

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. В. Китун, В. И. Передня, Н. Н. Романюк

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ

*Утверждено Министерством образования
Республики Беларусь в качестве учебника для студентов
учреждений высшего образования по специальностям
«Материально-техническое обеспечение
агропромышленного комплекса»,
«Управление охраной труда в сельском хозяйстве»,
«Ремонтно-обслуживающее производство в сельском хозяйстве»*

Минск
БГАТУ
2019

УДК 631.3:636(075.8)
ББК 40.729я73
К45

Рецензенты:

кафедра технического обеспечения производства
и переработки продукции животноводства
УО «Гродненский государственный аграрный университет»
(кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой *Д. А. Григорьев*);
кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой
механизации животноводства и электрификации
сельскохозяйственного производства УО «Белорусская государственная
орденов Октябрьской Революции и Трудового Красного Знамени
сельскохозяйственная академия» *К. Л. Пузевич*

Китун, А. В.
К45 Машины и оборудование в животноводстве : учебник / А. В. Китун,
В. И. Передня, Н. Н. Романюк. – Минск : БГАТУ, 2019. – 504 с.
ISBN 978-985-519-982-4.

Рассматриваются передовые технологии, машины и оборудование для механизации технологических процессов подготовки кормов к скармливанию, раздачи животным, доения, первичной обработки и транспортировки молока в условиях животноводческих ферм, уборки и переработки навоза на фермах. Приведена последовательность расчета основных параметров машин и оборудования.

Для студентов учреждений высшего образования.

УДК 631.3:636(075.8)
ББК 40.729я73

ISBN 978-985-519-982-4

© БГАТУ, 2019

ВВЕДЕНИЕ

К современным производственным процессам предъявляются требования по достижению наибольшей непрерывности, безопасности, гибкости и производительности при одновременном обеспечении оптимального управления производством, повышении качества и снижении себестоимости выпускаемой продукции. Эти требования могут быть успешно выполнены при соответствующем совершенствовании производственных процессов в ходе их развития путем все более полной замены труда человека машинным трудом.

Производство животноводческой продукции на промышленной основе организовано на фермах и комплексах.

Ферма – это сочетание необходимых основных и вспомогательных производственных построек для содержания определенного вида скота различного возраста, размещенных на едином генеральном плане и связанных удобными коммуникациями и высокоэффективными системами обслуживания на базе электромашинной технологии производства животноводческой продукции.

Промышленный животноводческий комплекс – это крупное специализированное сельскохозяйственное предприятие по производству высококачественной продукции с минимальными затратами труда и средств на базе энергосберегающей технологии и единого производственного ритма.

Одна из главных особенностей комплексов – высокий уровень концентрации производства, т. е. сосредоточение на ферме такого количества животных, при котором обеспечиваются наиболее высокая производительность труда, наилучшее использование средств механизации и всех основных фондов.

В производстве продукции животноводства участвует большое количество разномарочных машин, каждая из которых, работая в составе технологических процессов, оказывает как прямое, непосредственное, так и косвенное влияние на работу других машин и агрегатов.

Рост производства продукции животноводства, снижение затрат кормов и труда на единицу продукции немислимы без рационального использования кормов и машин для механизации процессов

их доставки в кормушки животных в соответствии с зоотехническими требованиями.

Важно не просто скормить корма, а использовать их с максимальной отдачей. Это возможно лишь тогда, когда в кормушку животного будет выдана сбалансированная по питательности кормосмесь в регламентированный промежуток времени и с учетом продуктивности и физиологического состояния каждого или небольшой группы животных.

Продуктом, получаемым от крупного рогатого скота в течение года, является молоко. Выполнение данной технологической операции обеспечивается доильным оборудованием. Спецификой современных доильных установок является возможность выполнения процесса доения без участия человека.

На животноводческой ферме этот продукт подвергается первичной обработке, повышающей его качество и обеспечивающей сохранение до момента поступления на перерабатывающее предприятие. Для реализации технологических операций по первичной обработке и хранению молока в условиях сельскохозяйственного предприятия применяется набор машин и оборудования, имеющих целевое назначение и различные технические параметры.

Важным условием эффективной работы животноводческого цеха является создание оптимального микроклимата в помещении. Машин и оборудование, обеспечивающие выполнение операций по соблюдению условий микроклимата в животноводческом помещении, разномарочны и индивидуальны. Эксплуатация этих технических механизмов успешна при оптимальном подборе машин и оборудования.

Таким образом, получение продукции животноводства в условиях сельскохозяйственного предприятия требует выполнения целого ряда технологических операций. Их успешная реализация определяются эффективным применением соответствующих машин и оборудования.

Переменчивость условий работы – один из наиболее существенных факторов, учитываемых при выборе технологии производства той или иной продукции.

Перечисленные условия ведения успешного хозяйства требуют повышения качества подготовки специалистов инженерного звена для сельского хозяйства.

В предлагаемом учебнике рассмотрено общее устройство и изложены основы расчета параметров машин и оборудования для механизации технологических процессов подготовки кормов к скармливанию, формирования кормосмеси и доставки ее для скармливания в животноводческие помещения. Также рассмотрены машины и оборудование для доения крупного рогатого скота, первичной обработки молока и хранения молока на животноводческом предприятии до момента его централизованного сбора транспортом перерабатывающего предприятия. Уделено внимание вопросам обеспечения микроклимата и организации уборки и переработки навоза в животноводческих помещениях.

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К СКАРМЛИВАНИЮ ЗЕРНОВЫХ КОРМОВ

1.1. Физико-механические и технологические свойства кормов

Важным источником пополнения кормового белка в рационе животных являются *зерновые корма*, из которых наибольший удельный вес занимают ячмень, овес и рожь. Перечисленные корма содержат 3...10 % клетчатки, 9...12 % белка и протеина и другие питательные составляющие.

Каждый вид используемых в скотоводстве кормов характеризуется физико-механическими свойствами.

К *физическим свойствам кормов* относят влажность, гранулометрический состав (размеры частиц и их соотношение), объемную массу, плотность, пористость, водопоглощаемость, водоотдачу, гигроскопичность, теплоемкость, теплопроводность, вязкость и т. д.

Механические свойства кормов включают коэффициенты внешнего и внутреннего трения, бокового распора, угол естественного откоса (град), характеристики сопротивляемости сжатию, резанию, разрушению ударом и т. д.

Наиболее существенными свойствами кормов для того или иного технологического процесса являются те, которые определяют реакцию системы на внешние механические воздействия. Такие свойства называют *технологическими*, они могут быть из ряда физических или механических. Например, для процессов очистки ингредиентов комбикормов важны форма и плотность частиц, при измельчении фуражного зерна – его прочностные свойства.

Для сбалансированного скармливания и механизации процесса раздачи кормов животным зернофураж подвергается предварительной подготовке.

1.2. Способы подготовки зерновых кормов к скармливанию

Разрушение зерновых кормов обусловлено физиологией сельскохозяйственных животных, так как скорость обработки частиц

корма желудочным соком прямо пропорциональна площади их поверхности. Частицы с большей общей поверхностью способствуют ускорению пищеварения и повышению усвояемости питательных веществ.

Перечисленные преимущества предопределили предварительную подготовку зернофуража к скармливанию.

Одна из широко известных технологий предусматривает *сушку влажного зерна до 14 %* и закладку его на хранение в специализированные помещения, где необходимо поддерживать режим влажности воздуха. Скармливают эти корма в измельченном виде. В качестве критерия крупности продукта используют модуль помола, который характеризует распределение частиц в соответствии с их размерами по классам (фракциям).

В соответствии с зоотехническими требованиями средневзвешенный диаметр частиц зернофуража должен находиться в пределах: 0,2...1,0 мм (тонкий помол); 1,0...1,8 мм (средний помол); 1,8...2,6 мм (грубый помол).

Модуль помола определяют при помощи ситового анализа.

Для этого навеску измельченного зерна (100 г) в течение 5 мин просеивают через набор сит с круглыми отверстиями диаметром 5, 3, 2 и 1 мм при грубом и среднем измельчении или диаметром 4, 3, 2, 1 и 0,2 мм – при тонком.

На технических весах взвешивают отдельные фракции, снятые с сит, с точностью до 0,1 г. Модуль помола (средневзвешенный диаметр частиц дерты в миллиметрах) вычисляется по формуле

$$M = \frac{d_0 m_0 + d_1 m_1 + d_2 m_2 + \dots + d_{n_\phi} m_{n_\phi}}{m_0 + m_1 + m_2 + \dots + m_{n_\phi}}, \quad (1.1)$$

где d_1 – средний размер отверстий двух смежных сит, мм;

m_1 – массовый выход фракции, т. е. остаток на каждом сите, г;

n_ϕ – количество фракций, на которое разделилась навеска, шт.

Величина требуемого помола корма для различных видов и групп животных и птицы устанавливается зоотехническими рекомендациями, в соответствии с которыми регулируют машину.

Показатель однородности состава измельченного зерна должен быть не менее 90...95 %.

В сельскохозяйственном производстве для заготовки кормов к скармливанию используется технология *консервирования зерна на ранних стадиях спелости*. Данная технология позволяет проводить уборку зерновых культур в начале восковой спелости зерна при влажности его от 14 до 40 %. Заготовка на корм зерна, убранного в период молочно-восковой спелости, имеет следующие достоинства:

- питательная ценность зерновых в период молочно-восковой спелости наивысшая, поэтому с 1 га площади заготавливают на 10 % больше питательных веществ;
- урожай собирают на 2...3 недели раньше обычных сроков, что важно для регионов с неустойчивым климатом;
- исключаются сушка зерна и его предварительная очистка.

Перед закладкой на хранение влажного зерна предусматривается его разрушение. Известны два способа заготовки на хранение зернофуража молочно-восковой спелости.

Один из них предусматривает разрушение зерна методом раздавливания – *плющение*. Рекомендуемая толщина плющеного зерна злаковых культур должна быть не более 1,1...1,8 мм. Для сохранности зерна в период хранения в массу вводится консервант с соблюдением дозировки и тщательного перемешивания. При закладке зерна на хранение его уплотняют с целью удаления воздуха с корма и хранят в герметичных траншеях с облицовкой стен и верха полиэтиленовой пленкой или полиэтиленовых рукавах.

Также известен способ заготовки зернофуража молочно-восковой спелости, в соответствии с которым зерно *измельчают*. В данном случае целостность зерна нарушается путем разрезания на части его клеток, что сводит к минимуму выделение сока, наиболее богатого питательными веществами.

Измельчение зерна увеличивает усвояемость корма. Также при измельчении зерна уменьшаются его геометрические размеры, что исключает восстановление прежней формы и снижает энергозатраты процесса уплотнения корма при закладке на хранение.

1.3. Классификация, конструкция, процесс работы машин и оборудования для подготовки к скармливанию зернофуража

1.3.1. Машины для подготовки к скармливанию зернофуража путем ударного воздействия

Для подготовки к скармливанию зернофуража с влажностью зерна до 14 % *путем ударного воздействия* (рис. 1.1) используются молотковые дробилки, в которых процесс разрушения зерна осуществляется быстровращающимися молотками (от 40...100 м/с).

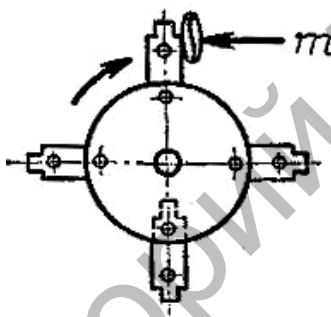


Рис. 1.1. Схема ударного воздействия на зерно

В машинах этого типа, кроме разрушения от ударов по зерну молотками, продукт дополнительно измельчается при ударах о рифленные деки.

По расположению рабочей камеры дробилки могут быть горизонтальные и вертикальные.

В зависимости от организации рабочего процесса известны два типа дробилок.

Машины **открытого типа** – машины, в которых материал не участвует в круговом вращении. В таких дробилках на внутренней цилиндрической поверхности корпуса установлены деки, положение которых относительно молотков регулируется.

Технологическая схема рабочего процесса дробилки открытого типа представлена на рис. 1.2.

Ротор дробилки расположен горизонтально и закреплен внутри корпуса, состоит из вала с набором дисков и шарнирно качающихся на осях молотков.

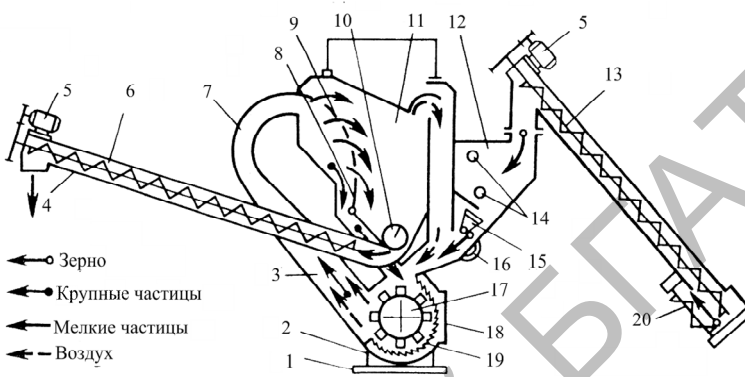


Рис. 1.2. Схема рабочего процесса дробилки открытого типа:

- 1 – рама; 2 – корпус; 3 – камера измельчения; 4 – выгрузной шнек;
- 5 – электродвигатель; 6 – корпус шнека; 7 – кормопровод; 8 – заслонка;
- 9 – сепаратор; 10 – шнек разделительной камеры; 11 – разделительная камера;
- 12 – бункер для зерна; 13 – загрузочный шнек; 14 – датчики уровня;
- 15 – заслонка бункера; 16 – магнит; 17 – дробильный барабан; 18 – крышка;
- 19 – дека; 20 – вспомогательный шнек

Снаружи к корпусу крепится разделительная камера и кормопроводы, бункер для зерна. Разделительная камера служит емкостью, в которой измельченный продукт разделяется на крупную и мелкую фракции. Перегородки в камере образуют каналы: один – для возврата воздуха в дробильную камеру, другой – для возврата крупной фракции на доизмельчение. В нижней части камеры установлен шнек для выгрузки из нее готового продукта.

Крупность помола регулируют поворотом заслонки в разделительной камере и сменным сепаратором. Сепаратор устанавливают в зависимости от вида измельченного зерна.

В бункере установлены магниты для улавливания металлических примесей и датчики нижнего и верхнего уровня зерна, посредством которых включается и отключается загрузочный шнек.

В дробилках **закрытого типа** поступающий в рабочую камеру зерновой материал совершает многократное круговое движение.

Дробилка состоит из дробильного аппарата, вентилятора 4, загрузочного бункера 1, циклона 10 со шлюзовым затвором 9 и двух патрубковым раструбом 8, нагнетательного и отводящего трубопроводов, фильтра 11 и системы электрооборудования (рис. 1.3). Все узлы смонтированы на раме.

При дроблении загружаемое в приемный бункер зерно очищается магнитным сепаратором от стальных предметов и попадает в дробильную камеру, где под действием ударов молотков оно частично разрушается. Неразрушенные частицы отбрасываются на деки и решета, где окончательно измельчаются.

Частицы, по размеру меньшие или равные отверстию решета, попадают в зарешетную полость крышки дробильной камеры, из которой потоком воздуха по всасывающему патрубку, вентилятору и нагнетательному пневмопроводу перемещаются в циклон. В циклоне происходит отделение продукта от воздуха, откуда он через шлюзовой затвор и раструб поступает в тару, а воздух уходит через отводящий пневмопровод, фильтр и приемный воздушный патрубок снова в дробильную камеру.

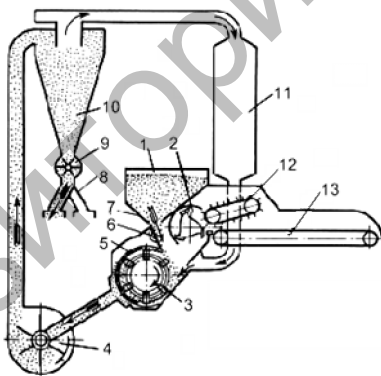


Рис. 1.3. Схема рабочего процесса дробилки закрытого типа:
 1 – зерновой бункер; 2 – боковая стенка; 3 – молотки, 4 – вентилятор;
 5 – решето; 6 – магнитный сепаратор; 7 – заслонка; 8 – раструб мешкодержателя,
 9 – шлюзовой затвор; 10 – циклон; 11 – фильтрующий рукав;
 12 – прижимной транспортер; 13 – подающий транспортер

К специализированным дробилкам *закрытого типа* относятся машины с вертикально расположенной рабочей камерой (рис. 1.4).

Внутри рабочей камеры такой дробилки соосно установлен ротор, представляющий собой два несущих диска, между которыми по периметру на осях закреплены шарнирно пакеты молотков. По наружному периметру и снизу ротора закреплены решета. Привод ротора и загрузочная горловина зерна расположены на верхнем основании рабочей камеры.

Вертикально расположенное решето закреплено внутри корпуса рабочей камеры с зазором, в который поступает измельченное зерно и под действием силы гравитации перемещается в выгрузную камеру.

Привод ротора осуществляется непосредственно от вала электродвигателя или через промежуточную клиноременную передачу.

