (2.36)$$

где φ – угол между кромкой винта и вертикалью, град; α – угол подъема винтовой линии, град; R – радиус витка, м; f – коэффициент трения движения корнеклубнеплодов по мокрой ленте витка.

Решая уравнение (2.36) относительно ω , определим максимально допустимую угловую скорость вращения шнека:

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{g(\cos \varphi - f \sin \varphi)}{fR \sin \alpha}}, \text{ рад/с.} \quad (2.37)$$

Так как $\omega = \frac{n}{30}$, то частота вращения шнека будет равна:

$$n_{\max} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g(\cos \varphi - f \sin \varphi)}{fR \sin \alpha}}, \text{ мин}^{-1}. \quad (2.38)$$

Нормальная работа корнеклубнемоющей будет при $n = (0,5 \dots 0,7)n_{\max}$. Подставляя значения S , n и $d = (0,15 \dots 0,25)D = aD$ в уравнение производительности, получим расчетную формулу для определения диаметра витка шнека:

$$D = \sqrt{\frac{2Q}{15\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \gamma \cdot k_3 \cdot k_0 \sqrt{\frac{g(\cos \varphi - f \sin \varphi)}{fR \sin \alpha}} (1 - a^2)}}, \text{ м.} \quad (2.39)$$

При транспортировке материалов вертикальной шнековой мойкой необходимо, чтобы частота вращения винта была выше некоторого критического числа. При частоте вращения винта ниже критического материал, находящийся на поверхности винта у его наружного края и соприкасающийся с внутренней поверхностью кожуха, не имеет вертикального перемещения, а вращается вместе с винтом или скатывается вниз.

Рассмотрим условие, при котором материал будет двигаться на ленте винта к внутренней поверхности кожуха шнека.

На материал, находящийся на витке шнека (рис. 2.5), действует сила тяжести mg и центробежная сила $m\omega^2 R$. Разложим силу тяжести mg на силу нормального давления $mg \cos \alpha$ и касательную $mg \sin \alpha$, которая препятствует движению материала к внутренней поверхности кожуха шнека. Центробежную силу $m\omega^2 R$ также разложим на силу нормального давления на виток шнека $m\omega^2 R \sin \alpha$ и касательную силу $m\omega^2 R \cos \alpha$, под действием которой материал движется по винту шнека.

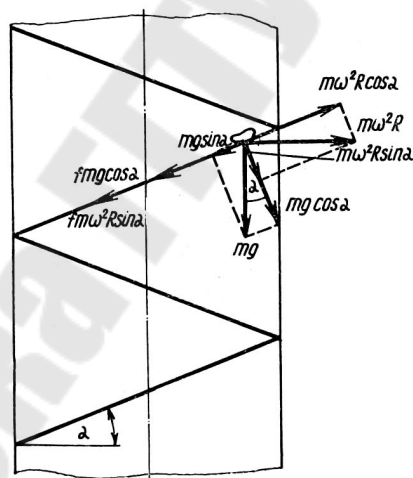


Рис. 2.5. Схема для расчета шнековой мойки

Силы нормального давления на виток $mg \cos \alpha$ и $m\omega^2 R \sin \alpha$ возбуждают соответственно силы трения $fmg \cos \alpha$ и $f m\omega^2 R \sin \alpha$. Обе эти силы и касательная $mg \sin \alpha$ препятствуют движению материала по витку. Очевидно, что движение материала по витку шнека вверх возможно при условии:

$$m\omega^2 R \cos \alpha > mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + f m\omega^2 R \sin \alpha, \quad (2.40)$$

где α – угол подъема винтовой линии, град; R – радиус витка, м; ω – угловая скорость вращения витка, рад/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; f – коэффициент трения движения материала по витку шнека.

Решая уравнение (2.40) относительно ω , определим минимально допустимую угловую скорость вращения вала шнека:

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{g(\operatorname{tg} \alpha + f)}{R(1 - f \operatorname{tg} \alpha)}}, \text{ рад/с.} \quad (2.41)$$

Так как $\omega = \frac{\pi n}{30}$, то частота вращения вала шнека будет равна:

$$n_{\min} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g(\operatorname{tg} \alpha + f)}{R(1 - f \operatorname{tg} \alpha)}}, \text{ мин}^{-1}. \quad (2.42)$$

Процесс резания корнеклубнеплодов принято рассматривать как воздействие на продукт острого клина, перемещающегося в перерезаемом материале. При этом различают два способа резания: *рубящее резание*, когда лезвие клина располагается перпендикулярно направлению движения, и *скользящее резание*, когда лезвие клина располагается под углом к направлению движения.

Рубящее резание имеет место при расположении лезвия ножей по радиусу диска или параллельно образующей барабана, а скользящее – при расположении лезвий ножей под некоторым углом к радиусу диска или образующей барабана, а также в случае применения ножей с криволинейной формой лезвия.

Вследствие того что угол трения корнеплодов по лезвию ножа очень велик (35...40°), а отклонение лезвия ножа от радиального положения в пределах угла трения не дает заметного уменьшения усилия резания, в существующих конструкциях корнерезок используют главным образом рубящее резание.

В соответствии с теорией клина процесс образования стружки при резании корнеклубнеплодов протекает следующим образом. В первый момент нож с углом заточки α (рис. 2.6), внедряясь в материал под действием силы P , сжимает стружку на пути a . Когда сила P достигнет некоторого предела, происходит скалывание элемента стружки на длине l , которая всегда больше пути сжатия a . Процесс резания корнеклубнеплодов протекает с переменным усилием. В пер-

вый момент перед внедрением ножа в материал усилие резания равно нулю. По мере продвижения ножа по пути сжатия усилие достигает некоторого максимума и в момент скалывания падает до нуля. Исследования позволили установить, что линия скалывания несколько опережает лезвие клина, и вначале она несколько углубляется в толщу материала, а затем направляется под некоторым углом вверх. Однако до поверхности разрыв не доходит, и скалываемые элементы получают связанными между собой. Величина пути уплотнения a может быть найдена по формуле академика В. П. Горячкина:

$$a = \frac{h \cos \varphi \sin^2 \left(\frac{90^\circ - \varphi}{2} \right) \cos \left(\frac{\varphi + \varphi_1 - \alpha}{2} \right)}{\cos^3 \left(\frac{\varphi + \varphi_1 + \alpha}{2} \right)}, \quad (2.43)$$

где h – толщина стружки, мм; α – угол резания; град; φ – угол трения материала о клин, град; φ_1 – угол трения в плоскости скалывания, град.

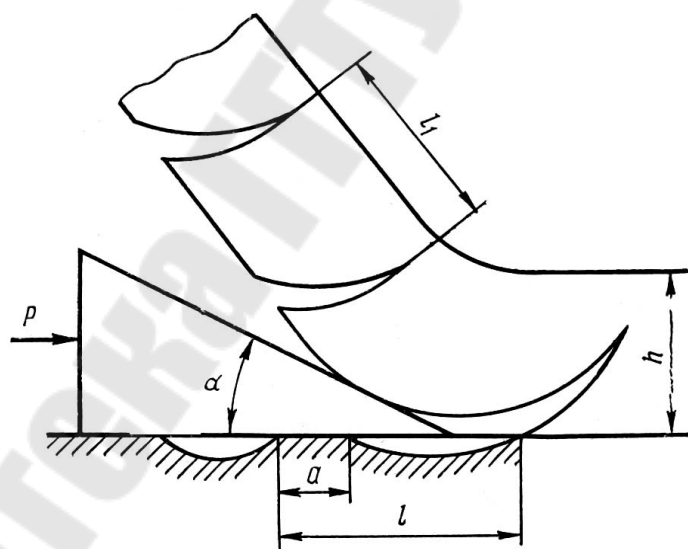


Рис. 2.6. Схема внедрения клина и образования стружки

При резании корнеклубнеплодов скалывание стружки происходит без заметного скольжения по плоскости скалывания, поэтому можно принять, что угол $\varphi_1 = 0$, и тогда формула (2.43) примет вид:

$$a = \frac{0,5h \cos \varphi \cos\left(\frac{\varphi - \alpha}{2}\right)}{\cos^3\left(\frac{\varphi + \alpha}{2}\right)}. \quad (2.44)$$

Отношение пути a сжатия к длине l элемента скалывания стружки определяется формулой:

$$\lambda = \frac{a}{l} = \frac{0,5 \cos \varphi \cos\left(\frac{\varphi - \alpha}{2}\right)}{(0,34 + 0,026\alpha + 0,5h) \cos^3\left(\frac{\varphi + \alpha}{2}\right)}. \quad (2.45)$$

Для определения общего усилия P резания корнеклубнеплодов может быть применена известная рациональная формула В. П. Горячкина:

$$P = P_0 + kbh + \varepsilon bh\vartheta^2, \text{ Н/см}, \quad (2.46)$$

где P_0 – некоторое постоянное сопротивление, Н/см; k и ε – коэффициенты пропорциональности; b – ширина срезаемой стружки, м; h – толщина срезаемой стружки, м; ϑ – скорость резания, м/с.

Слагаемые рациональной формулы расчлняют общее сопротивление на три части: некоторое постоянное сопротивление, не зависящее от сечения стружки; сопротивление деформации отрезаемого слоя; сопротивление, зависящее от скорости резания и обусловленное необходимостью отбрасывания сколотой стружки в сторону со скоростью ϑ . В общем виде формула (2.46) может быть записана:

$$P = P_0 + P_g + P_\vartheta, \text{ Н}. \quad (2.47)$$

По данным исследования Г. Новикова, сопротивление резанию лезвием P_0 зависит главным образом от механической прочности материала, от параметров ножа: толщины лезвия ножа и угла резания α , толщины отрезаемой стружки h и может быть определено по формуле:

$$P_0 = \beta \Delta L t^m \lambda, \quad (2.48)$$

где β – коэффициент, зависящий от механической прочности материала (для свеклы 10,4, для моркови 7,5 и картофеля 6,5); ΔL – длина

нагруженной части лезвия ножа, см; t – толщина лезвия ножа (0,003...0,01 см); λ – отношение пути сжатия a к длине элемента скалывания l ; m – показатель степени (для свеклы 0,53, моркови 0,5 и картофеля 0,55).

Второй член формулы определяется выражением:

$$P_g = \frac{k}{\xi} \Delta L h. \quad (2.49)$$

При этом

$$\xi = \frac{l}{h} = 0,34 + 0,026\alpha + 0,5h;$$

$$k = \frac{0,2k_4 \sin(\alpha + 2\varphi) \cos\left(\frac{\varphi - \alpha}{2}\right)}{\cos^5\left(\frac{\varphi + \alpha}{2}\right)},$$

где k_4 – предельное напряжение скалывания, равное для сахарной свеклы $9,3 \cdot 10^4$, моркови $5,1 \cdot 10^4$ и картофеля $3,8 \cdot 10^4$ Н/м².