Известен измельчитель зерна с *промежуточной сепарацией продукта* (рис. 1.5), выполненный в виде вертикально расположенной рабочей камеры с двумя ярусами последовательно расположенных решет. Диаметр отверстий в верхнем ярусе решет больше, чем в нижнем. Над каждым ярусом решет закреплены активные рабочие органы.

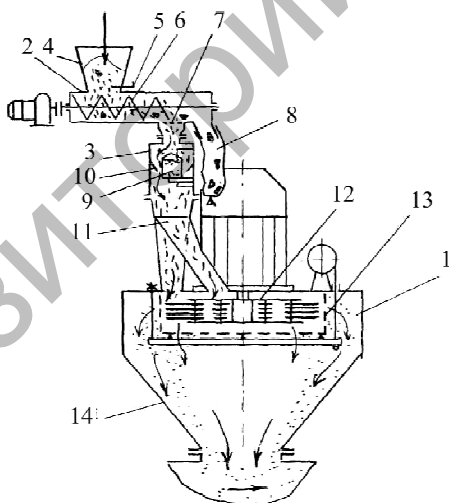


Рис. 1.4. Схема рабочего процесса дробилки закрытого типа с вертикально расположенной рабочей камерой:

- 1 – дробилка; 2 – питатель; 3 – сепаратор магнитный; 4 – воронка; 5 – задвижка; 6 – шнек; 7 – решетка; 8 – рукав; 9 – магнитная головка; 10 – отражатель; 11 – распределитель; 12 – ротор; 13 – решето; 14 – воронка

Поскольку верхнее решето выполнено с большим диаметром отверстий, то обеспечивается предварительное измельчение зерна и выравнивание его фракционного состава с последующей эвакуацией в рабочую зону нижнего решета, обеспечивающего необходимую крупность измельчения зерна.

Таким образом, в машине организовано последовательное дробление зерна, способствующее выравниванию его фракционного состава, что исключает образование пылевидной фракции.

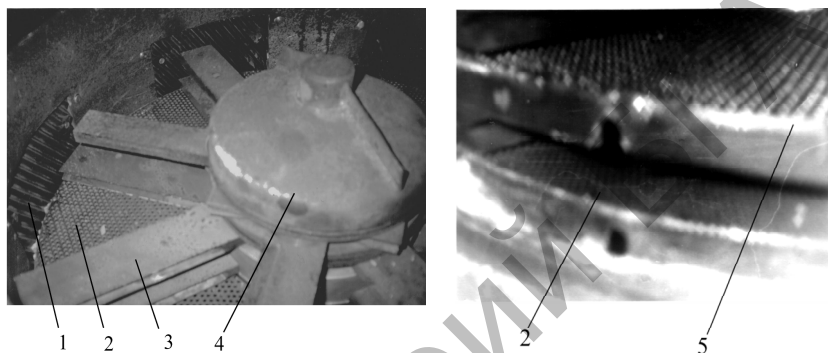


Рис. 1.5. Измельчитель зерна с промежуточной сепарацией продукта в рабочей камере:

- 1 – дека; 2 – решето с диаметром отверстий 5 мм; 3 – активный рабочий орган;
4 – ротор; 5 – решето с диаметром отверстий 3 мм

В качестве пассивных рабочих органов используются установленные по внутреннему периметру рабочей камеры рифленые деки, рифли которых имеют треугольную форму.

Конструкция измельчителя зерновых кормов обеспечивает распределение зернофуража по периметру рабочей камеры на протяжении всего процесса измельчения, позволяет эффективнее использовать рабочие органы и поверхности перфорированных решет и тем самым снижает удельную энергоёмкость процесса измельчения кормов при увеличении производительности измельчителя.

При установке в рабочей камере измельчителя двух решет, в нижнем ярусе с диаметром отверстий, равным 3 мм, а в верхнем – 5 мм, удельная энергоёмкость процесса измельчения зерна составила 8,19 кВт·ч/т при производительности 2,68 т/ч.

Активным рабочим органом дробильных аппаратов является молоток. По форме поверхности молотки бывают (рис. 1.6):

- сплошной формы. Преимущество – простота изготовления;
- с выступами. Преимущество – увеличивает производительность машины;
- объемные (составные).

Для крепления молотков выполнены отверстия. Толщина молотков может находиться в пределах от 2 до 5 мм (наименьшее значение выбирается при измельчении зерна).

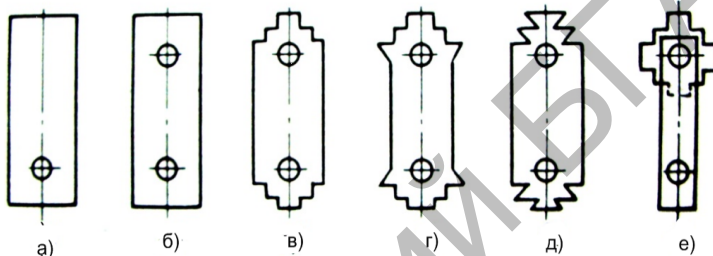


Рис. 1.6. Формы молотков:

- a* – сплошная с одним отверстием для крепления;
- б* – сплошная с двумя отверстиями для крепления;
- в, г, д* – с выступами; *е* – объемные (составные)

Решето дробилки предназначено для отделения измельченного зерна от не измельченного. Виды решет по конструктивному исполнению представлены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Виды решет по конструктивному исполнению

Форма пробивных отверстий	Характеристика	Вид
Цилиндрическая	Преимущество – простота в изготовлении. Недостаток – относительно низкая производительность	

Форма пробивных отверстий	Характеристика	Вид
Коническая	Преимущество – увеличение производительности дробилки. Недостаток – сложность в изготовлении	
Чешуйчатая (перед отверстиями выполнены выступы)	Преимущество – увеличение производительности дробилки. Недостаток – сложность в изготовлении и ограниченный срок эксплуатации	

Для активизации процесса дробления зерна в качестве пассивных рабочих органов по внутреннему периметру рабочей камеры устанавливаются *рифленные деки* – пластины, на поверхности которых выполнены рифлы, которые могут быть различных форм: прямоугольной, полукруглой, треугольной (получили наибольшее распространение в сельскохозяйственном производстве).

В процессе работы дробилки корм, перемещаясь по поверхности деки, снижает свою переносную скорость. В этом случае за счет разности скоростей между вращающимися рабочими органами и кормом происходит его разрушение.

Параметры рифлей должны обеспечивать эффективные условия для осуществления перечисленных видов разрушений. Из схемы на рис. 1.7, а видно, что для обеспечения прямого центрального удара фронтальная грань должна располагаться под углом α_p к радиусу рабочей камеры.

Наиболее эффективно расположение фронтальной грани под углом α_p исходя из условия

$$\arccos(1 - l_B/R_H) \leq \alpha_p \leq \pi - 2(\varphi_1 + \varphi_2), \quad (1.2)$$

где l_B – расстояние от точки вылета частицы до деки, м;

R_H – радиус, описываемый активными рабочими органами, м;

φ_1, φ_2 – углы трения корма по поверхности деки и активного рабочего органа соответственно, град.

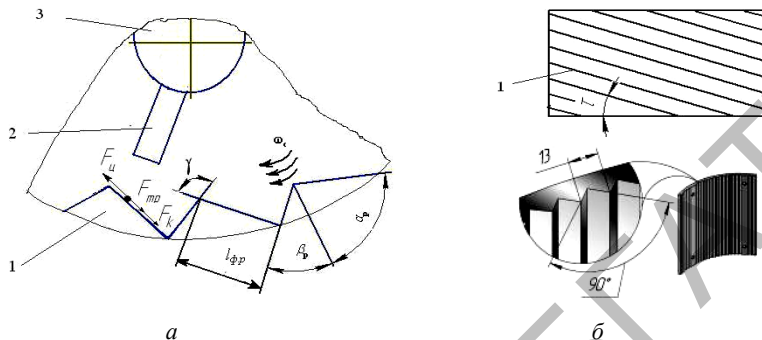


Рис. 1.7. Схемы к определению геометрических параметров рифлей:
a – фрагмент рабочей камеры измельчителя:
 1 – рифля; 2 – нож; 3 – ротор измельчителя;
б – дека: 1 – рифли

Важным параметром, обеспечивающим чистоту впадин, образованных смежными рифлями, является угол заострения рифлей. Минимальное значение угла заострения, обращенного в сторону активных рабочих органов, должно быть больше двойного угла трения:

$$\gamma_{\min} > 2\varphi. \quad (1.3)$$

Для рационального числа рифлей на деке значение угла γ должно находиться в диапазоне $80...100^\circ$.

Забивание впадин между смежными рифлями происходит из-за постоянного смещения частиц корма вдоль радиуса активного рабочего органа к внутренней поверхности рабочей камеры. Грань выступа рифли, расположенная за ее фронтальной гранью, ограничивает перемещение частиц между рифлями и приводит к их залипанию. Устранение данного недостатка возможно при замене трения покоя на трение движения. Для этого рифли на деке должны располагаться под углом τ к горизонтальной плоскости (рис. 1.7, б), значение которого должно быть в пределах:

$$65^\circ...75^\circ \geq \tau \geq 40^\circ...58^\circ. \quad (1.4)$$

1.3.1.1. Расчет основных технических параметров молотковых дробилок

К основным техническим показателям молотковой дробилки относятся параметры дробильной камеры.

Для определения диаметра рабочей камеры дробилки воспользуемся схемой, представленной на рис. 1.8.

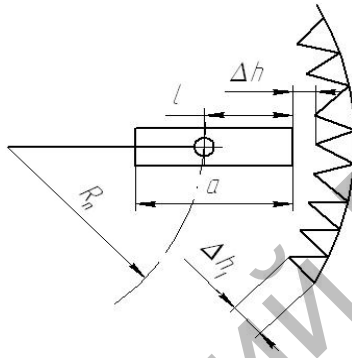


Рис. 1.8. Схема к расчету диаметра молотковой дробилки

Расстояние от оси крепления молотка до его торцевой грани определяем из соотношения

$$l = \frac{a}{1,5}, \quad (1.5)$$

где a – длина молотка, м.

Расстояние от оси барабана до оси подвеса молотка определяем по формуле

$$R_n = 2,25l. \quad (1.6)$$

Диаметр рабочей камеры определим по формуле

$$D = (l + R_n + \Delta h + \Delta h_1) 2, \quad (1.7)$$

где l – расстояние от оси крепления молотка до его торцевой грани, м;
 Δh – зазор между торцами молотка и декой ($\Delta h = 0,004\dots 0,010$ м);
 Δh_1 – толщина сита ($\Delta h_1 = 0,05$ м).

Определим длину дробильного барабана:

$$L = \frac{D}{4\dots 7}. \quad (1.8)$$

Определим длину дуги сита:

$$l_c = \frac{2\pi R\alpha}{360^\circ}, \quad (1.9)$$

где R – радиус дробильной камеры, $R = D/2$, м;
 D – диаметр рабочей камеры, м;
 α – угол охвата решета, град.

Определим площадь решета:

$$s_c = l_c L, \quad (1.10)$$

где l_c – длина дуги сита, м;
 L – длина барабана, м.

Площадь сепарирующей поверхности решета можно определить по формуле

$$s_{\text{сеп}} = (0,08\dots 0,35) s_c, \quad (1.11)$$

где s_c – площадь решета, м².

Число отверстий в решете равно

$$Z_{\text{отв}} = \frac{4s_{\text{сеп}}}{\pi d_{\text{отв}}^2 0,001}, \quad (1.12)$$

где $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия в решете, мм.

1.3.1.2. Расчет основных технологических параметров молотковых дробилок

В дробилке закрытого типа корм, поступаая в рабочую камеру измельчителя, подвергается воздействию вращающихся рабочих органов, под действием которых начинает перемещаться по плоскости решета. Если на пути измельченных частиц зерна встречается отверстие решета, в раствор которого частица вписывается, то она перемещается по каналу в сторону выгрузки.

Из схемы скоростей просеиваемого продукта через отверстия в решете (рис. 1.9) видно, что частицы перемещаются в зарешетное пространство в направлении вектора абсолютной скорости, которая и определяет скорость прохождения измельченного продукта через отверстия в решете, т. е. $V_{пр} = V_{абс}$.

Принимаем условие, в соответствии с которым окружная скорость корма приблизительно равна окружной скорости молотков $V_{окр} = V_m$. В соответствии с принятым условием окружная скорость корма определяется по формуле

$$V_{окр}^2 = \left[\frac{\pi D n_б}{60} (0,4 \dots 0,5) \right]^2, \quad (1.13)$$

где D – диаметр рабочей камеры, м;
 $n_б$ – число оборотов барабана, мин^{-1} .

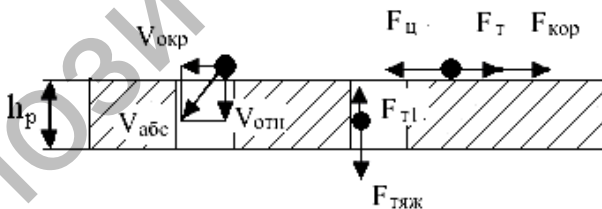


Рис. 1.9. Схема для определения пропускной способности решета

Относительную скорость определим по формуле

$$V_{отп}^2 = 2\Delta h_1 g \frac{f}{\text{tg}\alpha}, \quad (1.14)$$

где Δh_1 – толщина решета ($\Delta h_1 = 0,05$ м);
 g – ускорение свободного падения ($g = 9,8$ м/с²);
 f – коэффициент трения корма;
 α – угол обхвата решета, град.

Подставив значения формул (1.13) и (1.14) определим абсолютную скорость перемещения корма по каналам решета по формуле

$$V_{\text{пр}} = V_{\text{абс}} = \sqrt{V_{\text{отн}}^2 + V_{\text{окр}}^2}. \quad (1.15)$$

Производительность дробилки, подставив значение абсолютной скорости можно определить по формуле

$$Q_p = s_{\text{сеч}} \rho V_{\text{пр}}, \quad (1.16)$$

где $s_{\text{сеч}}$ – площадь сепарирующей поверхности, м²;
 ρ – плотность корма, кг/м³;
 $V_{\text{пр}}$ – скорость прохождения измельченного продукта через отверстия в решете, м/с.

1.3.1.3. Расчет основных энергетических параметров молотковых дробилок

Величину работы на разрушение зерна в дробилках ударного действия на основании закона о сохранении энергии при ударе можно определить по формуле

$$A_m = A_v + A_s + A_{\text{раз}}. \quad (1.17)$$

где A_m – энергозатраты на движение молотка до удара по зерну, Дж;
 A_v – энергия, рассеиваемая в объеме частиц при их деформировании (т. е. расходуемая на внутреннее трение и нагрев измельчаемого материала), Дж;
 A_s – энергозатраты на образование новых трещин и поверхностей в измельчаемом материале, Дж;
 $A_{\text{раз}}$ – энергозатраты на разрушении зерна, Дж.

Кинетическая энергия движущего молотка до удара равна

$$A_M = \frac{mv_M^2}{2}, \quad (1.18)$$

где m – масса молотка, кг;
 v_M – скорость молотка до удара, м/с.

Работу A_V представим как часть максимальной потенциальной энергии U_{\max} упругой деформации зерновки, запасенной во время удара:

$$A_V = \chi \frac{\sigma^2 V}{2E}, \quad (1.19)$$

где χ – коэффициент рассеяния энергии зерновкой;
 σ – напряжение в зерновке, Н/м²;
 V – объем зерновки, м³;
 E – модуль упругости.

Кинетическая энергия движущего молотка после удара по зерну

$$A_s = \frac{mv_{\text{ч}}^2}{2}, \quad (1.20)$$

где $v_{\text{ч}}$ – скорость образовавшихся при ударе частиц, м/с.

Подставив в (1.17) значения составляющих, величину затрачиваемой энергии на разрушение зерна можно определить по формуле

$$A_{\text{разр}} = \left[\frac{mv_M^2}{2} - \left(\chi \frac{\sigma_n^2 V}{2E} + \frac{mv_{\text{ч}}^2}{2} \right) \right] n, \quad (1.21)$$

где n – число ударов молотка по зерновке, шт.

Для реальных условий измельчители зерна нужно проектировать таким образом, чтобы процесс разрушения проходил за 1...2 удара или 30...50 ударов.

Оценивая прочность единичных зерен величиной разрушающего напряжения (по С.В. Мельникову) установлено, что из зерновых культур наибольшей прочностью обладает ячмень, который, будучи основной фуражной культурой, принят за эталон для сравнительной оценки. Для различных культур соотношение показателей прочности зерна следующее: ячмень – 100 %; пшеница – 91; рожь – 83; горох – 65; овес (без пленок) – 54 %.

Потребная мощность на дробление зерна определяется по формуле

$$N = N_{\text{изм}} + N_{\text{ц}} + N_{\text{х.х}}, \quad (1.22)$$

где $N_{\text{изм}}$ – мощность, затрачиваемая на разрушение материала, кВт;

$N_{\text{ц}}$ – мощность, затрачиваемая на циркуляцию корма в рабочей камере, кВт;

$N_{\text{х.х}}$ – мощность холостого хода дробилки, кВт.