Третий член формулы определяется выражением:

$$P_{\vartheta} = 0,025 \Delta L h \vartheta^2, \quad (2.50)$$

где ϑ – скорость резания, м/с.

Приведенные формулы для определения среднего усилия резания громоздки. Поэтому при расчетах пользуются средним удельным усилием резания, которое находится в пределах $q = (15...20)$ Н/см длины разреза.

Соппротивление резанию корнеплодов зависит от их физико-механических свойств, а также от установки ножа, толщины лезвия и состояния рабочей поверхности. Для резания долго хранившихся корнеклубнеплодов усилие резания больше, чем для свежескопанных. С увеличением размеров корнеклубнеплодов, увеличением толщины резки и толщины лезвия ножа усилие резания увеличивается.

Для измельчения корнеклубнеплодов могут применяться ножи различной формы: плоские с прямолинейным сплошным или зубчатым лезвием; плоские с криволинейным лезвием; совочкообразные

ножи со сплошным лезвием или отдельные ножички совочкообразной формы.

Наибольшее распространение получили плоские ножи с прямолинейным лезвием. По ГОСТу 772-90 для корнерезок принят единый тип ножа – плоский двусторонний. С одной стороны нож имеет сплошное прямолинейное лезвие, а с другой – зубчатое, с прямоугольными зубцами, шириной 20 мм, высотой 15 мм и расстоянием между ними 11 мм. Заточка обеих лезвий односторонняя, угол заточки равен 18°. Ножи изготавливают из инструментальной стали марки У9 или из стали марок 65Г и 70Г. Толщина лезвия ножа не должна превышать 0,1 мм. Рабочую часть ножа на ширину 20...25 мм от каждого лезвия подвергают термической обработке.

Тема 3. ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ

3.1. Машины для тепловой обработки корнеклубнеплодов

Тепловой обработке подвергаются многие сельскохозяйственные корма: картофель, концентраты, грубые корма (солома, мякина, грубостебельчатое сено), а также пищевые отходы. Целью ее является улучшение вкусовых качеств кормов, лучшая усвояемость их организмом животных, а также стерилизация кормовых продуктов. Наиболее распространенной технологической схемой тепловой обработки корнеплодов является мойка – варка – мятие – смешивание – охлаждение.

К технологии тепловой обработки корнеклубнеплодов предъявляются следующие требования:

– производительность отдельных агрегатов, а также поточных технологических линий должна соответствовать разовой даче корма, поскольку длительное хранение подготовленного корма не допускается;

– в процессе тепловой обработки продукт не должен загрязняться посторонними примесями;

– принятая технология должна обеспечивать требуемый режим тепловой обработки по времени и температуре;

– технология тепловой обработки должна обеспечивать максимальную механизацию и автоматизацию всех процессов.

Современные конструкции агрегатов для тепловой обработки кормов классифицируются: по *назначению* – для тепловой обработки корнеклубнеплодов, грубых кормов и пищевых отходов; по *источнику энергии* – на паровые и электрические; по *технологическому процессу* – периодического и непрерывного действия. Такие агрегаты выпускаются стационарными и передвижными.

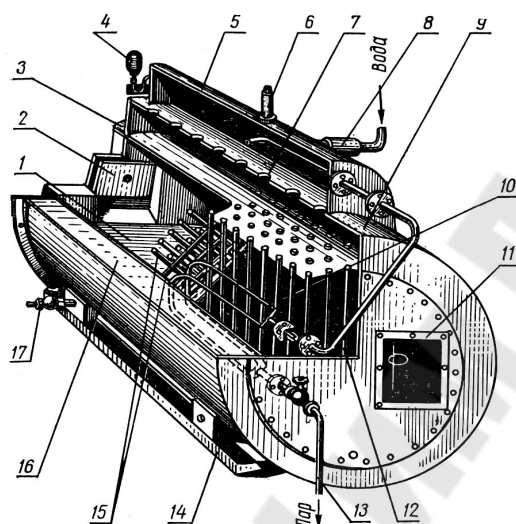


Рис. 3.1. Схема котла КВ-300:

1 – колосниковая решетка; 2 – топочная дверца; 3 – жаровая камера; 4 – манометр; 5 – паросборник; 6 – предохранительный клапан; 7 – отверстия для прохода пара; 8 – обратный клапан; 9 – наружный корпус; 10 – паронагреватель; 11 – фланец для присоединения дымовой трубы; 12 – вертикальные кипяtilьные трубы; 13 – пароводводящая труба; 14 – салазки; 15 – наклонные кипяtilьные трубы; 16 – водяная камера котла; 17 – продувочный кран

По конструкции они подразделяются на запарники, запарники-смесители и кормоприготовительные агрегаты. Последние обеспечивают не только запаривание корнеклубнеплодов, но и их очистку от камней, мойку, транспортировку в камеру запаривания, выгрузку готового продукта, мятие и смешивание с другими компонентами. Наибольшее распространение получили паровые агрегаты для тепловой обработки кормов.

Наряду с паровыми кормозапарниками применяются и электрические: с нагревательным элементом, расположенным внутри запарочного чана, и с электродным котлом-парообразователем.

К кормозапарникам предъявляются следующие требования:

- минимальный расход пара на запаривание порции продукта;
- равномерность прогрева всего объема продукта, находящегося в кормозапарнике;

- соответствие емкости запарника паропроизводительности парового котла;
- безопасность обслуживания, простота и надежность конструкции.

Для запаривания продукта расходуется определенное количество теплоты. Передача теплоты от источника к продукту осуществляется посредством теплоносителя. В паровых кормозапарниках теплоносителем является водяной пар. При обработке корнеклубнеплодов паром в них лучше сохраняются питательные вещества, а вредные – соланин и акроин – улетучиваются вместе с конденсатом.

Для производства пара на тепловую обработку кормов, для нагрева воды, отопления помещений и других нужд животноводческих ферм используют специальные котлы-парообразователи двух типов: вертикальные и горизонтальные. К первому типу относится вертикальный котел КМ-1600, ко второму – горизонтальные котлы КВ-200, КВ-300 (рис. 3.1) и котел Д-721. Основные параметры этих котлов приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Техническая характеристика котлов-парообразователей

Показатели	КМ-1600	КВ -200	КВ- 300	Д-721
Паропроизводительность, кг/ч	300	200	300	800
Давление пара, кПа	166,7	166,7	166,7	166,7
Температура пара, °С	110...115	120...130	120...130	120...130
Размеры, мм: диаметр	1208	1000	1200	–
высота (без дымовой трубы)	3540	1300	1500	1860
Масса, кг	1100	850	1200	1660

Запарники-мялки. Одним из наиболее простых запарочных агрегатов является запарник-мялка (рис. 3.2). Этот агрегат представляет собой сварной цилиндр, внизу которого установлен винтовой транспортер мялки.

Рабочий процесс запарника-мялки происходит следующим образом. Корнеплоды загружают в запарник через загрузочную воронку. После загрузки крышка запарника закрывается и подводится пар через распределительные паропроводы. Загруженный продукт прогревается паром, а конденсат стекает через патрубок, расположенный внизу цилиндра мялки. Продукт считается запаренным, когда из патрубка для стока конденсата пойдет струя пара.

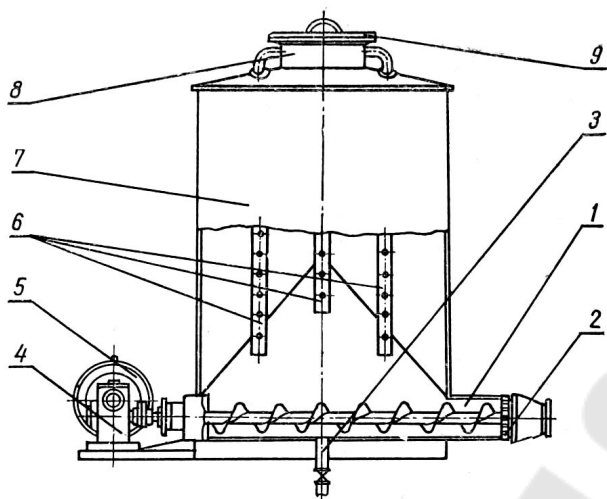


Рис. 3.2. Запарник-мялка:

- 1 – труба горизонтального винтового транспортера мялки;
 2 – решетка; 3 – патрубок; 4 – редуктор; 5 – электродвигатель;
 6 – распределительные паропроводы; 7 – запарник; 8 – загрузочная
 воронка; 9 – крышка с подводным паропроводом

После этого доступ пара перекрывают, дают небольшую выдержку и включают винтовой транспортер. Винтовой транспортер в конце винта имеет штуцер с решеткой, через отверстия которой продавливаются запаренные корнеклубнеплоды.

К этой группе относится также семейство унифицированных однотипных смесителей-запарников С-2 и С-7, ВК-1, базовой моделью для которых является запарник-смеситель С-12.

Кормоприготовительные агрегаты. Использование кормоприготовительных агрегатов обеспечивает поточность всех операций обработки продукта и высокую степень механизации и автоматизации производственного процесса.

Кормоприготовительный агрегат ЗПК-4 (рис. 3.3) предназначен для мойки, запаривания и мятия картофеля, а также для закладки его на силос. Картофель подается ковшовым транспортером ТК-3 в мойку агрегата, где приводится в движение вращающимся активатором. Вода, выходящая из оросителя, отмывает вращающийся картофель от грязи. Грязь и комки отбрасываются центробежной силой в камнеборник. Вымытый картофель вертикальным шнеком подается в запарочный чан. При этом по пути движения он орошается противотоком чистой воды.

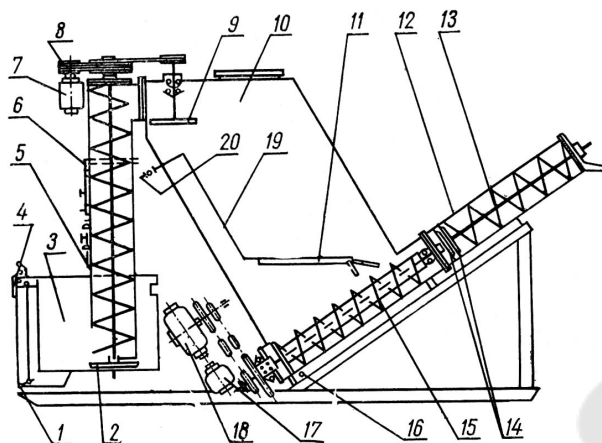


Рис. 3.3. Схема агрегата ЗПК-4:

1 – камнесборник; 2 – активатор; 3 – мойка; 4 – рукоятка; 5 – шнек; 6 – водопровод; 7, 17 – электродвигатели; 8 – привод; 9 – распределительное устройство; 10 – запарный чан; 11 – паровой коллектор; 12 – кожух мяльного шнека; 13 – мяльный шнек; 14 – ножи; 15 – выгрузной шнек; 16 – конденсатная труба; 18 – редуктор; 19 – паропровод; 20 – вентиль

Для равномерного распределения картофеля в запарочном чане предусмотрено распределительное устройство в виде вращающегося диска. Запарочный чан заполняется до уровня смотровых окон. Пар подается в запарочный чан через коллектор. Конденсат, образующийся при запаривании, стекает в нижнюю часть кожуха выгрузного шнека и через отверстие в канализацию. Конец запарки определяют по интенсивному выходу пара из конденсационного отверстия. Запаренный картофель под действием силы тяжести опускается вниз и выгрузным шнеком подается в мялку. Мятый картофель выгружается в смеситель типа С-2, АПС-6 или в смеситель-кормораздатчик РС-5.

Производительность кормоприготовительного агрегата составляет 0,95 т/ч; вместимость запарного котла по картофелю – 1600 кг; мощность электродвигателей – 4,4 кВт; потребность в паре на 1 кг картофеля – 0,16...0,19 кг; высота выгрузки корма – 1050 мм; длина – 4700 мм; ширина – 1520 мм; высота – 2780 мм.

3.2. Расчет основных параметров запарников периодического действия

В процессе запаривания количество теплоты Q , подаваемое паром в запарный чан, расходуется на нагрев продукта Q_1 , на нагрев

стенок запарника Q_2 и на потери в окружающую среду Q_3 , т. е. можно записать:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \text{ Дж.} \quad (3.1)$$

Количество теплоты, необходимое для нагревания любого продукта в пределах температур $(T - T_1)$, согласно законам термодинамики, пропорционально массе продукта и его удельной теплоемкости, т. е.

$$Q_1 = m_1 c_1 (T_{\text{КОН}} - T_{\text{НАЧ}}), \text{ Дж,} \quad (3.2)$$

где m_1 – масса нагреваемого продукта, кг; c_1 – удельная теплоемкость продукта, Дж/кг °С; $T_{\text{НАЧ}}$ – начальная температура продукта, °С; $T_{\text{КОН}}$ – конечная температура продукта, °С.

Количество теплоты, расходуемой на нагрев стенок запарника, составит:

$$Q_2 = m_2 c_2 (T_{\text{КОН}} - T_{\text{НАЧ}}), \text{ Дж,} \quad (3.3)$$

где m_2 – масса запарника, кг; c_2 – удельная теплоемкость материала запарника, Дж/кг °С; $T_{\text{НАЧ}}$ – начальная температура стенок запарника, °С; $T_{\text{КОН}}$ – конечная температура стенок запарника, °С.

Количество теплоты, расходуемой на потери в окружающую среду, можно определить по формуле:

$$Q_3 = F \beta t (T_C - T_B), \text{ Дж,} \quad (3.4)$$

где F – площадь поверхности запарочного чана, м²; β – коэффициент теплопередачи, Вт/м² °С; t – время процесса запаривания порции продукта, с; T_C – температура наружной стенки запарочного чана, °С; T_B – температура окружающего воздуха, °С.

Суммарный коэффициент теплопередачи приближенно определяется по формуле:

$$\beta = 7,8 + 0,047 \Delta T, \quad (3.5)$$

где ΔT – разность температур между нагретыми стенками запарника и окружающим воздухом, °С.

Общее количество теплоты, необходимое на запаривание продукта, передается паром с энтальпией i .

Следовательно, для запаривания порции продукта при полном использовании теплоты пара количество его определяется по формуле:

$$P = \frac{Q}{i_{\text{П}}}, \text{ кг}, \quad (3.6)$$

где Q – количество теплоты на запаривание продукта, Дж; $i_{\text{П}}$ – энтальпия пара, Дж/кг.

В связи с тем что при запаривании продукта пар конденсируется, часть теплоты не используется и уходит вместе с конденсатом. Поэтому потребное количество пара:

$$P = \frac{Q}{i_{\text{П}} - i_{\text{К}}}, \text{ кг}, \quad (3.7)$$

где $i_{\text{К}}$ – энтальпия конденсата, Дж/кг.

Для парообразователей с низким давлением при расчетах можно считать, что энтальпия конденсата численно равна его температуре. Расход пара на нагревание продукта определится по формуле:

$$P_1 = \frac{Q_1}{i_{\text{П}} - i_{\text{К}}} = \frac{m_1 c_1 (T_{\text{КОН}} - T_{\text{НАЧ}})}{i_{\text{П}} - i_{\text{К}}}, \text{ кг}. \quad (3.8)$$

Соответственно удельный расход пара на нагрев продукта равен:

$$p_1 = \frac{P_1}{m_1}, \text{ кг/кг}, \quad (3.9)$$

где m_1 – масса запаренного продукта, кг.

Для корнеклубнеплодов удельный расход пара составляет 0,16...0,20 кг/кг; для соломы – 0,35...0,50 кг/кг; для воды – 0,20 кг/кг. Расход пара на нагревание стенок запарника определяется по формуле:

$$P_2 = \frac{Q_2}{i_{\text{П}} - i_{\text{К}}} = \frac{m_2 c_2 (T_{\text{КОН}} - T_{\text{НАЧ}})}{i_{\text{П}} - i_{\text{К}}}, \text{ кг}. \quad (3.10)$$

Удельный расход пара равен:

$$p_2 = \frac{P_2}{m_2}, \text{ кг/кг}. \quad (3.11)$$

Для современных конструкций кормоприготовительных агрегатов удельный расход пара составляет 0,01...0,025 кг/кг. Расход пара на компенсацию потерь теплоты в окружающую среду определяется по формуле:

$$P_3 = \frac{Q_3}{i_{\text{П}} - i_{\text{К}}} = \frac{F\beta t(T_C - T_B)}{i_{\text{П}} - i_{\text{К}}}, \text{ кг.} \quad (3.12)$$

Соответственно удельный расход пара будет:

$$p_3 = \frac{P_3}{F\beta t}, \text{ кг/м}^2. \quad (3.13)$$

Для запарников без изоляции p_3 составляет 0,01...0,015 кг/м². При наличии изоляции p_3 не превышает 0,005 кг/м². Изоляция наружных стенок кормозапарников дает экономию пара от 2 до 5 % от общего расхода пара на запаривание.

Удельная теплоемкость некоторых материалов и кормов (кДж/кг · °С)

Дерево	2,5	Зерно	2,3
Сталь	0,48	Мука	1,8
Кирпич	0,92	Солома	2,3
Картофель	3,6	Вода	4,2
Свекла кормовая	3,8		

Установлено, что на технологический процесс запаривания кормов оказывают влияние следующие факторы: параметры пара, удельная теплоемкость продукта, его начальная и конечная температура, время запаривания, температура окружающей среды и геометрические параметры запарочного чана.

Основные геометрические параметры запарочного чана определяются из уравнения производительности:

$$Q_3 = \frac{V\gamma k_3}{t}, \text{ кг/с,} \quad (3.14)$$

где V – объем запарочного чана, м³; t – время цикла запаривания, с; γ – объемная масса корнеклубнеплодов, кг/м³; k_3 – коэффициент заполнения запарочного чана, равный 0,85...0,9.

Время цикла складывается из времени загрузки t_1 , времени запаривания t_2 и времени разгрузки t_3 , т. е.

$$t = t_1 + t_2 + t_3, \text{ с.} \quad (3.15)$$

Из уравнения производительности (3.14) получим:

$$V = \frac{Qt}{\gamma k_3}, \text{ м}^3. \quad (3.16)$$

С другой стороны, объем запарочного чана может быть выражен через его диаметр и высоту:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H, \text{ м}^3, \quad (3.17)$$

где D – диаметр запарочного чана, м; H – высота запарочного чана, м.

С точки зрения уменьшения потерь теплоты в окружающую среду поверхность запарочного чана при заданном объеме должна быть минимальной. Таким требованиям отвечает форма шара, но она затрудняет механизацию погрузки и выгрузки продукта.

Наиболее простой является форма цилиндра, который при заданном объеме имеет минимальную боковую поверхность. Эту задачу можно решить путем исследования функции, выражающей поверхность и объем, на экстремум.

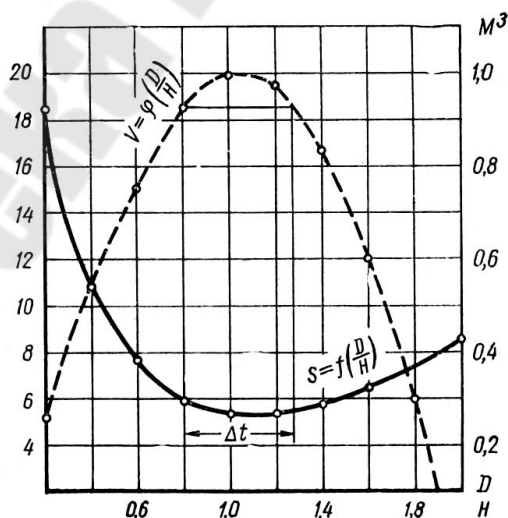


Рис. 3.4. Изменение полной поверхности и емкости запарника в зависимости от отношения диаметра к высоте

Установлено, что минимальная поверхность при заданном объеме запарника будет в том случае, когда диаметр запарника D равен его высоте H .

На рис. 3.4 показана графическая интерпретация изменения полной поверхности S и объема V запарника в зависимости от отношения D/H . Из графика видно, что наименьшая поверхность запарника при $D/H = 1$. При уменьшении или увеличении этого отношения поверхность запарника всегда увеличивается, причем наиболее резко за пределами отношения $D/H = 0,8...1,3$. Поэтому при проектировании запарников цилиндрической формы не рекомендуется выходить за пределы указанных отношений. Учитывая это, получаем:

$$H = \frac{D}{0,8...1,3}, \text{ м.} \quad (3.18)$$

Подставляя значение H в уравнение (3.17), получим:

$$V = \frac{\pi D^3}{3,2...5,2}, \text{ м}^3. \quad (3.19)$$

Подставляя значение V в уравнение (3.16) и решая его относительно D , получим расчетную формулу для определения диаметра запарника:

$$D = \sqrt[3]{\frac{(3,2...5,2)Q_3t}{\pi H^2 \gamma k_3}}, \text{ м.} \quad (3.20)$$

Решая уравнения относительно H , найдем высоту запарника:

$$H = \frac{4Q_3t}{\pi D^2 \gamma k_3}, \text{ м.} \quad (3.21)$$

На равномерность прогрева продукта в запарнике оказывает влияние конструкция парораспределительного паропровода. Необходимо, чтобы суммарная площадь всех отверстий на парораспределителе была равна площади поперечного сечения парораспределителя, т. е.

$$\frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{\pi d^2}{4} n z, \quad (3.22)$$

где D_1 – диаметр парораспределителя, м; d – диаметр отверстия на парораспределителе, м; n – количество отверстий на парораспределителе в ряду; z – число рядов.