Мощность, затрачиваемая на разрушение материала, определяется по формуле

$$N_{\text{изм}} = P_{\text{изм}} v_{\text{м}}, \quad (1.23)$$

где $P_{\text{изм}}$ – сила, затрачиваемая на измельчение корма, Н;

$v_{\text{м}}$ – скорость молотков, м/с.

Сила, затрачиваемая на измельчение корма:

$$P_{\text{изм}} = S \sigma_{\text{разр}}, \quad (1.24)$$

где S – площадь молотка, м²;

$\sigma_{\text{разр}}$ – разрушающее контактное напряжение (для зерновых $\sigma_{\text{разр}} = (70 \pm 20) \cdot 10^5$ Н/м², для стебельчатых $\sigma_{\text{разр}} = (100,4 \pm 20) \cdot 10^5$ Н/м²).

Площадь молотка определяется по формуле

$$S = l h_m, \quad (1.25)$$

где l – расстояние от оси крепления молотка до его торцевой грани, м;
 h_m – толщина молотка, м, $h_m = 0,002 \dots 0,004$ м.

Скорость молотков

$$v_m = \frac{\pi D n_6}{60}, \quad (1.26)$$

где D – диаметр рабочей камеры, м;
 n_6 – число оборотов барабана, мин^{-1} .

Мощность, затрачиваемая на циркуляцию корма в рабочей камере и холостого хода дробилки, определим по формуле

$$N_{ц} + N_{хх} = (0,15 \dots 0,20) N_{изм}. \quad (1.27)$$

1.3.2. Машины для подготовки к скармливанию зернофуража молочно-восковой спелости плющением

Для заготовки к скармливанию зерна влажностью 14...40 % применяется два способа:

- разрушение зерна плющением;
- разрушение зерна резанием.

Процесс плющения предусматривает разрушение зерна методом раздавливания для превращения зерна в хлопья и осуществляется вращающимися с разной скоростью навстречу друг другу вальцами (рис. 1.10). Для реализации данного метода разрушения зерна используются плющилки.

По принципу работы плющилки во многом схожи и состоят из рамы, цилиндрических вальцов с гладкой, рифленой или микрошероховатой поверхностью, вращающихся с разными окружными скоростями навстречу друг другу, механизмов перемещения и регулировки зазора между ними.

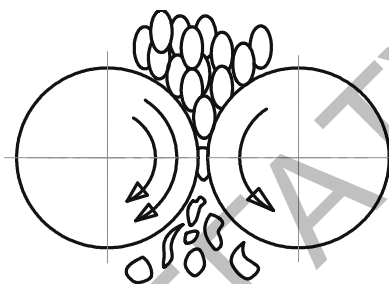
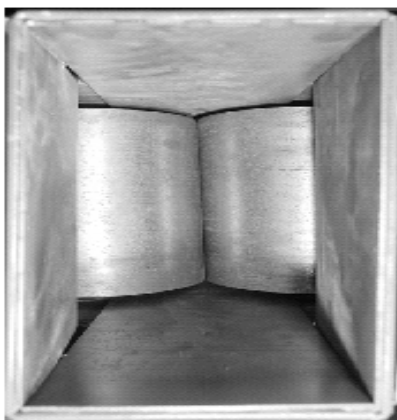


Рис. 1.10. Общий вид и схема плющильного аппарата

Технологический процесс протекает следующим образом. Зерно направляется на вальцы плющилки. Быстро вращающийся валец обгоняет частицу в зоне измельчения и обрабатывает ее своими рифлями, а частица, обгоняя медленно вращающийся валец, затягивает продукт в зазор между вальцами, испытывая сжатие, сдвиг и срез. Это и ведет к разрушению зерна.

Качество измельчения регулируют, изменяя зазор в вальцовой паре и соотношение окружных скоростей вальцов. Величина зазора между вальцами изменяется от 0,03 до 1,50 мм, малое изменение которого приводит к существенному изменению в процессе плющения.

На рис. 1.11 показана принципиальная схема зерноплющилки. Зерноплющилка состоит из бункера 1 для загрузки зерна различных видов. В нижней части бункера 1 имеется дозатор 2. На раме 3 крепятся вальцы 4 на подшипниках.

Один из вальцов крепится на раме неподвижно и соединен приводом с электродвигателем 5. Второй валец 7 подпружинен специальным механизмом 8 и может перемещаться по раме горизонтально. Это обеспечивает пропуск между вальцами случайно попавших твердых предметов. При снятии ремня 6 с электродвигателя 5 привод зерноплющилки может осуществляться от вала отбора мощности трактора через карданный вал.

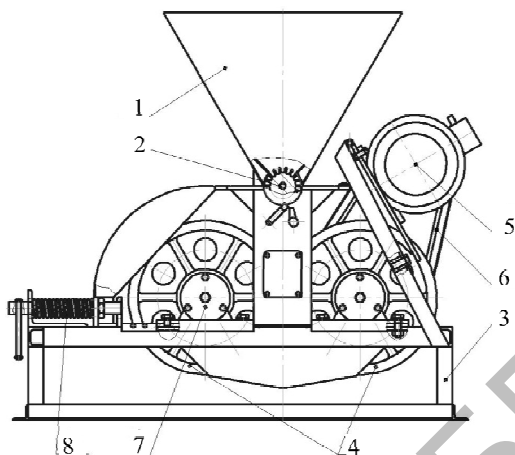


Рис. 1.11. Принципиальная схема зерноплющилки

По конструкции исполнения рабочих валцов плющилки могут быть:

1. С внешним контактом рабочих плоскостей и одинаковым размером рабочих органов (рис. 1.12). Важным показателем, обеспечивающим рабочий процесс плющилок, является угол захвата зерна вальцами.

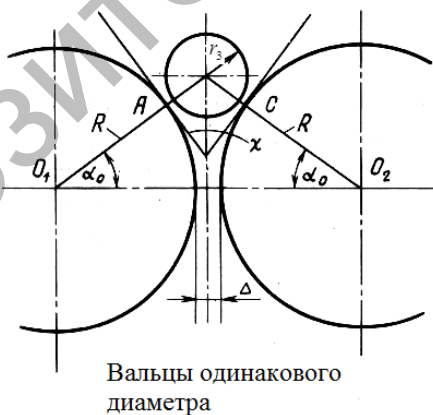


Рис. 1.12. Схема плющильного аппарата с внешним контактом рабочих плоскостей и одинаковым размером рабочих органов

Угол захвата для плющилок данного типа определяется по формуле

$$\chi = \arccos \left[\frac{(2R + \Delta)^2}{2(R + r_3)} - 1 \right], \quad (1.28)$$

где R – радиус вальца, м;

Δ – зазор между смежными вальцами, м;

r_3 – радиус зерна, м.

2. С внешним контактом рабочих плоскостей и разным размером рабочих органов (рис. 1.13).

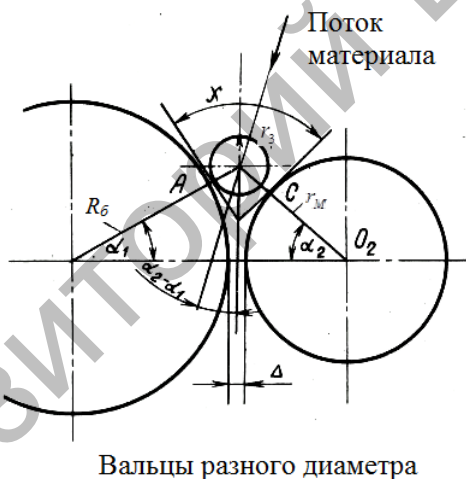


Рис. 1.13. Схема плющильного аппарата с внешним контактом рабочих плоскостей и разным размером рабочих органов

Угол захвата для вальцов с разными диаметрами

$$\chi = \arccos \frac{(R_6 + r_M + \Delta^2) + (R_6 - r_3)^2 - (r_M - r_3)^2}{2(R_6 + r_3)(r_M + r_3)}, \quad (1.29)$$

где R_6 – радиус большого вальца, м;

r_M – радиус малого вальца, м;

3. С внутренним контактом рабочих плоскостей вальцов (рис. 1.14).

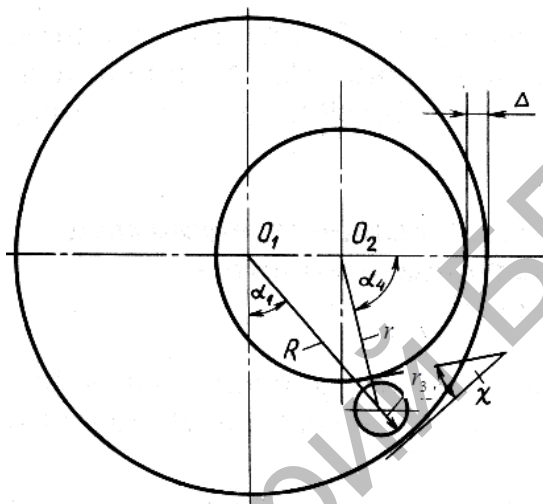


Рис. 1.14. Схема плющильного аппарата с внутренним контактом рабочих плоскостей вальцов

Для плющилок с внутренним контактом угол захвата определяется по формуле

$$\chi = \arccos \frac{(R - r_3)^2 + (r - r_3)^2 - (R - r - \Delta)^2}{2(R + r_3)(r + r_3)}. \quad (1.30)$$

Условие затягивания продукта в зазор между вальцами выполняется, если угол захвата $\chi \leq 2\varphi$, где φ – коэффициент трения.

Цилиндрические вальцы выпускаются с гладкой поверхностью. С целью увеличения производительности плющильного аппарата на поверхности вальцовых цилиндров может быть выполнено рифление, при этом профиль рифлей может быть различным (рис. 1.15).

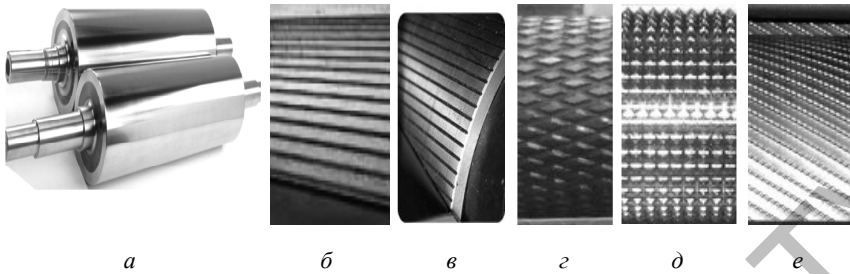


Рис. 1.15. Цилиндрические вальцы:

- a* – с гладкой поверхностью;
- б* – с горизонтально выполненными канавками;
- в* – с канавками, выполненными под углом к оси вала;
- г* – с рельефом поверхности вальцов в виде ромба;
- д* – с рельефом поверхности вальцов в виде правильной пирамиды;
- е* – с выполненной под углом к оси вала микрошероховатой поверхностью

Конструкция вальцовой плющилки модели *Murska* отличается от других вальцовых мельниц тем, что имеет плющильный аппарат дискового типа (рис. 1.16).

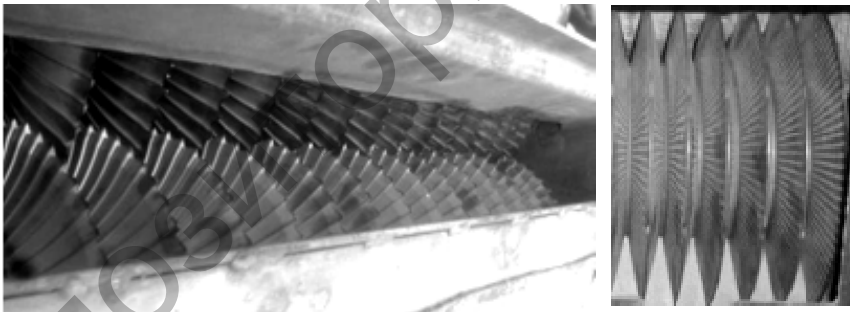


Рис. 1.16. Плющильный аппарат дискового типа

Зерновые плющилки могут иметь рельеф поверхности вальцов в виде зубцов, что дает возможность их полного сведения (зазор между вальцами ≈ 0 мм) и, в свою очередь, обеспечивает качественное плющение зерна любого размера без разрушения его структуры (рис. 1.17).



Рис. 1.17. Плющильный аппарат с рельефом поверхности валцов в виде зубцов

Плющилки зерна с тремя рабочими валцами позволяют получить высокое качество зернофуража (рис. 1.18).

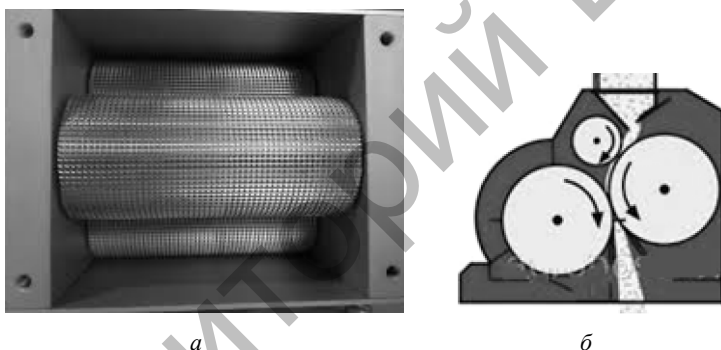


Рис. 1.18. Плющильный аппарат с тремя рабочими валцами:
а – плющильный аппарат;
б – схема рабочего процесса плющения

Такие плющилки имеют две рабочих щели, через которые поочередно проходит материал. Постепенное расплющивание зерен (сначала в большой, потом в малой щели) обеспечивает получение фуража самого высокого качества. Кроме того, при одной операции можно одновременно плющить мелкие и крупные зерна, например, кукурузу, бобы, горох, одновременно с овсом, ячменем, пшеницей. Ширина первой щели постоянна, а ширина второй щели регулируется для получения необходимой фракции.

1.3.2.1. Расчет основных технических параметров плющилок зерна

Основными конструктивными параметрами плющилок являются: диаметр и длина валцов (рис. 1.19).

Радиус вальца определим по формуле

$$R = \frac{(d - \Delta)}{2(1 - \cos\alpha)}, \quad (1.31)$$

где d – начальный размер частицы материала, мм;

α – угол захвата зерна вальцом, град (угол α не должен превышать угла трения φ);

Δ – зазор между вальцами, мм.

Из формулы (1.31) видно, что чем больше размер частиц, тем больше должен быть радиус вальцов. Влияние же зазора Δ между вальцами и угла трения частиц продукта обратное, т. е. чем больше эти величины, тем меньше может быть радиус вальцов.

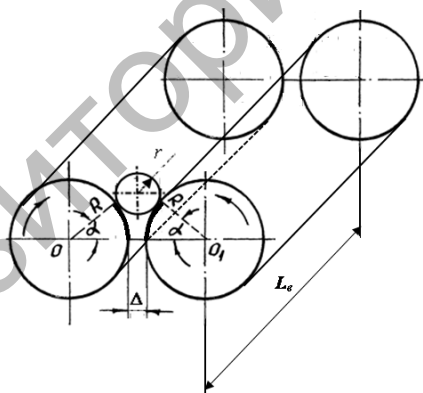


Рис. 1.19. Схема к определению радиуса вальцов

Зазор между вальцами определим по формуле

$$\Delta = \frac{d}{1,5}. \quad (1.32)$$

Величина зазора между вальцами изменяется от 0,03 до 1,5 мм и является регулируемым параметром измельчения. Его изменение приводит к существенному изменению в процессе измельчения. При эксплуатации плющилки зазор приходится регулировать, поскольку сам валец изнашивается, а физико-механические свойства зерна изменяются от партии к партии.

Длина вальца

$$L_b = \frac{E(d - \Delta)^2}{2\sigma_{сж} l \mu}, \quad (1.33)$$

где E – модуль деформации корма, Н/мм²;

$\sigma_{сж}$ – предел прочности материала при сжатии, Н/мм²;

l – длина пути (дуги) обработки материала, мм;

μ – коэффициент Пуассона.

Интенсивность измельчения материала в вальцовом станке определяется длиной l пути (дуги) обработки. Чем больше l , тем интенсивнее происходит площение и растирание продукта. Значение l можно определить из уравнения

$$l_b = \sqrt{(d - \Delta)R}. \quad (1.34)$$

В процессе площения зерна вальцами решающее значение имеют форма и состояние поверхностей вальцов. По характеру поверхности вальцы могут быть гладкими и рифлеными.

Основными параметрами рабочей поверхности рифленых вальцов являются:

- форма поперечного сечения рифлей;
- взаимное расположение граней рифлей;
- величина уклона рифлей к образующей вальца;
- число рифлей на единицу длины окружности вальца (на 1 см).

Каждая рифля имеет две грани (рис. 1.20). Грань меньшей площади принято называть гранью острия, большей – гранью спинки. Грани образуют между собой угол заострения γ . Если из вершины рифли опустить перпендикуляр на ось вальца, то угол

разделится на два неравных угла: α – угол острия (30...40°) и β – угол спинки (60...70°).

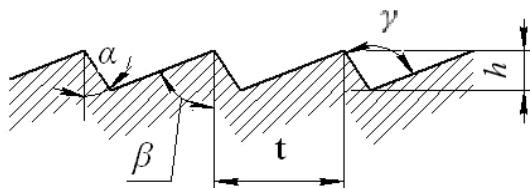


Рис. 1.20. Профиль рифлей вальцов

Рифли характеризуются профилем, количеством их на единицу длины окружности вальца и уклоном рифлей. Расстояние t между двумя вершинами рифлей, измеренное по окружности, называется *шагом рифлей*, а расстояние h между окружностью впадин и окружностью выступов, измеренное по радиусу вальца, называется *высотой рифлей*.

Шаг и число рифлей связаны следующим соотношением:

$$t = \frac{10}{n_{\text{риф}}}, \quad (1.35)$$

где $n_{\text{риф}}$ – количество рифлей на 1 см длины окружности вальца.

Высоту рифли определяют по формуле

$$h = t \sin \alpha_{\text{риф}}, \quad (1.36)$$

где $\alpha_{\text{риф}}$ – угол уклона рифли, град.

Рифли на парно работающих вальцах располагают обычно по двум вариантам – «острие по острию» и «тупое по тупому» (рис. 1.21).

При расположении рифлей «острие по острию» измельчаемая частица продукта поддерживается режущей гранью медленно вращающегося вальца и измельчается режущей гранью быстровращающегося. В этом случае частицы разрушаются в результате

среза и скалывания, что способствует образованию крупных фракций крупок.



Рис. 1.21. расположение рифлей вальцов:
a – «острие по острию»; *б* – «тупое по тупому»

При расположении рифлей «тупое по тупому» частицы разрушаются на более мелкие фракции. То или иное взаимное расположение рифлей парно работающих вальцов достигается соответствующим их разворотом при укладке в вальцовый станок. Очевидно, что для приготовления кормов необходимо применять первый вариант расположения рифлей. Плотность нарезки рифлей R составляет обычно 4...12. Чем больше R , тем мельче по гранулометрическому составу получается продукт.

1.3.2.2. Расчет основных энергетических параметров плющилок зерна

Производительность вальцовых плющилок в общем виде можно определить по формуле

$$Q = \pi DL(\Delta + b)n, \quad (1.37)$$

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

Производительность плющилок с рифлеными вальцами определяется по формуле

$$Q = (\Delta + h)Lv_{\text{ср}}\rho, \quad (1.38)$$

где h – высота рифли, м;

ρ – плотность зерна, кг/м^3 ;

v_{cp} – средняя скорость вращения вальцов, м/с. Обычно $v_{cp} = 2,5 \dots 5$ м/с.

С целью повышения эффективности работы плющилки скорость вращения вальцов различна. Определить окружную скорость вращения смежного вальца можно по формуле

$$v_{cm} = Kv_{cp}. \quad (1.39)$$

Для рифленых вальцов оптимальным соотношением является $K = 2,5$; для микрошероховатых $K = 1,25$.

Параметром, характеризующим процесс плющения, является усилие разрушения зерна, создаваемое пружинами предохранительного устройства. Площадь, на которой будет действовать это усилие можно определить по формуле

$$S_b = L_b l_b, \quad (1.40)$$

где L_b – длина вальцов, м;

l_b – длина дуги на участке измельчения материала, м, $l_b = R\alpha = D\alpha/2$ (R – радиус вальца, м; α – угол дуги, рад.).

Среднее усилие разрушения зерна

$$P_{cp} = \sigma_{сж} S_b \mu = \sigma_{сж} L_b l_b \mu, \quad (1.41)$$

где $\sigma_{сж}$ – предел прочности материала при сжатии, Н/м²;
 μ – коэффициент Пуассона.

Сила нажатия пружин подвижного вальца должна обеспечивать рассчитанные по формуле (1.22) значения усилия разрушения зерна.

Мощность $N_{дв}$ двигателя плющилки на преодоление всех сопротивлений при работе машины:

$$N_{дв} = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \quad (1.42)$$

где N_1 – мощность, расходуемая на разрушение зерна, кВт;

N_2 – мощность, расходуемая на трение подшипников, кВт;
 η – КПД передачи ($\eta = 0,90...0,95$).

Мощность двигателя N_1 , необходимая для разрушения зерна:

$$N_1 = 2\pi n \sigma_{\text{сж}} L l \mu \Delta f. \quad (1.43)$$

Мощность N_2 , необходимая на преодоление трения в подшипниках двух валцов, кВт:

$$N_2 = 2\pi n d_{\text{ш}} f_1 G, \quad (1.44)$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шейки вала, м;

f_1 – коэффициент трения качения, приведенный к валу, $f_1 = 0,001$;

G – нагрузка на подшипники, Н.

1.3.3. Машины для подготовки к скармливанию зернофуража молочно-восковой спелости резанием

Для измельчения зерна влажностью от 14 до 40 % резанием разработан измельчитель с вертикально расположенной рабочей камерой (рис. 1.22). Измельчитель состоит из вертикально расположенной рабочей камеры 1, внутри которой, соосно, установлен ротор 2 с ножами 3, образующими верхнюю и нижнюю ступени измельчения, по два яруса ножей в каждой.

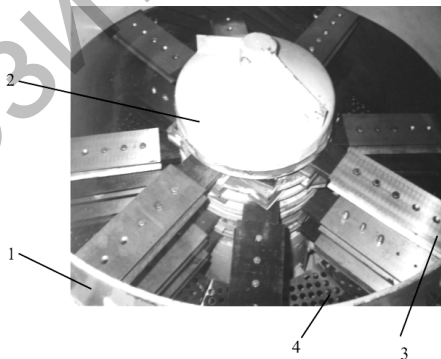


Рис. 1.22. Измельчитель зерна влажностью более 14 %:
1 – рабочая камера измельчителя; 2 – ротор; 3 – ножи;
4 – решето с диаметром отверстий 15 мм

В каждом ярусе верхней ступени установлено по 4 ножа, а нижней – по 8 ножей. С целью равномерного распределения нагрузки на ротор 2 ножи каждого яруса смещены вокруг вертикальной оси относительно ножей смежного.

Для сепарации измельченного влажного зерна в рабочей камере 1, под последним ярусом ножей, установлено одно решето 4, диаметр цилиндрических отверстий в котором равен 15 мм. Зазор между решетом 4 и ножами 3 нижнего решета равен 5 мм.

В качестве пассивных рабочих органов используются установленные по внутреннему периметру рабочей камеры рифленые деки, рифли которых имеют треугольную форму. Рациональный угол заострения рифли должен находиться в пределах $80^\circ \dots 100^\circ$, значение угла наклона грани выступа должно быть в пределах $65^\circ \dots 75^\circ \geq \tau \geq 40^\circ \dots 58^\circ$.

Измельчитель зерна молочно-восковой спелости работает следующим образом. Влажное зерно загружается в вертикально расположенную рабочую камеру 1. Так как зерно движется перпендикулярно вращающимся в горизонтальной плоскости ножам 3, то обеспечивается создание противорежущего эффекта, по всему периметру рабочей зоны ножей 3, разрушающих структуру зерна.

Перемещаясь на поверхность решета 4, зерно доизмельчается и его частицы поступают в рабочую зону отверстий. Многократное воздействие ножей на зерно режет его на мелкие частицы, структура каждой из которых не нарушается, а следовательно, нет потерь наиболее ценной, питательной части корма – клеточного сока.

Зерно доставляется к месту хранения, где складывается. Так как зерно разрезано на отдельные частицы, то происходит их смещение относительно друг друга до плотного прилегания смежных поверхностей с меньшим усилием и снижается потребление консерванта. Поскольку геометрические размеры влажного зерна уменьшились без нарушения структуры клеток и плотно совмещены смежные поверхности частиц, то не происходит нарушения монолита уплотненного корма. Это исключает образование воздушных полостей в уплотненной массе, а следовательно, и окислительные процессы, значительно снижающие качество корма.

1.3.3.1. Расчет основных конструктивных параметров измельчителя зернофуража молочно-восковой спелости

Параметром, обеспечивающим надежную работу измельчителя, является толщина ножа. Этот показатель особенно важен при измельчении зернофуража в вертикально расположенной рабочей камере, так как в этом случае нож перемещается над решетом в режиме резания. При этом нагрузка на него постоянно изменяется и нож будет прогибаться, что может быть причиной его поломки.

При движении ножа (рис. 1.23) в рабочем режиме величина сжимаемого слоя корма, находящегося между ножом и решетом, определяется по формуле

$$F_{\text{обж}} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{\text{сж}}^2}{\Delta_1}, \quad (1.45)$$

где μ – коэффициент Пуассона;

E – модуль деформации корма, Н/м^2 ;

$h_{\text{сж}}$ – величина сжатого слоя корма, м;

Δ_1 – зазор между ножом и решетом, м.

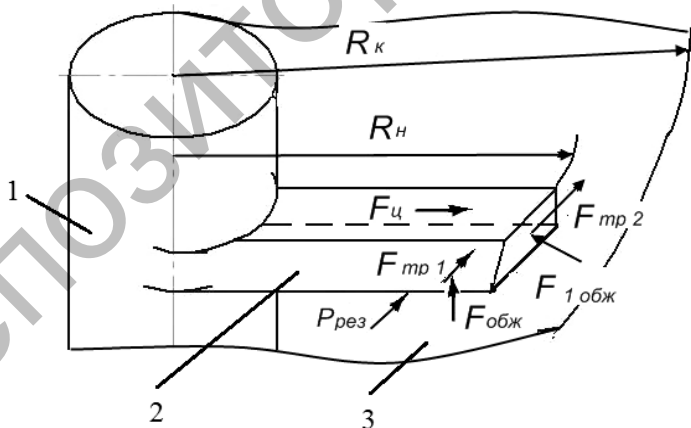


Рис. 1.23. Схема к расчету толщины ножа:
1 – ротор; 2 – нож; 3 – рабочая камера измельчителя

Работа, затрачиваемая на преодоление силы $F_{\text{обж}}$, определяется по формуле

$$A_{\text{тр}_1} = \mu \frac{E h_{\text{сж}}^2}{2 \Delta_1} f_k l_{\text{н.пр}}, \quad (1.46)$$

где f_k – коэффициент трения корма по металлу;

$l_{\text{н. пр}}$ – длина ножа, движущегося над плоскостью решета, м.

В процессе работы измельчителя корм поступает в зазор между внутренней поверхностью рабочей камеры и ножом. В результате возникает горизонтально направленная сила обжатия, величину которой можно определить по формуле

$$F_{1 \text{ обж}} = \mu \frac{E h_{\text{сж}}^2}{2 \Delta_2}, \quad (1.47)$$

где Δ_2 – зазор между внутренней поверхностью рабочей камеры и ножом, м.

Работу, затрачиваемую на преодоление силы трения $F_{1\text{обж}}$, можно определить по формуле

$$A_{\text{тр}_2} = \mu \frac{E h_{\text{сж}}^2}{2 \Delta_2} f_k b_n, \quad (1.48)$$

где b_n – ширина ножа, м.

При резании корма лезвием ножа на его активной части возникает критическая сила резания, которую можно определить по формуле

$$A_{\text{кр.рез}} = P_{\text{рез}} l_{\text{лезв}}, \quad (1.49)$$

где $P_{\text{рез}}$ – сила резания, Н;

$l_{\text{лезв}}$ – длина активной части лезвия ножа, м.

Вращательное движение ножа осуществляется действием окружной силы, работу на преодоление которой можно определить из выражения

$$A_{\text{окр}} = F_{\text{окр}} R_{\text{н}} = \frac{N_{\text{дв}}}{\omega_{\text{р}}}, \quad (1.50)$$

где $N_{\text{дв}}$ – мощность, передаваемая от электродвигателя на ротор измельчителя, кВт;

$\omega_{\text{р}}$ – угловая скорость ротора измельчителя, с^{-1} .

Полученные уравнения позволяют определить изгибающую нагрузку, действующую на нож при опорном резании:

$$A_{\text{тр}_1} + A_{\text{тр}_2} + A_{\text{окр}} + A_{\text{кр.рез}} = A_{\text{изг}}. \quad (1.51)$$

Крепление режущего элемента в измельчителе исключает его перемещение в вертикальной плоскости, что позволяет с некоторыми допущениями рассматривать нож как консольную балку с жестко закрепленным концом. Для такого крепления максимально изгибающую нагрузку, действующую на нож, можно определить по формуле

$$P_{\text{н}} = \frac{b_{\text{н}} h_{\text{н}}^2}{l_{\text{кр}}} \frac{\sigma_{\text{в}}}{6}, \quad (1.52)$$

где $h_{\text{н}}$ – толщина ножа, м;

$l_{\text{кр}}$ – длина ножа от оси крепления до торца, м;

$\sigma_{\text{в}}$ – допустимый предел прочности, МПа.

Работу, затраченную на преодоление указанной силы, можно определить по формуле

$$A_{\text{изг}} = P_{\text{н}} R_{\text{н}}, \quad (1.53)$$

где $P_{\text{н}}$ – действующая на нож нагрузка, Н;

$R_{\text{н}}$ – радиус, описываемый ножами, м.

Подставив соответствующие составляющие в уравнение (1.51), получим

$$\mu \frac{E}{2} \frac{h_{\text{сж}}^2}{\Delta_1} f_{\text{к}} l_{\text{н.пр}} + \mu \frac{E}{2} \frac{h_{\text{сж}}^2}{\Delta_2} f_{\text{к}} b_{\text{н}} + \frac{N_{\text{дв}}}{\omega_{\text{рот}}} + P_{\text{рез}} l_{\text{лезв}} = \frac{b_{\text{н}} h_{\text{н}}^2}{l_{\text{кр}}} \frac{\sigma_{\text{в}}}{6} R_{\text{н}}. \quad (1.54)$$

Из уравнения (1.54) определим толщину режущего элемента:

$$h_{\text{н}} = \sqrt{\frac{\left[\mu \frac{E}{2} h_{\text{сж}}^2 f_{\text{к}} \left(\frac{l_{\text{н.пр}}}{\Delta_1} + \frac{b_{\text{н}}}{\Delta_2} \right) + \frac{N_{\text{дв}}}{\omega_{\text{рот}}} + P_{\text{рез}} l_{\text{лезв}} \right] 6 l_{\text{кр}}}{b_{\text{н}} \sigma_{\text{в}} R_{\text{н}}}}. \quad (1.55)$$

Анализ формулы (1.55) показывает, что с увеличением передаваемой на нож мощности его толщина возрастает. При расчете необходимо учитывать физико-механические свойства кормов и конструктивные особенности измельчителя.

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К СКАРМЛИВАНИЮ СТЕБЕЛЬЧАТЫХ КОРМОВ

2.1. Классификация, устройство и процесс работы машин для подготовки к скармливанию грубых кормов

К группе грубых кормов относят *солому*. Из известных видов соломы наибольшее применение в процессе кормления животных находят овсяная и ячменная, содержащие соответственно 0,31 и 0,36 к. ед. на 1 кг сухого вещества. При всех способах заготовки влажность соломы перед укладкой на хранение должна быть не более 20 %. Скармливать солому можно как в целом, так и измельченном виде. В последнем случае солому рекомендуется измельчить вдоль волокон, что обеспечивает наибольшую энергетическую отдачу корма. Измельченную солому можно скармливать животным в составе кормосмеси и выдавать кормораздатчиками общего назначения.

В кормовом балансе животных *сено* является также источником необходимых питательных веществ. Готовят сено из естественных и сеяных трав. Влажность трав при заготовке сена должна быть не более 14...17 %. Это обеспечивает его сохранность в течение длительного периода.

Скармливают сено, как и солому. При выдаче его животным в измельченном виде размер частиц должен находиться в пределах 30...50 мм.

Для измельчения грубых стебельчатых кормов используются ножевые и молотковые рабочие органы (рис. 2.1).

Молотковые рабочие органы являются универсальными, они могут измельчать все виды кормов и незаменимы при производстве травяной, сенной или соломенной муки, когда требуется размер частиц не более 1...3 мм.

Однако молотковые дробильные аппараты имеют большой удельный расход энергии на разрушение. При ударном воздействии молотков на корнеклубнеплоды происходит их разрушение со значительным выделением клеточного сока, что не отвечает зоотехническим требованиям.

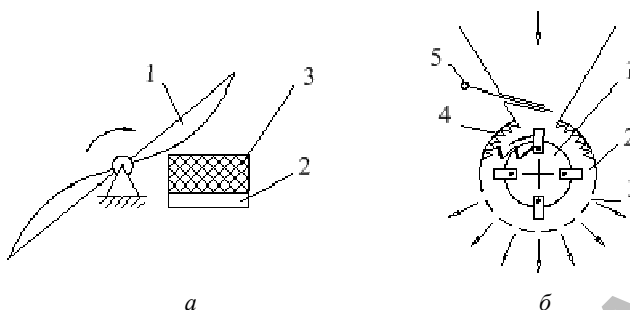


Рис. 2.1. Рабочие органы измельчителей корнеклубнеплодов и стебельчатых кормов:
а – ножевые: 1 – нож; 2 – противорежущая пластина; 3 – измельчаемый материал;
б – молотковые: 1 – диск; 2 – молоток; 3 – решето; 4 – дека;
 5 – регулирующая заслонка

Достоинствами *ножевых рабочих органов* являются малый удельный расход энергии при лучшем качестве измельчения, возможность измельчать корма любой влажности.