С уменьшением суммарного сечения отверстий по сравнению с сечением распределительного паропровода возрастает время запаривания продукта, так как уменьшается расход пара. С увеличением суммарного сечения отверстий повышается неравномерность прогрева продукта.

Основными параметрами распределительного паропровода являются: диаметр паропровода, диаметр отверстий и их количество. Количество пара, подводимого к парораспределителю, можно определить по формуле:

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi D_1^2}{4} \vartheta \rho, \text{ кг/с}, \quad (3.23)$$

где D_1 – диаметр паропровода, м; ϑ – скорость движения пара в паропроводе, м/с; $\vartheta = 25 \dots 30$ м/с; ρ – плотность пара, кг/м³.

С другой стороны, секундный расход пара запарником равен:

$$P_{\text{пр}} = \frac{P}{t}, \text{ кг/с}, \quad (3.24)$$

где P – количество пара, необходимого на запаривание продукта, кг; t – время цикла запаривания, с.

Подставив секундный расход пара в уравнение (2.23) и решая его относительно D_1 , найдем диаметр распределительного паропровода:

$$D_1 = 2 \sqrt{\frac{P_{\text{пр}}}{\pi t \vartheta \rho}}, \text{ м}. \quad (3.25)$$

Количество отверстий в ряду зависит от длины парораспределительного паропровода и шага отверстий:

$$n = \frac{L}{t}, \quad (3.26)$$

где L – длина парораспределительного паропровода, м; t – шаг отверстий, м.

Из практических данных известно, что прогрев идет наиболее быстро и равномерно, когда вокруг парораспределительного паропро-

вода образуется сплошной слой пара толщиной 0,03...0,04 м. Для обеспечения этого условия на парораспределителе делается зенковка отверстий.

Шаг отверстий (рис. 3.5) равен:

$$t_{\text{отв}} = 2l + d. \quad (3.27)$$

Величина l определяется через высоту h сплошного слоя и угол α выхода пара:

$$l = \frac{h}{\text{tg } \alpha}. \quad (3.28)$$

Тогда

$$t = \frac{2h}{\text{tg } \alpha} + d. \quad (3.29)$$

Подставляя значение t в уравнение (2.26), а значение n – в уравнение (2.22) и решая его относительно d , получим:

$$d = \frac{D_1}{2Lz} \left(D_1 + \sqrt{D_1^2 + \frac{8Lh^z}{\text{tg } \alpha}} \right), \text{ м.} \quad (3.30)$$

Угол α зависит от угла зенковки: если последний равен 120° , то $\alpha = 30^\circ$. Количество рядов отверстий на парораспределительном паропроводе выбирают в зависимости от расхода пара. При секундном расходе пара до 0,055 кг $z = 3...4$, а при расходе более 0,055 кг $z = 4...6$. Диаметр патрубка для выхода конденсата определяют из условия:

$$q = F \vartheta_K \rho, \text{ кг/с,} \quad (3.31)$$

где q – количество конденсата, которое образовывается при запаривании продукта, кг/с; F – сечение патрубка для выхода конденсата, м^2 ; ϑ_K – средняя скорость истечения конденсата, м/с; ρ – плотность конденсата, кг/м^3 .

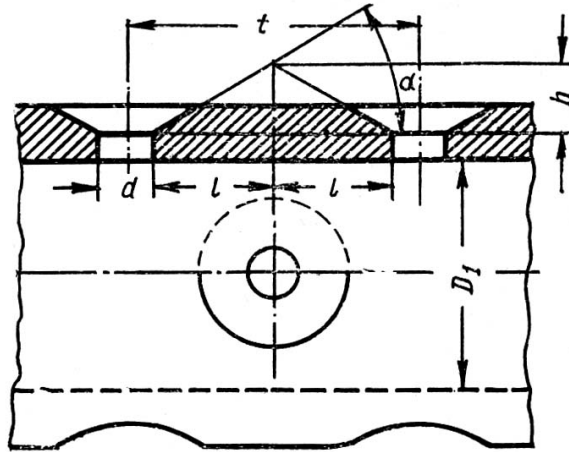


Рис. 3.5. Схема определения количества и диаметра отверстий на распределительном паропроводе

Исследованиями установлено, что для непрерывного потока конденсата скорость его должна быть 1,2...1,5 м/с. Поскольку в процессе тепловой обработки весь пар, поступающий в запарник, превращается в конденсат до полного прогрева продукта и выходит из запарника, то количество образовавшегося конденсата эквивалентно поступающему в запарник пару, т. е. $q = P$. Количество пара, поступающего в запарник, равно:

$$P = pQ, \text{ кг/с}, \quad (3.32)$$

где p – суммарный удельный расход пара, кг/кг; Q – производительность запарника, кг/с.

Сечение патрубка для выхода конденсата определяется формулой:

$$F = \frac{\pi d_K^2}{4}, \text{ м}, \quad (3.33)$$

где d_K – диаметр патрубка, м.

Подставив значения q и F в уравнение (3.21) и решив его относительно d_K , получим:

$$d_K = 2 \sqrt{\frac{pQ}{\pi \vartheta_K \rho}}, \text{ м}. \quad (3.34)$$

3.3. Расчет основных параметров запарников непрерывного действия

На технологический процесс запаривания кормов в запарниках непрерывного действия оказывают влияние параметры пара, скорость его движения в запарнике, физико-механические свойства кормов, а также параметры самого запарника: диаметр, высота или длина. Основные параметры запарника непрерывного действия могут быть определены из уравнения производительности:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \vartheta \gamma \varphi, \text{ кг/с}, \quad (3.35)$$

где D – диаметр запарочного чана, м; ϑ – скорость движения продукта в запарнике, м/с; γ – объемная масса продукта, кг/м³; φ – коэффициент заполнения запарочного чана, равный 0,85...0,90.

Скорость движения продукта в запарочном чане зависит от высоты запарника (для вертикальных) или длины (для горизонтальных) и времени пребывания продукта в запарнике, которое должно быть равно времени, необходимому на запаривание корнеклубнеплодов:

$$\vartheta = \frac{H}{t}, \text{ м/с}, \quad (3.36)$$

где H – высота запарочного чана, м; t – технологическое время, необходимое для запаривания корнеклубнеплодов, с.

Подставляя значение ϑ в уравнение (3.35), получим:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{H}{t} \gamma \varphi, \text{ кг/с}. \quad (3.37)$$

Количество пара, проходящее в запарнике между частицами продукта, равно:

$$P = \frac{\pi D^2}{4} \vartheta_{\Pi} \rho_{\Pi} (1 - k), \text{ кг/с}, \quad (3.38)$$

где ϑ_{Π} – скорость движения пара в запарочном чане, равная 0,20...0,26 м/с; ρ_{Π} – плотность пара, кг/м³; k – коэффициент, учитывающий пустоты между корнеклубнеплодами, равный 0,6...0,7.

Количество пара, проходящего через запарник при установившемся режиме работы, равно количеству пара на нагрев продукта и компенсацию потерь теплоты в окружающую среду. При наличии изоляции расходом пара на компенсацию тепловых потерь в окружающую среду можно пренебречь ввиду его малости. Тогда секундный расход пара на нагрев продукта будет равен:

$$P = \frac{Qc(T_{\text{КОН}} - T_{\text{НАЧ}})}{i_{\text{П}} - i_{\text{К}}}, \text{ кг/с}, \quad (3.39)$$

где Q – производительность запарочного чана, кг/с; c – удельная теплоемкость продукта, Дж/(кг · °С); $T_{\text{КОН}}$ – конечная температура нагрева продукта, °С; $T_{\text{НАЧ}}$ – начальная температура продукта, °С; $i_{\text{П}}$ и $i_{\text{К}}$ – соответственно энтальпия пара и конденсата, Дж/кг.

Подставив в уравнение (3.39) значение Q , получим:

$$P = \frac{\pi D^2 H \gamma \varphi c (T_{\text{КОН}} - T_{\text{НАЧ}})}{4t(i_{\text{П}} - i_{\text{К}})}, \text{ кг/с}. \quad (3.40)$$

При установившемся режиме работы запарника количество пара, проходящего через запарник, должно быть равно количеству пара на нагрев продукта:

$$\frac{\pi D^2}{4} \vartheta_{\text{П}} \rho_{\text{П}} (1 - k) = \frac{\pi D^2 H \gamma \varphi c (T_{\text{КОН}} - T_{\text{НАЧ}})}{4t(i_{\text{П}} - i_{\text{К}})}. \quad (3.41)$$

Решив уравнение (3.41) относительно H , получим:

$$H = \frac{\vartheta_{\text{П}} \rho_{\text{П}} t (i_{\text{П}} - i_{\text{К}})}{\gamma \varphi c (T_{\text{КОН}} - T_{\text{НАЧ}})} (1 - k), \text{ м}. \quad (3.42)$$

При известном значении H диаметр запарника равен:

$$D = 2 \sqrt{\frac{Qt}{\pi H \gamma \varphi}}, \text{ м}. \quad (3.43)$$

Тема 4. МЕХАНИЗАЦИЯ ДОЗИРОВАНИЯ И ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОРМОВЫХ СМЕСЕЙ

4.1. Назначение и классификация дозирующих устройств

По принципу действия машины для дозирования кормов разделяются на *дозирующие по объему* и *по массе*. Наибольшее распространение получил способ дозирования по объему. В большинстве кормоприготовительных агрегатов; применяемых в животноводстве, установлены объемные дозаторы. В зависимости от принципа действия дозирующих машин процесс дозирования может быть *непрерывным* и *периодическим*.

Непрерывное дозирование применяется при непрерывном приготовлении кормовых смесей. Например, для получения кормовой смеси (рис. 4.1, *а*) из нескольких компонентов, находящихся в бункерах 1, их пропускают в определенной пропорции через объемные дозаторы 2 в сборный шнек 3, который частично перемешивает их и подает в смеситель непрерывного действия 4. Готовая кормосмесь вертикальным транспортером загружается в бункера 5 или выдается в вагонетки.