Перечисленные преимущества предопределили наибольшее применение для измельчения корнеклубнеплодов и стебельчатых кормов *ножевых рабочих органов*, которые могут быть с вертикально и горизонтально расположенной рабочей камерой.

2.2. Измельчитель-смеситель с вертикально расположенной рабочей камерой

Для измельчения кормов любой влажности и их смешивания при приготовлении кормовых смесей применяется измельчитель-смеситель кормов с вертикально расположенной рабочей камерой ИСК-3, содержащий *ножевой измельчающий аппарат* (рис. 2.2).

Машина состоит из расположенных одна над другой приемной I, рабочей II и выгрузной III камер и соосно уставленного в них *ножевого ротора 5*. На роторе размещены ярусами ножи измельчителя, выполняющие также роль смесителей. В нижней части ротора, расположенной в выгрузной камере, находится швырляка.

В стенках рабочей камеры имеется шесть окон, в которых устанавливают пакеты ножей-противорезов и зубчатые деки. Окна закрывают с наружной стороны кожухами 12.

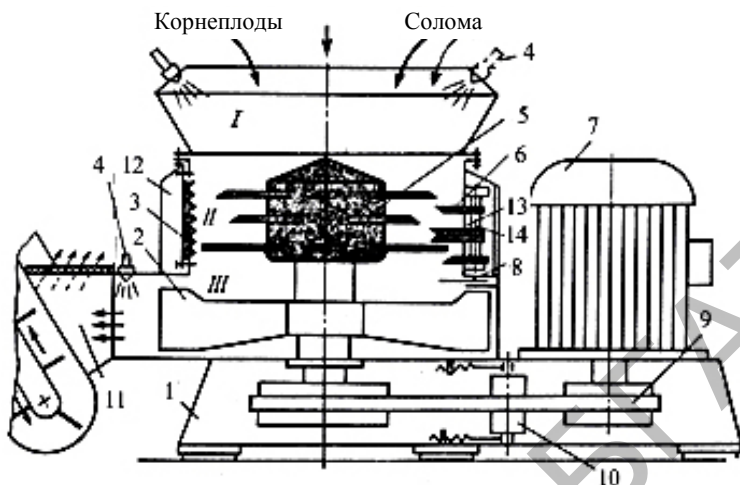


Рис. 2.2. Измельчитель-смеситель
с вертикально расположенной рабочей камерой:
I – приемная камера; II – камера измельчения и смешивания;
III – выгрузная камера;

- 1 – рама; 2 – лопастная швырялка; 3 – зубчатая дека; 4 – форсунка; 5 – ротор;
6 – противорежущий нож; 7 – электродвигатель; 8 – шибер;
9 – клиноременной привод; 10 – ролик; 11 – бункер выгрузного транспортера;
12 – кожух; 13 – противорежущий нож; 14 – вал

Пакет ножей-противорезов собран на валу 14, установленном шарнирно на основании 13, прикрепляемом к корпусу рабочей камеры.

Для введения в обрабатываемую массу жидких добавок предусмотрены по две форсунки 4 – на приемной и на выгрузной камерах.

При работе измельчителя-смесителя, корма загружаются в камеру I и попадают в зону взаимодействия противорежущих ножей 6 верхнего яруса с режущими элементами ротора 5, где частично измельчаются и равномерно распределяются по периметру рабочей камеры. Затем частицы кормов увлекаются на гладкий участок внутренней поверхности камеры и под действием силы тяжести по спирали несколько перемещаются вниз. На пути своего движения частицы кормов встречают зубчатые деки 3, и их скорость уменьшается.

Ножи 5 следующего яруса, являясь более длинными, осуществляют измельчение и дальнейшее продвижение частиц кормов.

Благодаря этому одна часть измельченных кормов приобретает скорость большую, чем другая, что способствует проникновению одних частиц кормов в массу других и эффективному их смешиванию.

Перемещаясь под действием гравитационной силы вниз, корм встречает на своем пути грани ножей 5 и противорежущих элементов 6 нижних ярусов, окончательно измельчаясь.

В конце процесса кормосмесь попадает в выгрузную камеру и швырялкой выбрасывается в бункер выгрузного транспорта.

Для измельчения одного вида корма или нескольких компонентов, подлежащих измельчению и смешиванию, в окнах устанавливаются все шесть пакетов противорезов.

При необходимости доизмельчения компонентов смеси оставляют на месте три пакета противорезов и три зубчатые деки, чередуя их в окнах рабочей камеры.

Вертикальная загрузка данного измельчителя-смесителя и последующее воздействие рабочих органов на корм по мере продвижения его в рабочей камере под действием гравитационных сил позволяет в одной машине объединить три операции: механизированную загрузку, измельчение и выгрузку.

Машина может комплектоваться лопастной (рис. 2.2) или пальцевой (рис. 2.3) швырялкой. Преимуществом пальцевой швырялки является снижение затрат энергии на транспортировку кормов в рабочую зону выгрузного окна и минимальный воздушно-кормовой поток, что исключает расслоение кормосмеси.



Рис. 2.3. Измельчитель-смеситель с пальцевой швырялкой:
1 – камера измельчения и смешивания; 2 – выгрузная камера; 3 – ротор;
4 – нож; 5 – пальцевая швырялка; 6 – противорез

Производительность машины, работающей на смешивании, может достигать до 25 т/ч, на смешивании с частичным доизмельчением – до 15 т/ч, на измельчении, например, соломы – до 3...4 т/ч при длине резки до 30 мм и 4...8 т/ч при длине резки до 50 мм.

Машина обеспечивает смешивание силоса, соломы, корнеплодов и комбикорма со степенью равномерности 80...90 %. Обслуживает измельчитель-смеситель один рабочий.

2.2.1. Расчет основных технических параметров роторного измельчающего аппарата вертикального типа

Диаметр рабочей камеры можно определить по формуле

$$D_{\text{кам}} = \sqrt{\frac{4Q\omega^2 + d_{\text{рот}}^2 \pi r n f g}{\pi r n f g}}, \quad (2.1)$$

где Q – производительность измельчителя, т/ч;

ω – угловая скорость ротора, с^{-1} , $\omega = \pi n / 30$;

$d_{\text{рот}}$ – диаметр ротора измельчителя, м;

ρ – плотность корма, кг/м^3 ;

n – число оборотов ротора с ножами, мин^{-1} ;

f – коэффициент трения скольжения кормов по поверхности рабочей камеры из стали;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Длина ножа

$$l_{\text{нож}} = \frac{D_{\text{кам}} - d_{\text{рот}}}{2} - 2\Delta, \quad (2.2)$$

где Δ – зазор между торцом ножа и внутренней поверхностью рабочей камеры, м.

Площадь ножей, расположенных в одном ярусе (горизонтальной плоскости):

$$S_{\text{нож}} = (l_{\text{нож}} b_{\text{нож}}) k, \quad (2.3)$$

где $l_{\text{нож}}$ – длина ножа, м;
 $b_{\text{нож}}$ – ширина ножа, м;
 k – число ножей в ярусе, шт.

Площадь, занимаемая в рабочей камере ротором и ножами:

$$S_{\text{рот}} = \frac{\pi d_{\text{рот}}^2}{4} + (l_{\text{нож}} b_{\text{нож}}) k. \quad (2.4)$$

Площадь рабочей камеры можно определить по формуле

$$S_{\text{кам}} = \frac{\pi (D_{\text{кам}}^2)}{4} - \left(\frac{\pi d_{\text{рот}}^2}{4} + (l_{\text{нож}} b_{\text{нож}}) k \right). \quad (2.5)$$

Для выполнения технологического процесса резания внутри рабочей камеры измельчителя-смесителя установлены блоки противорезающих элементов. Для резания корма с минимальными энергетическими затратами они выполнены в виде сегмента. Площадь противорезающей пластины можно определить по формуле

$$S_{\text{сег}} = \frac{\pi r_{\text{сег}}^2 \alpha_{\text{сег}}}{360} K_{\text{сег}}, \quad (2.6)$$

где $r_{\text{сег}}$ – радиус сегмента, м;

$\alpha_{\text{сег}}$ – угол наклона противореза к внутренней поверхности рабочей камеры, град;

$K_{\text{сег}}$ – число сегментов в ярусе, шт.

Тогда площадь рабочей камеры

$$S_{\text{кам. пол}} = \left[\frac{\pi (D_{\text{кам}}^2)}{4} - \left(\frac{\pi d_{\text{рот}}^2}{4} + (l_{\text{нож}} b_{\text{нож}}) k \right) - \frac{\pi r_{\text{сег}}^2 \alpha_{\text{сег}}}{360} K_{\text{сег}} \right] K_{\text{ярус}}, \quad (2.7)$$

где $K_{\text{ярус}}$ – число ярусов ножей и противорезающих пластин в рабочей камере, шт.

2.2.2. Расчет основных технологических параметров роторного измельчающего аппарата вертикального типа

В измельчителе с вертикально расположенной рабочей камерой и многоплоскостным измельчающим аппаратом корма перемещаются в сторону выгрузной камеры по винтовой линии. Угол наклона траектории скорости движения корма в рабочей камере определим с учетом действующих на корм силы тяжести и силы инерции:

$$\cos \alpha = \frac{f_m g}{\omega^2 l_{\text{нож}}}, \quad (2.8)$$

где ω – угловая скорость ротора, с^{-1} .

Скорость перемещения корма внутри рабочей камеры

$$v_{\text{корма}} = \frac{Q}{S_{\text{кам. пол}} \rho \cos \alpha}, \quad (2.9)$$

где ρ – плотность корма, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Фактическую производительность измельчителя можно определить по формуле

$$Q_{\text{кам}} = S_{\text{кам. пол}} \rho v_{\text{корма}} \cos \alpha, \quad (2.10)$$

где $S_{\text{кам. пол}}$ – площадь рабочей камеры, м^2 .

2.2.3. Определение затрат энергии на привод измельчителя вертикального типа

Мощность, затрачиваемая на резание корма, является одним из основных параметров, определяющих выбор электродвигателя

для привода измельчителя кормов. Величину этой мощности можно определить по формуле

$$N_{\text{пр}} = \frac{W_{\text{рез}} z_{\text{м}}}{t_{\text{рез}} \omega_{\text{р1}}}, \quad (2.11)$$

где $W_{\text{рез}}$ – момент количества движений ножа при выполнении процесса резания, кг·м²/с;

$z_{\text{м}}$ – число закрепленных на роторе ножей, шт.;

$t_{\text{рез}}$ – время, затраченное на процесс резания, с;

$\omega_{\text{р1}}$ – угловая скорость ножа, с⁻¹.

В общем виде момент количества движения ножа при выполнении процесса резания определим из формулы

$$W_{\text{рез}} = (m_{\text{н}} + m_{\text{л}}) r_{\text{ин}}^2 \omega_{\text{р}}, \quad (2.12)$$

где $m_{\text{н}}$ – масса ножа, кг;

$m_{\text{л}}$ – масса корма на лезвии ножа, кг;

$r_{\text{ин}}$ – расстояние от оси ротора до центра тяжести ножа, м;

$\omega_{\text{р}}$ – угловая скорость ротора, с⁻¹.

Величину мощности, расходуемую на резание, можно определить по формуле

$$N_{\text{пр}} = \frac{(m_{\text{н}} + m_{\text{л}}) r_{\text{ин}}^2 \omega_{\text{р}} z_{\text{м}}}{t_{\text{рез}} \omega_{\text{р1}}}. \quad (2.13)$$

В случае если ножи на роторе закреплены шарнирно, момент количества движения ножа при выполнении процесса резания определим из формулы

$$W'_{\text{рез.ш}} = (m_{\text{н}} + m_{\text{л}}) (R_{\text{под}} + C - C \cos \alpha^1)^2 \omega_1, \quad (2.14)$$

где α^1 – максимальный угол отклонения шарнирно закрепленного ножа от радиального положения, град;

$R_{\text{под}}$ – расстояние от оси ротора до оси крепления ножа, м;
 C – расстояние от оси крепления ножа до его центра тяжести, м.

Анализ формулы (2.14) показывает, что величина момента количества движения ножа при резании корма зависит от динамического взаимодействия ножа с материалом и конструктивных особенностей измельчителя. Этот показатель возрастает при шарнирном креплении ножа, так как в данном случае нарушается жесткость связи между ножом и ротором. В результате ножи при работе отклоняются от радиального положения, что трансформирует угол резания.

Таким образом, наименее энергоемким является измельчающий аппарат с жестким креплением ножей на роторе машины. В этом случае на протяжении выполнения технологического процесса не происходит нарушение динамики движения активных рабочих органов и надежность измельчителя повышается.

2.3. Измельчитель кормов барабанного типа

Для измельчения всех видов грубых и сочных кормов может использоваться измельчающий аппарат барабанного типа «Волгарь 5А» (рис. 2.4), который состоит из противорежущей пластины и барабана с ножами, которые могут иметь прямую или спиральную форму.

На барабане, как правило, установлено 6 ножей с углом заточки $35^{\circ}40'$ и углом подъема винтовой линии 70° . Угол заточки противорежущей пластины равен 75° . Зазор между лезвием ножей и противорежущей пластиной устанавливают в пределах 0,5...1,0 мм и регулируют перемещением барабана. Длину резки можно изменять передаточным числом приводной передачи (заменой звездочек на валу ножевого барабана) и числом установленных на барабане ножей. Предельный износ режущей кромки ножей 10...12 мм, противорежущей пластины – до 5 мм.

С целью снижения затрат энергии на процесс резания, перед барабаном устанавливается подающий корм уплотняющий механизм.

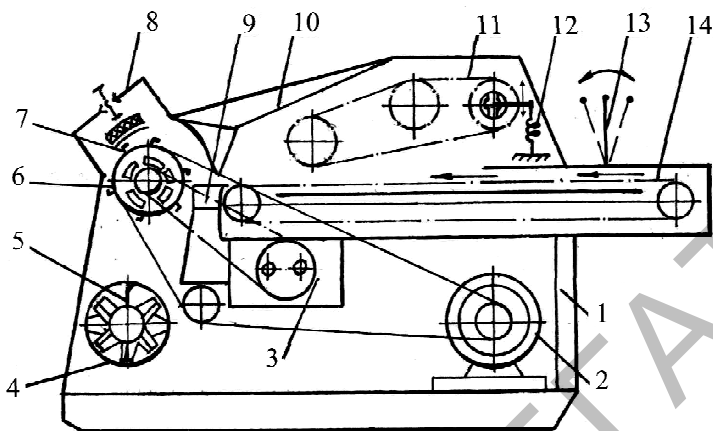


Рис. 2.4. Схема устройства и технологический процесс работы измельчителя кормов с измельчающим аппаратом барабанного типа:
 1 – рама; 2 – электродвигатель; 3 – редуктор; 4 – аппарат вторичного резания;
 5 – шнек; 6 – аппарат первичного резания; 7 – ножи; 8 – заточное устройство;
 9 – противорезущая пластина; 10 – крышка; 11 – нажимной транспортер;
 12 – натяжное устройство; 13 – скоба; 14 – подающий транспортер

Известны два типа подающих механизмов подачи кормов в рабочую зону измельчающего аппарата. Один из них состоит из подающего 1 и прижимного 2 транспортеров (рис. 2.5).

Прижимной транспортер 2 плавающего типа, ведомый вал с лентой перемещается в вертикальной плоскости. Это позволяет варьировать высоту подачи кормов на подающем транспортере и обеспечивает уплотнение их по мере перемещения к измельчающему аппарату.

Для предохранения обоих транспортеров от поломок при перегрузках на ведущем валу редуктора смонтирована предохранительная муфта, которая должна быть отрегулирована на передачу крутящего момента.

Вращательное движение оба транспортера получают от электродвигателя.

При измельчении корм, подаваемый из кормоприемника-питателя, располагается (или укладывается вручную) ровным слоем на подающем транспортере 1, уплотняется наклонным транспортером 2, а затем направляется к измельчающему аппарату.

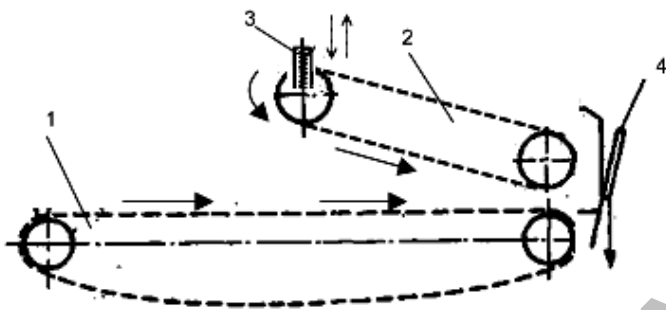


Рис. 2.5. Схема питающего аппарата грубых кормов с прижимным транспортером:
1 – транспортер подающий; 2 – прижимной транспортер;
3 – пружина; 4 – нож

Для предотвращения затягивания корма в зазор между противорежущей пластиной и лентой подающего транспортера, размер зазора устанавливают минимальным.