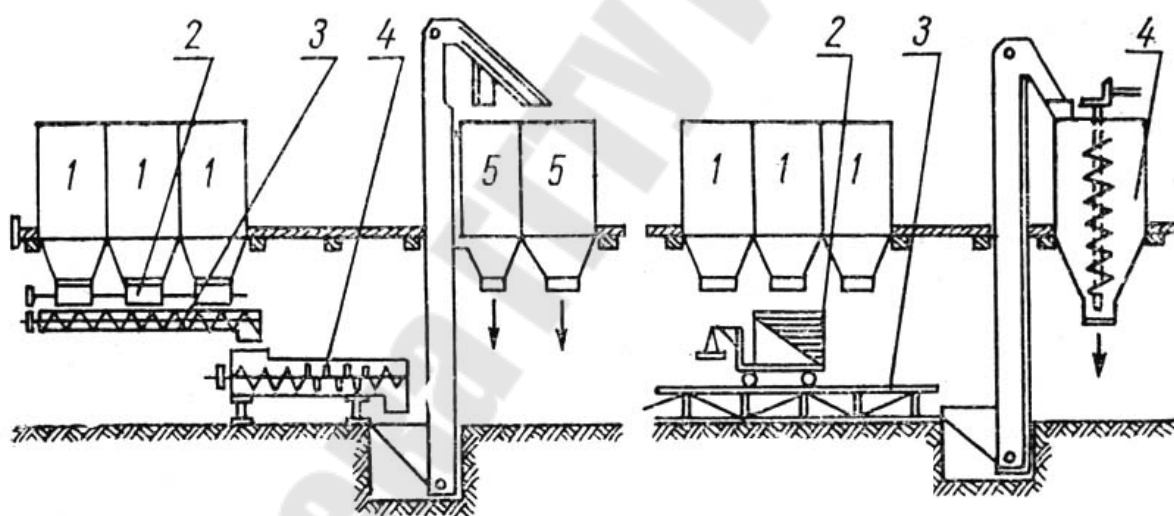


Рис. 4.1. Схемы процесса дозирования кормов:
а – непрерывного; *б* – периодического

Периодическое дозирование применяется при циклическом процессе приготовления разнообразных кормовых смесей и может осуществляться по следующей простейшей схеме (рис. 4.1, *б*). Компоненты кормов загружаются в бункера 1, под которыми установлены передвижные весы с ящиком 2. Весы с ящиком перемещаются по направляющим 3. Корма поочередно отвешиваются и загружаются в смеситель периодического действия 4, из которого выдается готовая кормосмесь.

По уровню автоматизации процесса дозаторы могут быть: с ручным управлением, полуавтоматические и автоматические. Процессом дозирования у дозаторов с ручным управлением руководит оператор. При полуавтоматическом дозировании часть работы оператора выполняют другие вспомогательные механизмы: счетчики порций, устройства для подачи материала в дозатор и др. При полной автоматизации процесса дозаторы могут работать по разомкнутому и замкнутому циклам. В первом случае они работают как исполнительные механизмы, выдающие заданное количество вещества независимо от изменения его параметров. При работе по замкнутому циклу изменение подачи материала производится по управляющим сигналам системы автоматического регулирования (САР).

В зависимости от видов материалов дозаторы подразделяются на *устройства для дозирования сухих, тестообразных и жидких кормовых компонентов.*

Дозирующие устройства должны быть обеспечены приспособлениями для изменения порции продукта, взятия проб при контрольной проверке точности дозирования и заданной производительности. Отклонения от заданной точности дозирования кормовых ингредиентов не должны превышать допускаемых технологией производства комбикормов.

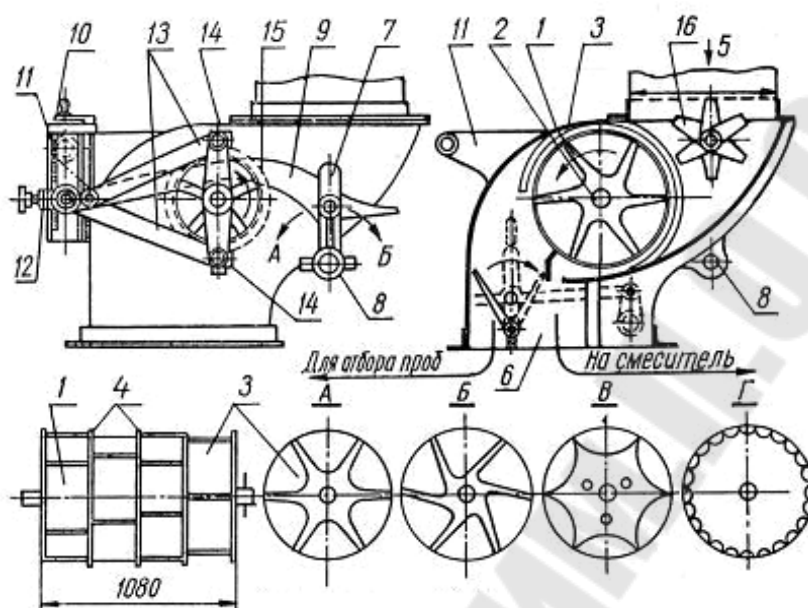
Дозаторы для сухих кормов. Для дозирования сухих рассыпных кормов применяют *барабанные, тарельчатые, дисковые, ленточные, шнековые, вибрационные и весовые дозаторы.*

Барабанные дозаторы различают: по форме желобков барабана; по размерам и производительности; по способу регулирования подачи (с регулировкой рабочего объема и скорости вращения барабана); по конструкции приводного механизма.

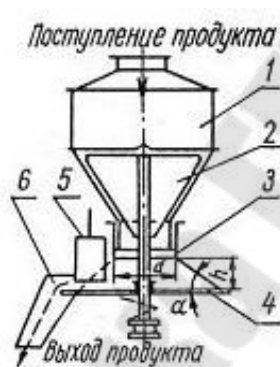
Однако принцип работы различных конструкций барабанных дозаторов во многом схож, поэтому рассмотрим его на рис. 4.2, а.

Основным рабочим органом барабанного дозатора является ячеистый барабан 1, закрепленный на валу 2. Барабан состоит из чугунных звездочек 3, разделенных дисками 4 на четыре секции. Звездочки расположены на валу таким образом, что концы лопаток каждой секции лежат в разных плоскостях, т. е. смещены относительно друг друга. Это обеспечивает более равномерную подачу продукта при дозировании. В зависимости от физико-механических свойств дозируемых материалов применяются звездочки с различной формой поперечного сечения. Звездочки с ячейкой формы А предназначены для зерновых кормов; формы Б – для мучных продуктов тонкого помола; формы В – для продуктов со слабой подвижностью частиц, т. е.

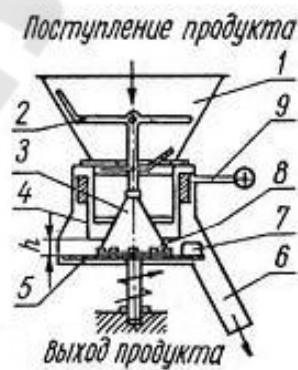
плохосыпучих кормов; формы Г – для продуктов, входящих в состав комбикормов в небольшом количестве, например, для различных минеральных и витаминных добавок.



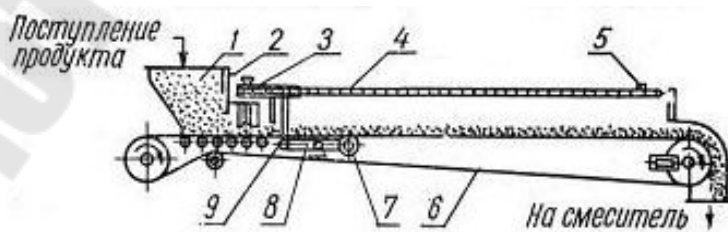
а)



б)



в)



г)

Рис. 4.2. Дозаторы кормов:

а – барабанные; б – тарельчатый; в – дисковый микродозатор; г – ленточный

Материал, поступающий в дозатор через приемное окно 5, падает в ячейки (ковши) барабана и при повороте (опрокидывании) его выбрасывается в выходное окно 6. Ячеистый барабан получает вращательное движение от специального механизма, состоящего из системы шарнирно связанных между собой рычагов, получающих колебательное движение от приводного рычага 7. Последний совершает колебательное движение по дуге АБ от общего вала 8, рассчитанного на привод всей группы дозирующих машин. От приводного рычага 7 колебательное движение передается шарнирным рычагом 9 кулисе 10 относительно неподвижного пальца 11. Кулиса каретки 12 шарнирно связана с рычагами 13, на одном конце которых имеются серьги и собачки 14. Последние входят в зацепление с зубьями храпового колеса 15, укрепленного на валу ячеистого барабана. Для более равномерного движения ячеистого барабана каждая серьга имеет по две собачки, смещенные одна относительно другой на полшага зубьев храпового колеса.

При движении приводного рычага 7 вправо нижний рычаг 13 своими собачками повернет против часовой стрелки храповое колесо 15; при движении приводного рычага влево собачки верхнего рычага 13 повернут храповое колесо в том же направлении. Вместе с храповым колесом будет вращаться и ячеистый барабан. Чтобы выключить дозатор, поднимают рычаг 9, благодаря чему он разъединяется с приводным рычагом 7, кулиса не совершает колебательных движений, а ячеистый барабан не вращается.

Для предотвращения залегания продукта и равномерного его поступления на барабан в приемном окне дозатора установлен побудитель 16.

По описанному принципу работают выпускаемые промышленностью барабанные дозаторы Д-5, ДП-1 и др. Подача равна 20...45 м³/ч, потребляемая мощность 0,5...0,8 кВт.

4.2. Расчет основных параметров дозаторов кормов

Подачу барабанных дозаторов с регулировкой рабочего объема барабана можно определить по формуле:

$$Q = V \frac{\omega}{2\pi} \gamma, \text{ кг/с}, \quad (4.1)$$

где V – объем продукта, выдаваемый за один оборот барабана, м^3 ; ω – угловая скорость дозирующего органа, рад/с ; γ – объемная масса продукта, кг/м^3 .

Величину V для дозатора барабанного типа можно определить по формуле:

$$V = F_{\text{ж}} l z k_3, \text{ м}^3, \quad (4.2)$$

где $F_{\text{ж}}$ – площадь поперечного сечения одного желобка, м^2 ; l – рабочая длина желобка, м ; z – число желобков на барабане; $k_3 = 0,8 \dots 0,95$ – коэффициент заполнения желобков.

Равномерность заполнения желобков и точность дозирования зависят от частоты вращения барабана и числа желобков. Частота вращения не должна превышать $30 \dots 50 \text{ мин}^{-1}$, а число желобков – $8 \dots 12$.

Подача барабанного дозатора с регулируемой скоростью вращения барабана определяется по величине угла поворота за один оборот приводного вала.

Частота вращения барабана при данной установке диска или кулисы составит:

$$n = n_1 \frac{\alpha}{360} \text{ мин}^{-1}, \quad (4.3)$$

где n_1 – частота вращения приводного вала, мин ; α – угол поворота барабана за один оборот приводного вала, град .

Тогда подача дозатора для любой установки равна:

$$Q = 60 V n_1 \frac{\alpha}{360} \gamma, \text{ кг/ч.} \quad (4.4)$$

Мощность для привода барабанных дозаторов определяют по формуле:

$$N = \frac{P_{\text{н}} F \text{tg } \varphi' \pi D \omega k_1 k_2}{\eta}, \text{ Вт,} \quad (4.5)$$

где $P_{\text{н}}$ – давление на поверхность барабана от массы корма, Н/м^2 ; F – площадь горизонтального сечения горловины бункера над барабаном, м^2 ; D – диаметр барабана, м ; ω – угловая скорость барабана, рад/с ; k_1 – коэффициент, учитывающий сопротивление корма дробле-

нию; для порошкообразных и мелкозернистых продуктов $k_1 = 1,0$; для кусковых и легкораспадающихся $k_1 = 2,0$; k_2 – коэффициент, учитывающий потери мощности на трение рабочих органов дозатора; $k_2 = 1,1 \dots 1,2$; η – КПД передачи; ϕ' – угол естественного откоса дозируемого материала при движении, град.

Тарельчатые дозаторы работают по принципу сбрасывания скребком продукта с горизонтального вращающегося диска, расположенного под выпускным отверстием бункера (рис. 4.2, б).

Корм поступает в приемный бункер дозатора 1, в конической части которого разрыхляется вращающимися лопатками 2. В нижней части дозатора имеется подвижный патрубок 3, перемещая который можно изменять высоту h . Выходя из выпускного патрубка, разрыхленный продукт поступает на горизонтальный диск 4, образуя угол естественного откоса α . При вращении диска скребок 5 сбрасывает продукт в отводной лоток 6. Из последнего поступает на сборный транспортер, а затем в смеситель.

Подачу дозатора регулируют подниманием или опусканием подвижного патрубка, перемещением скребка и изменением частоты вращения горизонтального диска и определяют по формуле:

$$Q = \frac{\pi h^2 \omega \gamma}{30 \operatorname{tg} \alpha} \left(R + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \alpha} \right), \text{ кг/с}, \quad (4.6)$$

где h – высота подвижного патрубка над диском, м; R – радиус подвижного патрубка, м; α – угол естественного откоса материала при движении, град.

Предельная угловая скорость диска ω определяется из условия, что центробежная сила инерции меньше силы трения продукта о диск, по формуле:

$$\omega = \sqrt{\frac{fg}{R_1}}, \text{ рад/с}, \quad (4.7)$$

где R_1 – радиус нижнего основания конуса, образованного дозируемым продуктом; f – коэффициент трения продукта о диск.

В дисковом микродозаторе (рис. 4.2, в) продукт, поступающий в приемный бункер 1, подвергается разрыхлению вращающимся ворошителем 2. Конструкция его обеспечивает получение однородной массы и не допускает сводообразования. Через кольцевой зазор, обра-

зубчатой поверхностью конуса 3 и нижней кромкой цилиндра 4, продукт поступает на вращающийся диск 5. В отводящий патрубок 6 он направляется скребком 7. В нижней части конуса имеются специальные выступы 8, предназначенные для обеспечения равномерного поступления продукта на диск. Изменение подачи дозатора осуществляется аналогично тарельчатым дозаторам. Установку цилиндра в нужном положении производят рукояткой 9, которая связана со шкалой с делениями от 0 до 30 мм. Дискосые микродозаторы применяют для обогащения кормовых смесей микродобавками в очень малых дозах (2...200 мг на 1 кг) при сухом дозировании. Широкое распространение получили микродозаторы типа ДД, УВМ-1, МТД-1, МТД-3А и др.

Ленточные дозаторы предназначены для непрерывного дозирования по объему или по массе. Они способны подавать необходимое количество корма непрерывным потоком с высокой точностью дозирования.

В качестве примера рассмотрим работу ленточного автоматического дозатора (рис. 4.2, з). Дозируемый компонент из силоса поступает в приемный ковш 1, оборудованный задвижками 2 и 3. Последняя закреплена на коромысле весов 4 с грузом 5 и предназначена для регулирования толщины слоя продукта на ленте. Ленточный транспортер 6 опирается в средней части на ролик 7, соединенный рычагом 8 и тягой 9 с коромыслом весов.

При перемещении груза 5 ближе к оси вращения коромысла задвижка 3 опускается, уменьшая поступление продукта на ленту, а при перемещении груза вправо достигается увеличение поступления продукта на ленту за счет ее поднятия. При остановке процесса дозирования подачу продукта прекращают, закрывая задвижку 2.

Подачу ленточных дозаторов можно изменять в широких пределах регулировкой положения задвижки и скорости движения ленты.

В общем случае подачу ленточных дозаторов можно определить по формуле:

$$Q = bhv\gamma k_{\text{ж}}, \text{ кг/с}, \quad (4.8)$$

где b – ширина слоя продукта на ленте, м; h – толщина слоя продукта на ленте, м; v – скорость движения ленты, м/с; γ – объемная масса продукта, кг/м³; $k_{\text{ж}}$ – коэффициент заполнения желоба; $k_{\text{ж}} = 0,75...0,8$.

Мощность для привода ленточных дозаторов определяется по формуле:

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \text{ Вт}, \quad (4.9)$$

где N_1 – расход мощности на перемещение корма; N_2 – расход мощности на преодоление трения продукта о стенки желоба.

Составляющие N определяют по уравнениям:

$$N_1 = 9,81Q(0,2L + H)k_6, \quad (4.10)$$

$$N_2 = 9,81h^2l\gamma f k_{\Pi} \vartheta, \quad (4.11)$$

где Q – подача, кг/с; L – расстояние между осями барабанов, м; H – высота подъема ленты, м; $k_6 = 1,2$ – коэффициент, учитывающий потери мощности на сопротивление барабанов, перегибы ленты и т. д.; h – толщина слоя продукта на ленте, м; l – длина бортов, м; γ – объемная масса, кг/м³; f – коэффициент трения корма о борт; k_{Π} – коэффициент подвижности корма:

$$k_{\Pi} = \frac{1 - \sin \varphi'}{1 + \sin \varphi'}, \quad (4.12)$$

где φ' – угол естественного откоса при движении, град.

Шнековые дозаторы работают по принципу объемного дозирования. Их применяют для дозирования сыпучих и тестообразных кормов, например пасты, из зеленой растительности и др. Шнековый дозатор состоит из приемного бункера, шнека с концевыми опорами, цилиндрического кожуха и привода. В отдельных случаях приемные бункера оборудованы задвижками. Подача шнекового дозатора определяется по формуле:

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} S \frac{\omega}{2\pi} \gamma k_3, \text{ кг/с}, \quad (4.13)$$

где D – диаметр шнека, м; d – диаметр вала шнека, м; S – шаг витков шнека, м; γ – объемная масса материала, кг/м³; k_3 – коэффициент заполнения желобков шнека, 0,8...0,9; ω – угловая скорость вращения, рад/с.

Мощность для привода шнековых дозаторов определяют по формуле

$$N = 9,81Q(L_{\text{ш}}k + H)k_{\text{тр}} \frac{1}{\eta}, \text{ Вт}, \quad (4.14)$$

где $L_{\text{ш}}$ – горизонтальная проекция рабочей длины шнека, м; $k = 1,2 \dots 2,5$ – коэффициент сопротивления перемещению корма в корпусе дозатора; H – высота подъема корма, м; $k_{\text{тр}} = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент, учитывающий потери мощности на трение рабочих органов; η – КПД передачи.

4.3. Назначение и классификация смесителей

Смешиванием называется процесс механического перемещения частиц материала, в результате которого в любом объеме смеси содержится заданное количество составляющих ее ингредиентов. В процессе смешивания при подготовке кормов или производстве комбикормов добиваются получения однородной физической смеси из заданного количества кормовых компонентов, минеральных и витаминных добавок. Практическая цель смешивания заключается в повышении использования питательных веществ кормов.

Эффективность смешивания зависит от физико-механических свойств компонентов, основными из которых являются влажность, вязкость и липкость, соотношение объемных масс, размеров частиц, форма и характер поверхности частиц, их плотность и др. Существенное влияние оказывают технологические и кинематические факторы, такие как соотношение компонентов, степень загрузки смесителя, скорость вращения рабочего органа смесителя, угол постановки лопастей и т. д. Чем однороднее исходные компоненты по физическим свойствам, тем эффективнее смешивание. Следует, однако, иметь в виду, что смешивание сыпучих материалов является двусторонним процессом: одновременно со смешиванием происходит некоторая сепарация, т. е. разделение, или самосортирование смеси. С этой точки зрения однородность смеси в результате смешивания можно довести только до некоторого предельного значения.

Качественную оценку процесса смешивания определяют по степени однородности полученной смеси, которая представляет собой весовое отношение содержания контрольного компонента в анализируемой пробе к содержанию того же компонента в идеальной смеси.

Степень однородности принято выражать в процентах или долях единицы. Ее можно определить по эмпирическим формулам, предложенным А. А. Лапшиным:

$$\Theta = \frac{1}{n} \sum \frac{B_t}{B_0} \quad \text{при } B_t < B_0, \quad (4.15)$$

и

$$\Theta = \frac{1}{n} \sum \frac{2B_0 - B_t}{B_0} \quad \text{при } B_t > B_0, \quad (4.16)$$

где Θ – степень однородности; n – число проб; B_t – доля меньшего компонента смеси в пробе; B_0 – доля меньшего компонента в заданной смеси.

Часто степень однородности смеси определяют по величине среднего квадратического отклонения от заданной концентрации компонента:

$$V_B = \frac{100}{B_0} \sqrt{\frac{\sum (B_t - B_0)^2}{n}}. \quad (4.17)$$

В ряде случаев эффективность смешивания оценивают так называемым коэффициентом неоднородности смеси:

$$W_C = \frac{100}{C_0} \sqrt{\frac{\sum (C_i - C_0)^2}{n-1}}, \quad (4.18)$$

где C_0 – заданное содержание компонента в смеси; C_i – фактическое содержание компонента в смеси.

Коэффициент неоднородности смеси является критерием качества смешивания. Если $W_C > 30 \%$, смеситель работает плохо. Ясно, что при идеальном смешивании $C_0 = C_i$ и, следовательно, $W_C = 0$.