С целью уплотнения стебельчатых кормов, используется питающий аппарат, состоящий из подающего транспортера прижимного и верхнего и нижнего питающих валцов (рис. 2.6).

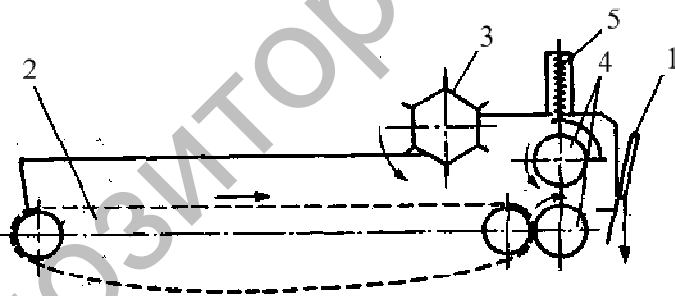


Рис. 2.6. Схема питающего аппарата грубых кормов с валцами:
1 – нож; 2 – транспортер подающий;
3 – валец прижимной; 4 – валец питающий; 5 – пружина

Валцы выполняют зубчатыми или рифлеными (рис. 2.7). В этом случае сила трения заменяется силой сцепления между материалом и вальцом.

При выполнении работы процесс уплотнения слоя стебельчатых кормов претерпевает несколько фаз. Подаваемый из кормоприемника-

питателя корм укладывается ровным слоем на подающем транспортере 2 и уплотняется прижимным вальцом 3. За счет смещения стеблей растений прижимной валец 3 уплотняет массу до коэффициента уплотнения 0,7...0,8. Однако при выходе с его рабочей зоны масса снова расширяется, приобретая состояние, при котором коэффициент уплотнения равен 0,4...0,5. Данное состояние слоя корма снова требует его уплотнения, поэтому корм направляется к питающим вальцам 4, из которых поступает в измельчающий аппарат.

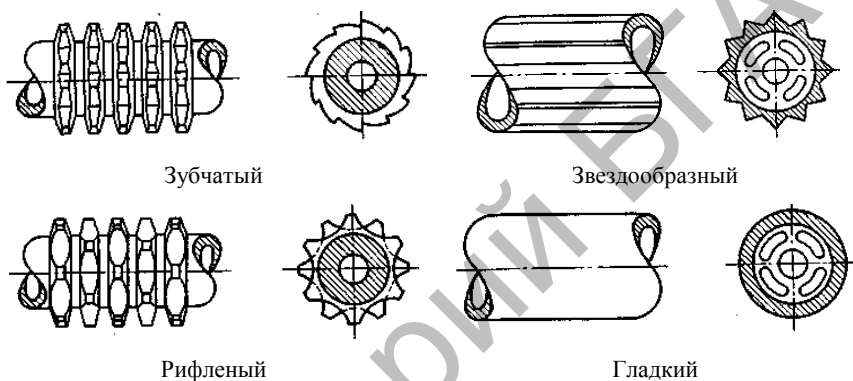


Рис. 2.7. Виды вальцов

Конструкция питающего аппарата грубых кормов с вальцами отличается простотой конструкции, однако повторное уплотнение кормов требует дополнительных затрат энергии.

2.3.1. Определение параметров режущего аппарата барабанного типа

Основными параметрами барабанного режущего аппарата являются: высота h расположения горловины относительно оси вала барабана и диаметр D измельчающего барабана.

Расположение горловины относительно оси вала барабана по вертикали (рис. 2.8, а) обусловлено кинематическим режимом работы и в данном случае зависит от соотношения поступательной скорости $v_{сл}$ слоя стеблей и горизонтальной составляющей $v_{гор}$ окружной скорости v_6 барабана.

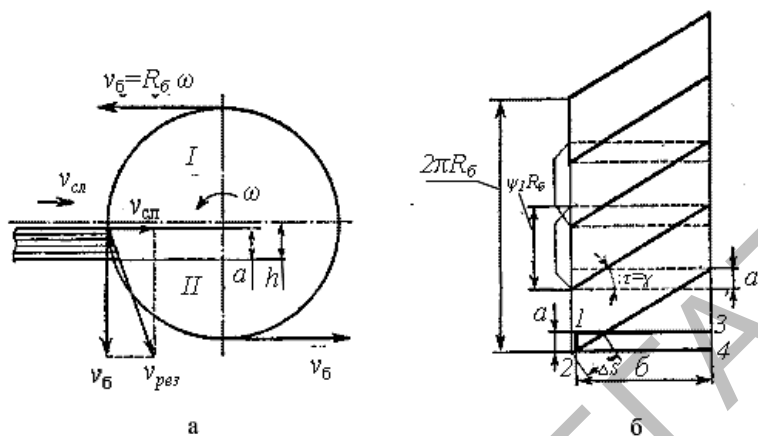


Рис. 2.8. Схема к обоснованию расположения горловины относительно оси барабана (а) и развертка ножевого барабана (б)

В связи с этим горловину в данных аппаратах делают небольшой высоты и материал в барабан подают тонким слоем.

Величину h возвышения оси вала барабана над противорежущей пластиной можно определить по формуле

$$h = a + \frac{Dv_{сл}}{2v_б}, \quad (2.15)$$

где D – диаметр барабана, м;

a – толщина слоя, равная высоте горловины, м.

При этом рабочая кромка противорежущей пластины располагается на окружности, описываемой лезвием ножа, и удалена от вертикального диаметра барабана на расстояние

$$u = \frac{h}{\operatorname{tg}\psi_n}, \quad (2.16)$$

где ψ_n – угол, определяющий положение рабочей кромки относительно оси вращения барабана ($\sin\psi_n = 2h/D$), град.

Режущий аппарат барабанного типа отличается простыми соотношениями между основными параметрами режима его работы. Если рассмотреть развертку барабана (рис. 2.8, б), то спиральное лезвие ножа представится прямой линией, наклоненной к образующей цилиндра, описываемого этим лезвием, под углом χ раствора. В этом аппарате угол скольжения равен углу раствора, и они имеют постоянные значения (в пределах 24...30°).

Рабочий процесс за проход одного ножа характеризуется тем, что нагруженный участок S лезвия изменяет свое значение: от точки 1 до точки 2 он возрастает, затем до точки 3 сохраняет свое максимальное значение и далее убывает до нуля. Характер изменения длины нагруженного участка графически можно представить в виде равносторонней трапеции.

Основным параметром барабанного режущего аппарата является радиус R_6 барабана, который можно рассчитать по формуле

$$R_6 = \frac{z(l_6 \operatorname{tg} \tau + a)}{2\pi}, \quad (2.17)$$

где R_6 – радиус барабана, м;
 z – число ножей, шт.;
 l_6 – длина барабана, м;
 a – высота горловины, м;
 τ – угол скольжения, град.

Число ножей на барабане

$$z = \frac{v_{\text{сл}}}{n l_{\text{резки}}}, \quad (2.18)$$

где n – частота вращения барабана, мин^{-1} ;
 $v_{\text{сл}}$ – скорость подачи слоя корма, м/с;
 $l_{\text{резки}}$ – длина резки корма, м.

Число ножей принимают от 2 до 8 и обязательно четное из соображений балансировки.

Скорость подачи слоя корма

$$v_{\text{сл}} = v_{\text{тр}} \eta, \quad (2.19)$$

где $v_{\text{тр}}$ – скорость подающего транспортера, м/с;

η – коэффициент пробуксовывания корма, $\eta = 0,85 \dots 0,9$.

Длина барабана определяется по формуле

$$l_6 = \frac{Q}{az\omega\rho\beta l_{\text{резки}}}, \quad (2.20)$$

где Q – пропускная способность барабана, кг/с;

a – высота горловины, м;

z – число ножей, шт.;

ω – угловая скорость барабана, с^{-1} ;

ρ – плотность корма, кг/м^3 ;

β – коэффициент, учитывающий снижение пропускной способности измельчающего барабана, $\beta = 0,5 \dots 0,7$;

$l_{\text{резки}}$ – длина резки корма, м.

Величину возвышения оси вала барабана над противорезущей пластиной определяем по формуле

$$h = a + \frac{Dv_{\text{сл}}}{2v_{\text{тр}}}, \quad (2.21)$$

где a – высота горловины, м;

D – диаметр барабана, м;

$v_{\text{сл}}$ – скорость подачи слоя корма, м/с;

$v_{\text{тр}}$ – скорость подающего транспортера, м/с.

При наличии больших динамических преимуществ, обусловленных равномерностью нагрузки на вал и отсутствием необходимости иметь уравнивающий маховик, барабанные аппараты не лишены недостатков. Необходимость подавать материал тонким

слоем ограничивает производительность машины. Кроме того, наличие спиральных ножей вызывает заметное осевое усилие на вал, а изготовление ножей и заточка их в процессе эксплуатации довольно сложны.

2.3.2. Расчет питающих аппаратов измельчителей

Как правило, прижимные элементы питающего аппарата нагружены пружиной, позволяющей перемещаться им в вертикальной плоскости. Под действием прижимного элемента происходит уплотнение слоя массы и подача его в рабочую зону режущего аппарата, выполняющего резание корма.

Для определения параметров питающего аппарата *с вальцами*, обеспечивающими уплотнение и подачу слоя корма, рассмотрим расчетную схему рабочего процесса (рис. 2.9).

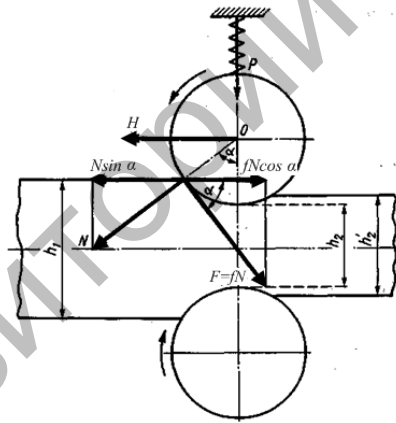


Рис. 2.9. Схема к расчету параметров питающих вальцов

Так как верхний валец оказывает давление на массу, то эту силу P можно разделить на две составляющие:

– радиальную

$$N = \frac{P}{\cos \alpha};$$

– горизонтальную

$$H = P \operatorname{tg} \alpha,$$

где P – сила давления верхнего вальца на слой корма, Н;
 α – угол захвата слоя массы, град.

Радиальная сила N вызывает силу трения на плоскости вальца $F = fN$. Для выполнения условия затягивания корма между вальцами необходимо выполнение условия

$$fN \cos \alpha > N \sin \alpha, \quad (2.22)$$

где f – коэффициент трения, $f = \operatorname{tg} \alpha$.

Следовательно, для того чтобы обеспечивался захват слоя корма необходимо, чтобы угол трения φ был больше угла захвата слоя массы α .

Если разложить эти силы N и F на вертикальные и горизонтальные составляющие, то следует, что вертикальная сила сжимает слой корма от начальной толщины h_1 до величины h_2 . При расчетах рекомендуется принимать соотношение $h_1 / h_2 = 0,4 \dots 0,6$.

Важным параметром питающего аппарата с вальцами является диаметр вальцов. Этот параметр зависит от соотношения толщины слоя на входе и уплотненного слоя корма. Из треугольника aOc видно, что

$$\frac{h_1 - h_2}{2} = \frac{D}{2} - \frac{D}{2} \cos \alpha, \quad (2.23)$$

откуда

$$D = \frac{(h_1 - h_2)}{1 - \cos \alpha},$$

где h_1 – толщина поступающего слоя корма, м;
 h_2 – толщина уплотненного слоя корма, м.

Толщина уплотненного слоя корма

$$h_2 = (0,4 \dots 0,6) h_1, \quad (2.24)$$

где h_1 – толщина подаваемого слоя корма, равная высоте горловины, м.

Так как $\cos \alpha = 1/\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}$ и $\operatorname{tg} \alpha \leq f = \operatorname{tg} \varphi$, получим

$$D \geq \frac{h_1 - h_2}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + f^2}}}. \quad (2.25)$$

Для выполнения последнего условия значения диаметра валцов получаются большими, что конструктивно неудобно. Поэтому диаметр валцов принимают меньшим, чем расчетное значение.

С целью обеспечения бесперебойного затягивания массы между валцами, вращающимися с окружной скоростью v_b , поступающей с подающего транспортера со скоростью $v_{\text{тр}}$, необходимо соблюдение условий $v_b > v_{\text{тр}}$. В расчетах принимают $v_b = (1,25 \dots 1,31) v_{\text{тр}}$.

На процесс движения массы из питающихся валцов v_m существенное значение оказывают скорости верхнего v_1 и нижнего v_2 валцов. С целью обеспечения равномерности подачи корма в измельчающий аппарат рекомендуется, чтобы $v_m = 0,88 \dots 0,93$ ($v_1 = v_2$).

Вращающий момент

$$M_{\text{вр}} = M_{\text{рез}} + M_{\text{под}} + M_{\text{х.х}}. \quad (2.26)$$

Значение момента резания определяется по формуле

$$M_{\text{рез}} = \frac{\delta l_6 D}{2}, \quad (2.27)$$

где δ – удельное давление на корм, Н/м;

l_6 – длина барабана, м;

D – диаметр барабана, м.

Момент, затрачиваемый на подачу корма:

$$M_{\text{под}} = M_{\text{рез}} 0,031. \quad (2.28)$$

Момент, затрачиваемый на холостой ход:

$$M_{\text{хол}} = M_{\text{рез}} 0,035. \quad (2.29)$$

Потребная мощность на привод измельчающего аппарата

$$N = M_{\text{вр}} \omega, \quad (2.30)$$

где $M_{\text{вр}}$ – вращающий момент, Н м;

ω – угловая скорость барабана измельчителя $\omega = n \pi/30, \text{ с}^{-1}$,

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

2.4. Расчет основных параметров режущих рабочих органов измельчителей кормов

2.4.1. Основы теории резания лезвием

Резание – один из видов измельчения, связанный с применением лезвия. В зависимости от характера движения ножа относительно перерезаемого продукта резание разделяют на *рубящее* и *скользящее*.

При *рубящем резании* нож направлен вертикально на измельчаемый корм и угол резания равен нулю. Резанию материала на части под воздействием ножа предшествует предварительное сжатие материала.

Величина сжатия определяется разрушающим контактным напряжением в результате приложения к ножу силы $F_{\text{кр}}$, называемой критической. При достижении ее процесс сжатия заканчивается и начинается процесс резания.

При взаимодействии ножа и режущего противореза в момент начала резания слоя толщиной h (рис. 2.10), при углублении ножа,

начинается сжатие материала на величину $h_{сж}$ до тех пор, пока на режущей кромке ножа не появится контактное напряжение, превышающее предел прочности материала.

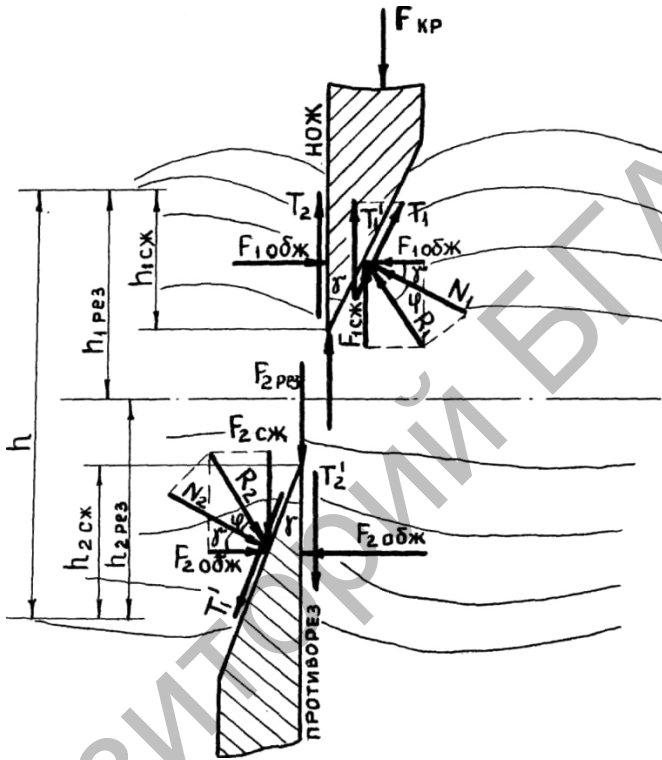


Рис. 2.10. Силовое взаимодействие ножа и противореза с материалом в момент начала резания

В момент начала резания на нож действуют следующие силы:

$$F_{кр} = F_{рез} + T_1' + T_2, \quad (2.31)$$

где $F_{рез}$ – сопротивление резанию, Н;

T_1', T_2 – силы трения соответственно на фаске ножа (обусловлена нормальной силой N_1) и на грани ножа (обусловлена действием бокового давления $F_{обж}$), Н.

Сопrotивление резанию $F_{рез}$ состоит из силы, связанной с преодолением сопротивления слоя материала сжатию $F_{1сж}$, и силы непосредственного резания $F_{1рез}$:

$$F_{рез} = F_{1рез} + F_{1сж}$$

Сопrotивление разрушению определим по формуле

$$F_{1рез} = \delta \Delta l \sigma_p, \quad (2.32)$$

где δ – толщина (острота) лезвия ножа, м;
 Δl – длина лезвия, участвующая в резании материала, м;
 σ_p – разрушающее контактное напряжение, кг/м·с².

Сила сжатия на фаске ножа

$$F_{1сж} = \frac{EA_n h_{сж}}{h}, \quad (2.33)$$

где E – модуль деформации корма, кг/м·с²;
 A_n – площадь лезвия ножа, участвующая в сжатии, м²;
 h – толщина слоя корма, м;
 $h_{сж}$ – величина сжатия корма, м.

Сила трения на боковой грани ножа (см. рис. 2.10)

$$T_2 = F_{1обж} f_n, \quad (2.34)$$

где $F_{1обж}$ – сила обжатия материала, Н;
 f_n – коэффициент трения корма о материал ножа ($f_n = \operatorname{tg} \varphi$, где φ – угол трения).

Сила обжатия, исходя из теории упругих деформаций, равна

$$F_{1обж} = \frac{A_{н.г} \sigma}{2} \mu, \quad (2.35)$$

где $A_{н.г}$ – площадь наклонной грани ножа, м²;
 μ – коэффициент Пуассона.

Сила трения на фаске ножа с учетом нормальной силы N_1 :

$$T'_1 = N_1 f_n \cos \gamma. \quad (2.36)$$

где γ – угол заточки ножа, град;

N_1 – нормальная сила, Н.

Силу N_1 можно выразить через угол трения:

$$N_1 = R_1 \cos \gamma, \quad (2.37)$$

где

$$R_1 = \sqrt{F_{1обж}^2 + F_{1сж}^2}. \quad (2.38)$$

Таким образом, формулу (2.31) представим в таком виде:

$$F_{кр} = F_{рез} + F_{1сж} + F_{обж} f_n + f_n \sqrt{F_{1обж}^2 + F_{1сж}^2} \cos \varphi \cos \gamma. \quad (2.39)$$

Выразим $F_{1обж}$ через $F_{1сж}$. Уравнение (2.39) примет вид

$$F_{кр} = F_{1рез} + F_{1сж} (1 + f_n \mu + \sqrt{\mu^2 + 1} \cos \varphi \cos \gamma). \quad (2.40)$$

2.4.2. Определение величины угла заточки ножа при скользящем резании

Уменьшить затраты энергии на процесс резания без снижения надежности режущих пар можно путем организации резания со скольжением.

Резание со скольжением может быть осуществлено различными способами (рис. 2.11).

В вариантах 2.11, б и 2.11, в материал будет скользить относительно ножа только в том случае, если угол χ раствора режущей пары больше угла трения материала о лезвие. В противном случае скользящее резание будет рубящим.

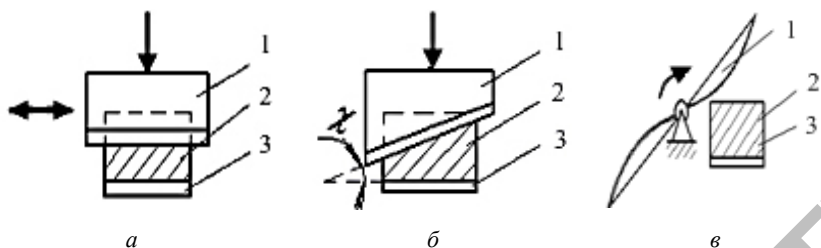


Рис. 2.11. Виды резания со скольжением:

- a* – при помощи вибраций ножа;
 - б* – установкой ножа под углом χ к противорезущей пластине;
 - в* – выполнением режущей кромки по некоторой кривой;
- 1 – нож; 2 – перерезаемый материал; 3 – противорезущая пластина

На рис. 2.12 показан клин, представляющий собой часть ножа с односторонней заточкой по поверхности которого со скольжением перемещается частица корма. В этом случае угол заточки ножа можно определить по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{н}} = \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\cos \tau}, \quad (2.41)$$

где β_1 – величина трансформированного угла заточки ножа, град;
 τ – угол скольжения, град.

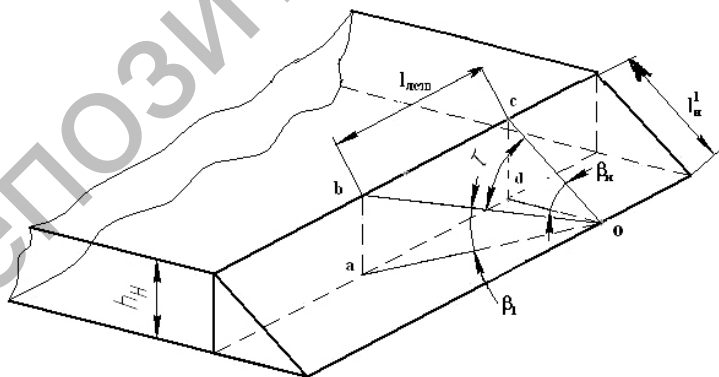


Рис. 2.12. Схема для определения угла заточки ножа

Используя тригонометрические формулы, определим величину трансформированного угла заточки ножа:

$$\operatorname{tg}\beta_n = \frac{h_n}{l_n^1 \left(1 - \frac{h_n}{l_n^1 + l_{\text{лез}}} \right) \cos\tau}. \quad (2.42)$$

Из формулы (2.42) видно, что угол заточки ножа зависит от его толщины h_n , длины наклонной грани l_n^1 и величины смещения частицы корма $l_{\text{лез}}$ по наклонной грани.

Этот геометрический параметр ножа является одним из сложных элементов рабочего органа. С одной стороны, режущие аппараты нужно конструировать с углами скольжения $\tau \rightarrow 90$. Однако при конструировании режущих аппаратов необходимо учитывать другие факторы:

во-первых, поддержание больших значений углов скольжения связано с поддержанием высоких соотношений тангенциальной и нормальной составляющих скорости лезвия $\tau = \operatorname{arctg}(V_\tau / V_n)$, что зачастую можно осуществить лишь снижением V_n , а это ведет к потере производительности режущего аппарата;

во-вторых, увеличивается путь силы трения F в $(\cos\tau)^{-1}$ раз, и, следовательно, возрастают во столько же раз удельные затраты энергии. По экспериментальным данным *оптимальное* значение $\tau_{\text{опт}}$ угла скольжения располагается в промежутке $20 \dots 60^\circ$.

Глава 3

**МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ
К СКАРМЛИВАНИЮ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ**

**3.1. Требования к машинам и оборудованию
для подготовки корнеклубнеплодов к скармливанию**

Корнеклубнеплоды применяются в виде сочного молокогонного корма в молочном скотоводстве. Скармливать животным их можно как в целом виде (кроме мелких), так и в измельченном – с целью механизации процесса раздачи и включения их в состав кормосмеси.

Корнеклубнеплоды обычно загрязнены и могут содержать посторонние примеси (камни, куски дерева, металла и др.), поэтому перед скармливанием животным их необходимо обязательно очищать, мыть и измельчать. Фактическая загрязненность корнеклубнеплодов после уборки может достигать 12...20 % по массе и более. Допускаемая же загрязненность после мойки должна быть не более 2...3 %. Степень загрязненности определяют опытным путем по формуле

$$\delta = \frac{m_1 - m_2}{m_1} 100 \%, \quad (3.1)$$

где m_1 – общая масса порции продукции до мойки, кг;
 m_2 – масса порции чистого продукта, кг.

При мойке продукт в воде следует держать недолго, иначе вымываются ценные питательные вещества (крахмал, сахар). Для моек непрерывного действия общее время пребывания корнеклубнеплодов в воде должно быть в пределах 60...120 с. Расход воды в среднем составляет 250...300 кг на 1000 кг корнеклубнеплодов.

Корнеклубнеплоды измельчают непосредственно перед скармливанием или не более чем за 1,5...2 ч до скармливания. Толщина резки корнеплодов при скармливании крупному рогатому скоту должна быть 10...15 мм, телятам – 5...10 мм.

Для отделения примесей от корнеклубнеплодов применяются два основных способа:

1. Сухая очистка корнеклубнеплодов.

Недостатки: большая энергоемкость процесса, наличие пыли при выполнении технологического процесса.

Преимущество: нет расхода воды.

2. Выделение примесей с массы при использовании воды.

Преимущество: высокая эффективность очистки корнеклубнеплодов; достаточно простой способ выделения твердых примесей; большая универсальность использования машин для мойки различных корнеклубнеплодов (морковь, картофель, свекла); относительно высокая производительность используемой машины.

Недостатки: относительно небольшой срок хранения конечного продукта (наличие влаги снижает продолжительность хранения); большое количество воды, используемое для процесса; низкая температура замерзания жидкости (0 °С).

3.2. Классификация, устройство и рабочий процесс машин и оборудования для подготовки к скармливанию корнеклубнеплодов

Корнеклубнемойки подразделяются на следующие типы машин.

Кулачковая корнеклубнемойка (рис. 3.1, а) имеет ванну с решеткой и рабочий орган – вал с укрепленными на нем по винтовой линии кулаками. У выходного торца на валу установлены выгрузные лопасти, которые переносят клубни за пределы ванны. Ванна представляет собой желоб, разделенный по длине на секции, в которых устроены камнеуловитель и люки для удаления камней и грязи. Расход воды на обработку обычно не превышает 0,6...0,8 л/кг.

Барабанная корнеклубнемойка (рис. 3.1, б) имеет рабочий орган в виде пластинчатого барабана, вращающегося в ванне с водой. Корнеплоды, поступая с торца ванны и перемещаясь вдоль барабана, проходят путь, во время которого освобождаются от загрязнений. Загрязнения оседают на дно ванны, а вымытые корнеплоды выбрасываются из барабана лопастью, укрепленной на его внутренней стенке у выгрузного торца. Машины этого типа используют также для сухой очистки (без применения воды).

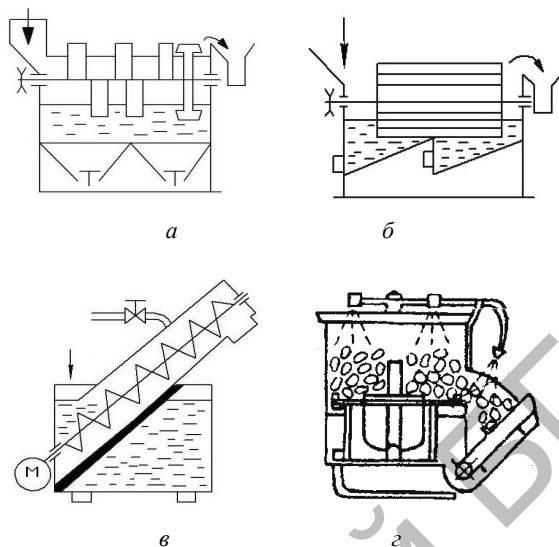


Рис. 3.1. Конструкции рабочих органов корнеклубнемойки:
 а – кулачковая; б – барабанная; в – шнековая; г – дисковая

Шнековая корнеклубнемойка (рис. 3.1, в) представляет собой шнек, установленный в ванне. Шнек уложен в трубе, имеющей наклон к горизонту $25...90^\circ$. Труба, решетчатая в нижней части, вместе с подающей частью шнека помещена в бункер с водой и корнеплодами. При вращении шнека витки захватывают продукт и перемещают его вдоль кожуха к выходному окну. Навстречу продукту в кожух шнековой мойки подводят поток воды из отстойника ванны. Загрязнения оседают на дне ванны и периодически удаляются через специальный люк. Преимущества шнековых моек: высокая производительность (от 3 до 6 кг/с) и простота устройства.

Дисковая корнеклубнемойка (рис. 3.1, г) имеет моющий рабочий орган в виде плоского диска, к поверхности которого приварены выступы, выполняющие роль встряхивателей. Клубни, попадая на вращающийся диск, совершают вместе с ним круговое движение и, пробуксовывая относительно поверхности диска, перемешиваются под действием выступов. Одновременно подаваемая из кольцевого оросителя вода отмывает загрязнения. Дисковые мойки не имеют камнеотделителя и отличаются повышенным расходом воды.

В зависимости от технологии мойки корнеклубнеплодов машины бывают периодического и непрерывного действия.

К измельчителям корнеклубнеплодов относятся корнерезки, корнетерки и различные измельчители, отличающиеся друг от друга устройством рабочих органов и степенью измельчения материала. Измельчители корнеплодов (рис. 3.2) бывают: дисковые, дисковые с вертикальным валом, барабанные с неподвижными ножами.

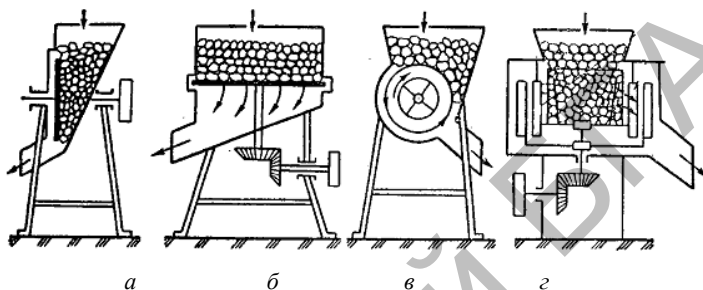


Рис. 3.2. Измельчители корнеплодов:

a – дисковый с горизонтальным валом;

б – дисковый с вертикальным валом;

в – барабанный с горизонтальным валом и неподвижными ножами;

г – барабанный с вертикальным валом и неподвижными ножами

Для измельчения корнеклубнеплодов мойки совмещены с измельчающими аппаратами и преобразованы в корнеклубнемойки-измельчители. Рабочий процесс всех моек основан на отделении загрязнений при трении корнеклубнеплодов о рабочие органы машины и друг о друга. Грязь, разбавляясь водой, оседает в определенных емкостях машины.

Корнеклубнемойка-измельчитель (рис. 3.3) имеет ванну 12. Ванна 12 и смонтированные на ней агрегаты установлены на общей раме 1. В самой ванне установлен шнек 11, верхний конец вала которого расположен в подшипнике, находящемся в корпусе. Нижний конец вала шнека опирается сферической опорой на капроновую пятую и имеет диск-активатор (крылач-активатор) 13.

Измельчающий аппарат 9 состоит из литого корпуса и двух дисков, которые закреплены непосредственно на валу двухскоростного электродвигателя.

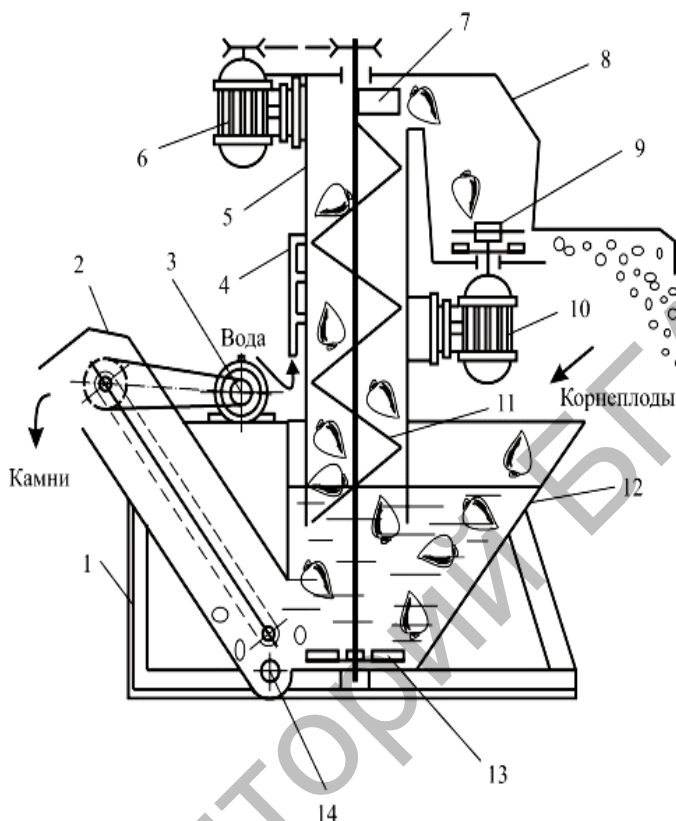


Рис. 3.3. Технологическая схема работы корнеклубнемойки-измельчителя:

- 1 – рама; 2 – транспортер-камнеудалятель; 3, 6 и 10 – электродвигатели;
 4 – ороситель для подвода воды; 5 – кожух; 7 – выбрасыватель;
 8 – корпус измельчителя; 9 – измельчитель; 11 – шнек; 12 – моечная ванна;
 13 – диск-активатор; 14 – люк

Верхний диск служит для первоначального измельчения корнеклубнеплодов. К нему специальным болтом крепят два горизонтальных ножа. Нижний диск с ножами предназначен для окончательного измельчения корнеклубнеплодов и состоит из верхнего и нижнего разъемных дисков, двух внутренних и двух наружных лопастей и четырех вертикальных ножей с наружной и внутренней заточкой (рис. 3.4).