Машины, предназначенные для смешивания кормов, называются *кормосмесителями*. Существуют различные конструкции смесителей кормов, которые можно классифицировать на несколько групп по следующим признакам: по *принципу действия* – непрерывного и периодического действия; по *расположению рабочих органов* – с горизонтальным и вертикальным расположением рабочих органов;

по конструкции рабочих органов – шнековые, лопастные, барабанные, пропеллерные и комбинированные; по видуготавливаемой смеси – для сухих, влажных и тестообразных кормов.

По скорости вращения рабочих органов смесители сухих кормов делятся на тихоходные и быстроходные. Тихоходными называют такие смесители, у которых показатель кинематического режима

$$k = \frac{\omega^2 R}{g} < 30, \text{ а быстроходными, у которых}$$

$$k = \frac{\omega^2 R}{g} > 30,$$

где ω – угловая скорость вращения; R – радиус вращения; g – ускорение силы тяжести.

При производстве сухих кормосмесей предпочтение отдают смесителям с вертикальным расположением рабочих органов. Для обработки влажных кормов рекомендуется использовать горизонтальные смесители, которые к тому же более удобны для размещения в низких постройках кормоцехов. Однако горизонтальные смесители при подготовке влажных кормов потребляют почти вдвое больше энергии, чем при смешивании сухих компонентов.

Устройство и рабочий процесс кормосмесителей. Шнековые горизонтальные смесители непрерывного действия (рис. 4.4, а и 4.4, б) пригодны для смешивания всех видов кормов, за исключением жидких. Принцип действия их заключается в следующем. Компоненты кормов, непрерывно загружаемые в приемный бункер смесителя, подвергаются интенсивному воздействию вращающихся внутри корытообразного и цилиндрического корпуса шнека или вала с лопастями, расположенными по винтовой линии. В результате этого корма расслаиваются, слои кормов пересыпаются относительно друг друга, проталкиваются к разгрузочному отверстию.

В зависимости от назначения и свойств смешиваемых кормов рабочий орган шнековых смесителей выполняется в разных вариантах. Например, при приготовлении комбикорма из сухих компонентов хороший эффект дает рабочий орган в виде сплошной ленты, закрепленной на радиальных лопатках. Приготовление густых тестообразных замесов эффективнее производится месильными лопастями. В отдельных случаях применяются двухвальные шнековые смесители, в которых оба рабочих органа могут быть одинаковыми или раз-

личными как по конструкции, так и по режиму работы. Широко распространены шнековые смесители с комбинированным рабочим органом, представляющим собой на участке приема компонентов шнек, а на участке смешивания их между собой и с различными добавками – месильные лопасти и на участке выдачи смеси – также шнек с переменным шагом.

Эффективность работы смесителей и их производительность зависят от величины угла наклона лопаток. Часть лопастей следует выполнять с переменным углом установки. Необходимый эффект смешивания можно получить при наличии на валу сплошной широкой ленты, чередующейся с радиальными лопатками. При трудных условиях работы усиливается роль лопаток и сокращается поверхность гладкой винтовой линии. Лопасти необходимо устанавливать так, чтобы две из них находились под углом 50° к оси вала для продвижения продукта по направлению к выходу, а третья – под углом 20° к оси в противоположном направлении (для создания встречных потоков продукта).

4.4. Расчет основных параметров смесителей кормов

Основные данные для расчета горизонтальных шнековых смесителей: длина рабочего органа – 1,5...2,0 м, диаметр – 0,2...0,5 м, частота вращения вала – 75...250 мин⁻¹. Производительность смесителя в общем случае можно определить по формуле:

$$Q = 3600 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} v \gamma \varphi, \text{ т/ч}, \quad (4.19)$$

где D – наружный диаметр шнека, м; d – внутренний диаметр шнека или диаметр вала, м; v – осевая скорость продвижения продукта (обычно определяется замером), м/с; γ – объемная масса кормовой смеси, т/м³; φ – коэффициент наполнения шнека, $\varphi = 0,3...0,4$.

Осевую скорость продвижения продукта можно определить и расчетным путем. Для смесителей с рабочим органом в виде сплошного шнека она определяется по формуле:

$$v_{\text{ш}} = \frac{Sn}{60}, \text{ м/с}, \quad (4.20)$$

где S – шаг шнека, м; n – частота вращения шнека, мин⁻¹.

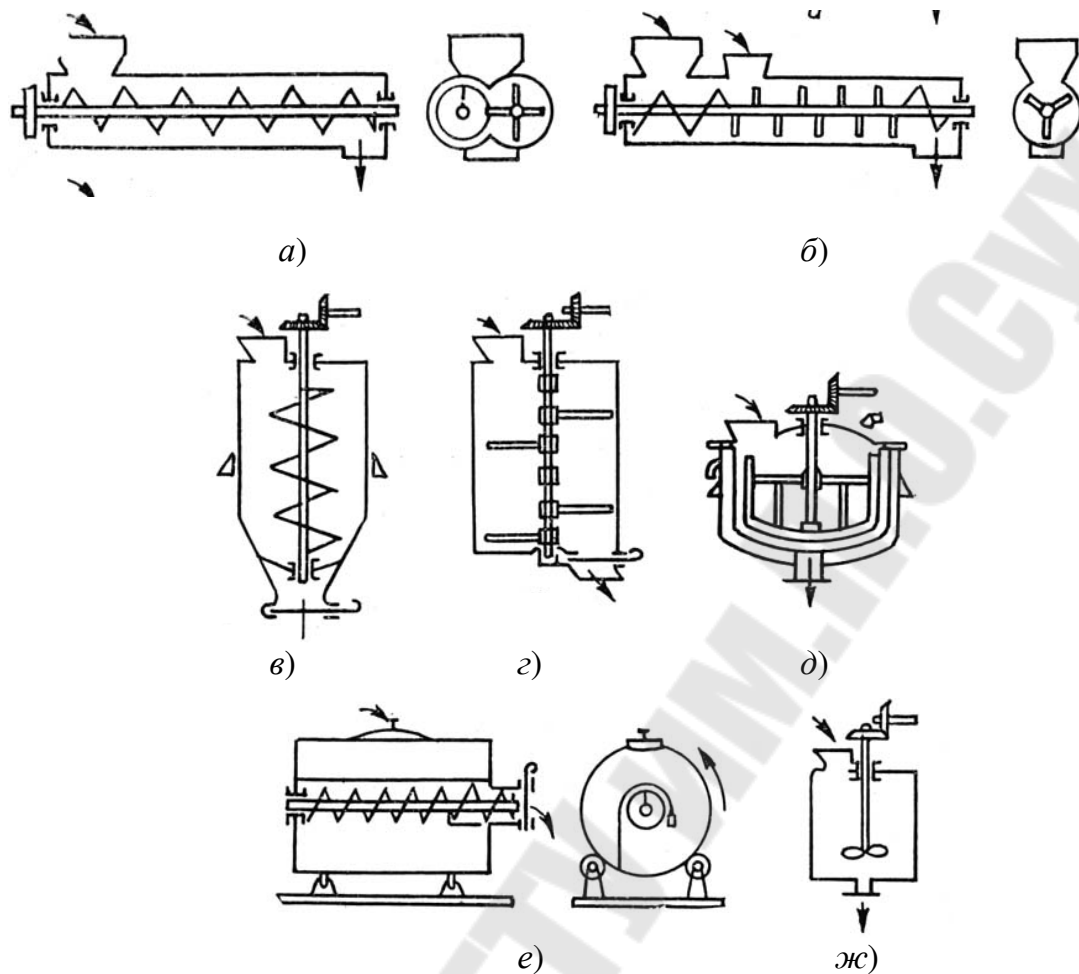


Рис. 4.4. Схемы кормосмесителей:

a, б – шнековые горизонтальные непрерывного действия; *в* – шнековый вертикальный периодического действия; *г, д* – лопастные периодического действия; *е* – барабанный периодического действия; *ж* – пропеллерный

Для смесителей с комбинированным рабочим органом (шнек – лопасти – шнек) уменьшение скорости продвижения продукта на участке смешивания (участок месильных лопаток) должно быть учтено коэффициентом потери скорости:

$$v_k = \frac{Sn\varepsilon}{60}, \text{ м/с}, \quad (4.21)$$

где $\varepsilon = 0,6 \dots 0,8$.

Потребная мощность для привода шнековых смесителей определяется по формуле:

$$N = \frac{QLW}{367\eta}, \text{ кВт}, \quad (4.22)$$

где Q – производительность смесителя, т/ч; L – длина смесителя, м; W – коэффициент сопротивления продвижению продукта в желобе смесителя; для сухих комбикормов $W_C = 5...10$; для влажных $W_B = 15...20$; η – КПД приводных устройств.

Шнековые вертикальные смесители периодического действия (рис. 4.4, в) предназначены для приготовления кормосмесей из сухих компонентов с различными добавками. В большинстве случаев такой смеситель представляет собой цилиндр с загрузочной воронкой и коническим днищем или опрокинутый конус, внутри которого находится рабочий орган – вертикальный шнек.

Процесс смешивания кормов в таких смесителях заключается в следующем. Отдельные компоненты загружаются в корпус смесителя в количестве, равном его рабочему объему. Затем включают шнек, частота вращения которого составляет $100...150 \text{ мин}^{-1}$. Нижние слои корма захватываются шнеком, поднимаются вверх и опускаются вниз вдоль стенок корпуса. Такая циркуляция в течение $5...8$ мин обеспечивает перемешивание ингредиентов в однородную кормовую смесь. Для увеличения производительности таких смесителей над ними устанавливают промежуточный бункер, емкость которого равняется емкости смесителя. Пока в смесителе производится перемешивание, бункер загружается следующей порцией кормов.

Емкость вертикально-шнековых смесителей, применяемых в хозяйствах для приготовления кормосмесей, составляет $0,5...3,0 \text{ м}^3$. Соотношение их высоты H и диаметра D может быть принято в пределах $2...2,5$, диаметр шнека $d = (0,25...0,35)D$.

Производительность вертикальных шнековых смесителей определяется по формуле:

$$Q = p \frac{60}{t}, \text{ кг/ч}, \quad (4.23)$$

где p – масса корма, загружаемого в смеситель, кг; t – время одного цикла, мин.

Оно состоит из времени загрузки t_3 , смешивания $t_{\text{см}}$ и выгрузки t_B , т. е.

$$t = t_3 + t_{\text{см}} + t_B.$$

Вертикальный шнековый смеситель ВШС-2 предназначен для смешивания компонентов обогатительных смесей. Он состоит из ста-

нины, конического корпуса и помещенного в нем шнека. В корпусе имеются отверстия с патрубками для загрузки компонентов и выгрузки смеси, а также окна для наблюдения за работой смесителя. Емкость камеры смешивания – 60 кг; частота вращения шнека – 120 мин¹; мощность электродвигателя – 1 кВт; масса – 105 кг.

Лопастные смесители (рис. 4.4, *з* и 4.4, *д*) используются для приготовления жидких и густых тестообразных смесей. Они принадлежат к смесителям периодического действия и бывают вертикальные и горизонтальные. Конструктивно лопастные смесители периодического действия представляют собой неподвижный корпус, внутри которого на вертикальном или горизонтальном валу укреплены в определенном порядке месильные лопасти. Чтобы повысить эффективность смешивания, часто на стенках корпуса укрепляют неподвижные лопасти. Лопасти размещаются на вращающемся валу наклонно к направлению движения.

Барабанные смесители (рис. 4.4, *е*) пригодны для смешивания любых кормов, за исключением жидких; бывают периодического и непрерывного действия.

Конструктивно барабанный смеситель периодического действия представляет собой закрытый с торцов горизонтальный цилиндрический барабан, установленный на роликовых опорах или укрепленный на валу. Компоненты кормов загружаются в барабан через загрузочный люк до 60 % емкости барабана. Частота вращения барабана составляет 20...40 мин⁻¹.

Вследствие трения о внутреннюю поверхность вращающегося барабана корма поднимаются на некоторую высоту, падают вниз и вновь увлекаются барабаном. Такая многократная циркуляция кормов обеспечивает их перемешивание.

Выгрузка готовой смеси производится через загрузочный люк опрокидыванием барабана или специальным разгрузочным шнеком, как это предусмотрено в запарнике-смесителе ЗСК-1.

Пропеллерные смесители (рис. 4.4, *ж*) предназначены только для перемешивания жидкостей и применяются чаще всего при приготовлении различных растворов. Рабочий орган пропеллерных смесителей или мешалок представляет собой винтовую лопасть и может быть двух- или трехлопастным. Частота вращения вала составляет 300...1750 мин⁻¹. Пропеллерные мешалки используются в ваннах-охладителях, танках-охладителях, ваннах длительной пастеризации и др.

Рассмотрим коротко конструкции кормосмесителей, наиболее распространенных в животноводстве.

Смеситель кормов С-12 (рис. 4.5) предназначен для приготовления запаренных и сырых кормовых смесей любой влажности на свиноводческих, птицеводческих фермах и фермах КРС. Его применяют в составе поточных технологических линий кормоцехов, самостоятельным агрегатом.

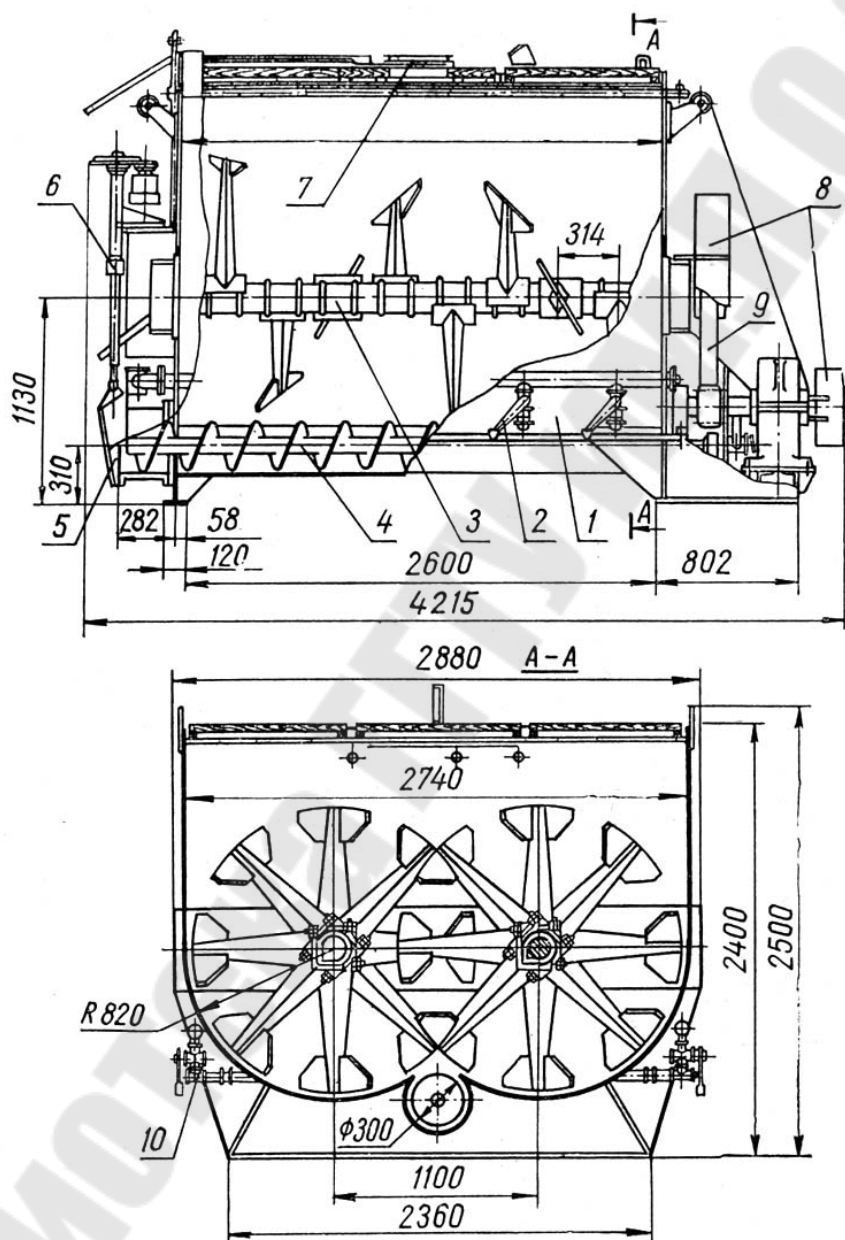


Рис. 4.5. Смеситель С-12:

- 1 – корпус; 2 – рукоятка включения паровых кранов; 3 – мешалка; 4 – выгрузной шнек; 5 – выгрузная горловина; 6 – привод клиновой задвижки и включения выгрузного шнека; 7 – загрузочный люк; 8 – ограждение шестерен мешалки; 9 – шестерни мешалок; 10 – паровой коллектор

Смеситель С-12 представляет собой корпус, внутри которого расположены два горизонтальных вала. На каждом валу по винтовой линии через 45° закреплено 8 смесительных лопастей. Мешалки вращаются навстречу друг другу, причем каждая из них перемещает корм в противоположные стороны: одна – к приводной станции, а другая – к выгрузной горловине. Выгрузка готовой смеси производится шнеком. Смеситель оборудован парораспределительным устройством для подвода пара, а также трубами с распылительными отверстиями для ввода жидких добавок: обрата, мелассы, дрожжей и др.

Смеситель С-7 имеет аналогичную со смесителем С-12 конструкцию и предназначен для приготовления кормовых смесей влажностью 60...86 % из измельченных кормов с запариванием и без запаривания на животноводческих и птицеводческих фермах. Выпускается в двух исполнениях: С-7-І и С-7-ІІ. Многие детали унифицированы.

Смеситель С-7-І используется в кормоцехах, а С-7-ІІ предназначен для самостоятельной работы. Последний состоит из загрузочного скребкового транспортера ТС-40М, корпуса сварной конструкции из листовой стали толщиной 6 мм, двух лопастных мешалок выгрузного шнека, системы паропровода, клиновой задвижки выгрузного шнека с электроприводом, выгрузного транспортера ТС-40М. Конструкция позволяет загрузочный и выгрузной транспортеры устанавливать в семи различных вариантах.

Литература

1. Механизация животноводства : учеб. пособие / под ред. В. К. Гриба. – Минск : Ураджай, 1987. – 440 с.
2. Алешкин, В. Р. Механизация животноводства : учеб. пособие / В. Р. Алешкин, П. М. Рошин / под ред. С. В. Мельникова. – Москва : Агропромиздат, 1985. – 336 с.
3. Вагин, Б. И. Практикум по механизации животноводческих ферм / Б. И. Вагин, В. М. Побединский. – Ленинград : Колос, 1983. – 239 с.
4. Мельников, С. В. Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов / С. В. Мельников. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Агропромиздат, 1985. – 640 с.
5. Ковалев, Ю. Н. Аппараты молочных линий на фермах / Ю. Н. Ковалев. – Москва : Агропромиздат, 1985. – 271 с.
6. Практикум по механизации животноводства : учеб. пособие / Ю. Т. Вагин [и др.]. – Минск : Ураджай, 2000. – 477 с.
7. Скакун, С. И. Машины и оборудование для предприятий АПК : учеб. пособие / под ред. С. И. Скакуна. – Минск : БГЭУ, 2002. – 275 с.
8. Искандрян, М. И. Практикум по механизации сельскохозяйственных машин / М. И. Искандрян, В. А. Рошенцов. – Москва : Колос, 1981. – 191 с.
9. Мельников, С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С. В. Мельников. – Ленинград : Колос, 1978.

Содержание

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
Тема 1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ КОРМОВ	4
1.1. Измельчение как процесс образования новых поверхностей.....	4
1.2. Энергетические теории измельчения	8
1.3. Работа деформации при ударе	10
1.4. Расчет молотковых дробилок	15
Тема 2. ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ ОБРАБОТКИ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ	20
2.1. Основы теории обработки корнеклубнеплодов. Типы моечных машин	20
2.2. Расчет основных параметров центробежных моек- корнерезок.....	21
2.3. Машина для мойки и измельчения корнеклубнеплодов	29
2.4. Расчет основных параметров шнековых моек- измельчителей.....	31
Тема 3. ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ.....	39
3.1. Машины для тепловой обработки корнеклубнеплодов	39
3.2. Расчет основных параметров запарников периодического действия.....	43
3.3. Расчет основных параметров запарников непрерывного действия	52
Тема 4. МЕХАНИЗАЦИЯ ДОЗИРОВАНИЯ И ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОРМОВЫХ СМЕСЕЙ	54
4.1. Назначение и классификация дозирующих устройств	54
4.2. Расчет основных параметров дозаторов кормов	57
4.3. Назначение и классификация смесителей	62
4.4. Расчет основных параметров смесителей кормов	65
Литература.....	71

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН ДЛЯ ЖИВОТНОВОДСТВА

**Курс лекций
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Авторы-составители: **Балакин** Василий Алексеевич
Пархоменко Виктор Николаевич
Чаус Вячеслав Павлович

Редактор
Компьютерная верстка

Н. Г. Мансурова
Н. В. Широглазова

Подписано в печать 09.11.06.
Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Ризография. Усл. печ. л. 4,18. Уч. - изд. л. 4,1.
Изд. № 199.

E-mail: ic@gstu.gomel.by
<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр
Учреждения образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого».
ЛИ № 02330/0133207 от 30.04.2004 г.
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48, т. 47-71-64.