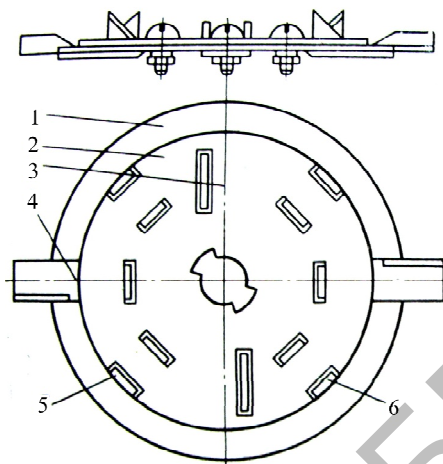


Рис. 3.4. Нижний диск:
 1 – нижний диск; 2 – верхний диск; 3 – лопасть;
 4 – внешняя лопасть; 5, 6 – ножи

Все рабочие органы измельчителя последовательно насажены на вал электродвигателя и зафиксированы. Измельчитель имеет также съемную деку (рис. 3.5).



Рис. 3.5. Дека:
 1 – корпус; 2 – дека; 3 – диск; 4 – нож

При подготовке корнеклубнеплодов крупному рогатому скоту деку снимают, частоту вращения двигателя измельчителя снижают до 500 мин^{-1} .

Для приготовления корнеклубнеплодов свиньям деку ставят, частоту вращения двигателя устанавливают 1000 мин^{-1} .

При необходимости переработки мерзлых корнеклубнеплодов устанавливают на верхнем диске зубчатые горизонтальные ножи.

Рассмотренная корнеклубнемойка-измельчитель обеспечивает также мойку картофеля без его измельчения. В этом случае снимают с измельчителя деку и верхний диск, а на их место устанавливают диск-выбрасыватель, электродвигатель измельчителя должен иметь частоту вращения 500 мин^{-1} .

Транспортер-камнеудалитель 2 предназначен для выгрузки из ванны камней, песка и грязи. Он состоит из основного и откидного кожухов, качающегося транспортера со скребками и привода. На основном кожухе внизу установлен люк с клапаном для очистки и слива воды из ванны. Привод транспортера состоит из расположенного на кронштейне ванны мотор-редуктора и цепной передачи.

Каждый рабочий орган корнеклубнемойки-измельчителя (шнек, измельчитель и транспортер-камнеудалитель) имеет индивидуальный привод от электродвигателя.

Когда все механизмы работают, корнеклубнеплоды с транспортера загрузки поступают в моечную ванну 12, где под действием водного потока, создаваемого диском-активатором 13, отмываются, захватываются шнеком мойки 11 и транспортируются вверх в камеру измельчителя 9. По мере движения вверх клубни обмываются в шнеке 11 встречным потоком воды, подаваемой через ороситель подвода воды 4. Количество воды, подаваемой через ороситель, регулируется вентилем и зависит от степени загрязнения картофеля. По мере поступления чистой воды из оросителя 4, грязная сливается в канализацию через люк 14.

Очищенные корнеклубнеплоды измельчаются горизонтальными ножами верхнего диска и под действием центробежных сил поступают к деке, где окончательно измельчаются вертикальными ножами и выбрасываются лопатками нижнего диска через направляющий рукав наружу.

Камни, крупные комки земли и другие инородные предметы, имея большую плотность, чем корнеклубнеплоды, опускаются на дно ванны 12 и крылачом 13 направляются в приемную горловину транспортера-камнеудалителя 2, которым выбрасываются наружу машины.

С целью переработки крупных корнеплодов корнеклубнемойка-измельчитель может оборудоваться безвальным шнеком, который состоит из винтовой спирали с шагом 380 мм (рис. 3.6). Применение безвального шнека (винтового конвейера) позволяет перерабатывать более крупные корнеплоды – диаметром до 350 мм.

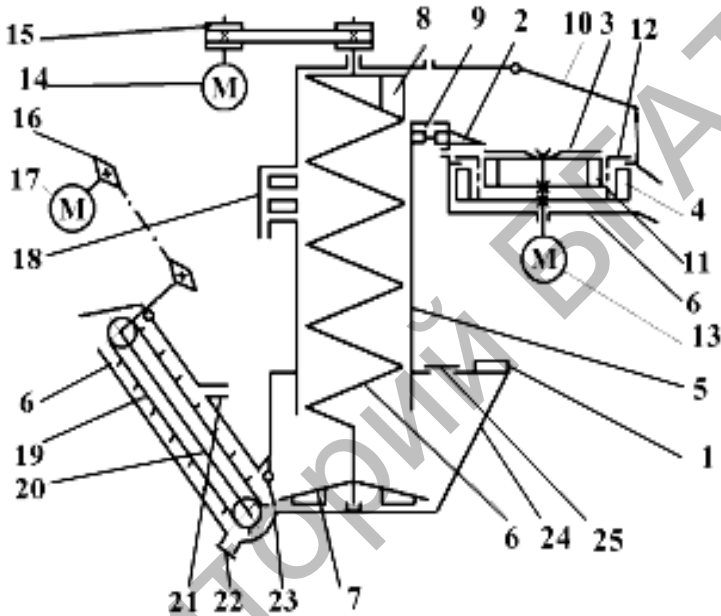


Рис. 3.6. Схема корнеклубнемойки-измельчителя с безвальным шнеком:
 1 – загрузочная горловина; 2 – упор; 3 – нож сменный горизонтальный;
 4 – выбрасыватель; 5 – кожух шнека; 6 – шнек; 7 – диск-активатор; 8 – лопасть;
 9 – выключатель конечный; 10 – люк смотровой; 11 – лопасть внутренняя;
 12 – дека; 13, 14 – электродвигатель; 15 – передача ременная;
 16 – передача цепная; 17 – мотор-редуктор; 18 – патрубок для подвода воды;
 19 – транспортер скребковый; 20 – штанга;
 21 – патрубок для отвода избыточной воды; 22 – люк для удаления грязи;
 23 – клапан; 24 – ванна; 25 – смотровой люк

Измельчитель-камнеуловитель универсальный может комплектоваться (рис. 3.7) механизмом для сухой очистки от земли, растительных остатков, отделения камней, мойки и измельчения корнеклубнеплодов всех видов и размеров. Применение

сухой очистки обеспечивает снижение на 50 л расхода воды на 1 т корнеплодов и процесс очистки удешевляется.

Барaban предварительной сухой очистки выполнен диаметром 660 мм и длиной 950 мм. Он представляет собой обечайку с двумя канавками для клиновых ремней, соединенную с вальцами, которые с одной стороны вварены в обечайку, а с другой оставлены открытыми. Барабан, вращаемый электродвигателем, опирается на две пары опорных роликов, установленных на раме. Третья пара роликов размещена на кожухе и создает замкнутую систему.

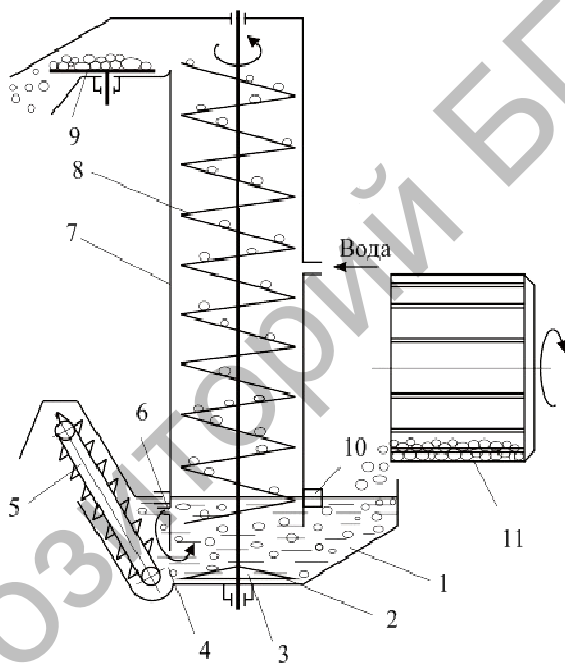


Рис. 3.7. Технологическая схема мойки:

- 1 – ванна; 2 – моющий диск; 3 – лопатка моющего диска;
- 4 – окно выхода примесей; 5 – транспортер для удаления примесей;
- 6 – кольцевая щель; 7 – кожух шнека; 8 – шнек;
- 9 – измельчитель; 10, 11 – барабан сухой очистки

При работе корнеклубнеплоды загружают во вращающийся барабан сухой очистки, где отделяется основная масса земли, соломы

и растительных остатков. Из барабана корнеклубнеплоды попадают в ванну мойки-камнеотделителя, где потоком воды, создаваемым рабочим колесом и витками шнека, отмываются и подаются в измельчающий аппарат.

Камни диаметром более 100 мм и другие тяжелые примеси отделяются от корнеклубнеплодов еще на наклонной стенке лотка мойки, а попадая на лопасть колеса, отбрасываются к наклонному транспортеру.

Мойка-измельчитель корнеклубнеплодов (рис. 3.8) может комплектоваться измельчителем барабанного типа, оборудованным молотками и снабженным противоударной декой. При необходимости измельчитель может быть отключен и тогда вымытые корнеплоды в целом виде поступают в транспортные средства.

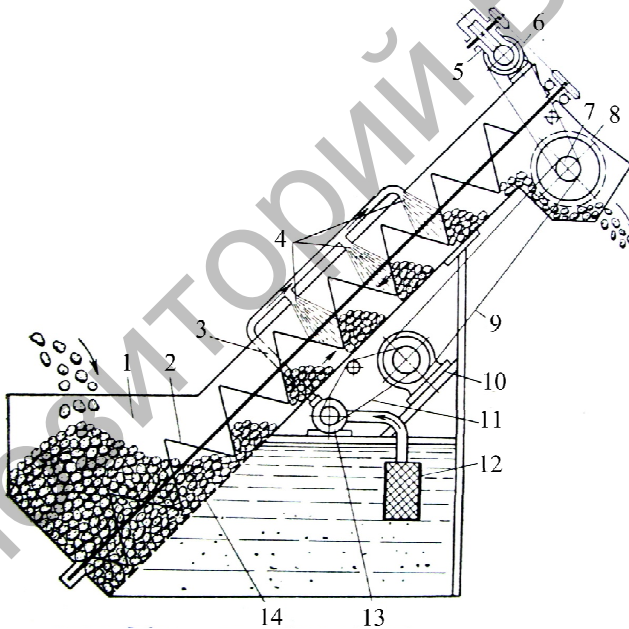


Рис. 3.8. Схема работы мойки корнеклубнеплодов с измельчителем барабанного типа:

- 1 – приемный бункер; 2 – шнек; 3 – трубопровод; 4 – форсунки;
- 5, 10 – электродвигатели; 6 – цепная передача; 7 – вал привода измельчителя;
- 8 – штифтовой барабан; 9, 11 – передачи; 12 – фильтр;
- 13 – центробежный насос; 14 – растроб с решеткой

3.3. Основы расчета параметров машин для мойки корнеклубнеплодов

3.3.1. Расчет параметров шнековой корнеклубнемойки

Рассчитаем высоту моечной камеры (рис. 3.9):

$$H_M = (0,85...0,95) D, \quad (3.2)$$

где D – диаметр ванны, м.

Объем моечной камеры

$$V_B = \frac{\pi D^3}{4} \varphi H_M, \quad (3.3)$$

где φ – коэффициент заполнения ванны, $\varphi = 0,3...0,4$.

Зная объем моечной камеры, определим величину разовой загрузки корнеклубнеплодов:

$$M_{\text{кор}} = V_B \rho, \quad (3.4)$$

где ρ – объемная масса продукта, кг/м^3 .

Расчетная производительность мойки

$$Q_B = \frac{V_B \rho}{t_M}, \quad (3.5)$$

где t_M – продолжительность мойки, $t_M = 60...90$ с.

Производительность шнека мойки для транспортировки корнеплодов в единицу времени:

$$Q_{\text{шн}} = (D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{в}}^2) S_{\text{ш}} \rho \omega K_1 K_2, \quad (3.6)$$

где $D_{ш}$ – диаметр шнека, м;

$d_{в}$ – диаметр вала шнека, м;

$S_{ш}$ – шаг витков шнека, м;

ρ – плотность корма, кг/м³;

ω – угловая скорость шнека, с⁻¹;

K_1 – коэффициент заполнения рабочего пространства шнека, принимается равным $K_1 = 0,3...0,4$;

K_2 – коэффициент заполнения шнека принимается равным $0,25...0,35$. Для случая, когда шнек установлен под углом к горизонтальной плоскости, $K_2 = 0,45...0,65$.

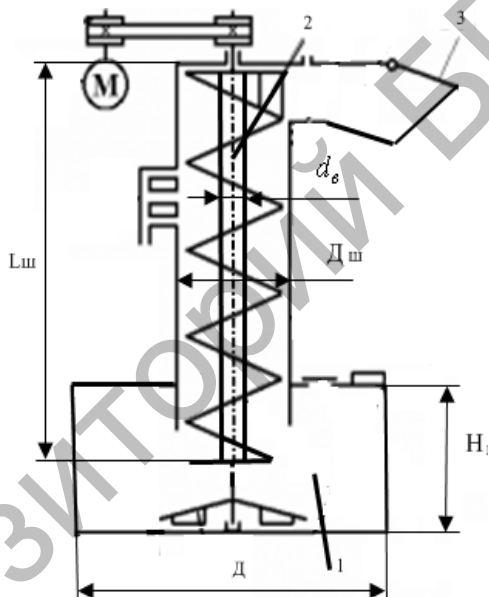


Рис. 3.9. Технологическая схема корнеклубнемойки:
1 – ванна; 2 – шнек; 3 – лоток

Расстояние от вала шнека до кожуха

$$B = d_k + d_c, \quad (3.7)$$

где d_k – диаметр корнеклубнеплода, м;

d_c – толщина слоя загрязнений на корнеплодах, м.

Тогда диаметр кожуха шнека мойки

$$D_k = 2B + d_b, \quad (3.8)$$

где d_b – вал шнека, м.

Наружный диаметр шнека

$$D_{ш} = D_k - d_3, \quad (3.9)$$

где d_3 – радиальный зазор между кожухом и шнеком, м.

Шаг винта определяем из условия не проскальзывания корнеклубнеплодов вниз по ленте шнека, а также исходя из геометрических размеров корнеклубнеплодов и минимальных затрат энергии на перемещение продукта:

$$S_{ш} = \pi D_{ш} f_M \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.10)$$

где f_M – коэффициент трения скольжения корнеклубнеплодов по мокрой поверхности черной стали, $f_M = 0,7 \dots 0,9$;

α – угол подъема винтовой линии, град, $\alpha = 10 \dots 20^\circ$.

Максимально допустимую угловую скорость можно определить из выражения

$$\omega = \frac{Q_{ш}}{[10^3 (D_{ш}^2 - d_b^2) S_{ш}] \rho K_1 K_2}, \quad (3.11)$$

где ρ – плотность корма, кг/м³.

Длина шнека

$$L_{ш} = S_{ш} t_M \omega / 2\pi. \quad (3.12)$$

При массовой доле загрязнений корнеклубнеплодов $\delta_3 = 6 \dots 7$ % длина шнека должна быть 2,5...3,0 м, при загрязненности 20 % требуется шнек длиной до 6 м, что конструктивно выполнить трудно.

Тогда максимально допустимую угловую скорость можно определить из выражения

$$\omega = \sqrt{\frac{2g \cos(1 - ftg\psi)}{D \sin \alpha}}, \quad (3.13)$$

где ψ – угол скольжения, град;

D – диаметр витка шнека, м;

α – угол наклона витка шнека, град.

Мощность, необходимая на привод шнека мойки затрачивается:

– на подъем продукта:

$$N_1 = Q v_k^2 = Q H^2 \omega^2, \quad (3.14)$$

где Q – производительность мойки, кг/с;

v_k – скорость подъема клубней, м/с;

H – высота подъема продукта, м;

ω – угловая скорость шнека, c^{-1} ;

– преодоление трения о внутреннюю поверхность кожуха шнека:

$$N_2 = m R f \omega^2; \quad (3.15)$$

– преодоление силы трения о винтовую поверхность шнека:

$$N_3 = F_{\text{тяж}} R f \omega, \quad (3.16)$$

где $F_{\text{тяж}}$ – сила тяжести корма, Н, $F_{\text{тяж}} = mg$.

Сложив составляющие, определим мощность на привод шнека мойки.

3.3.2. Расчет параметров центробежной корнеклубнемойки

Важным показателем *центробежной мойки* является *минимальная угловая скорость моечного диска*. Для ее определения

рассмотрим схему сил, действующих на клубнеплоды на крылаче (рис. 3.10).

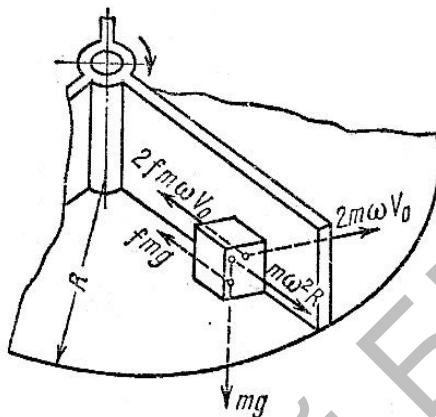


Рис. 3.10. Схема сил, действующих на клубни на крылаче

Условие, при котором клубень будет перемещаться крылачем, имеет вид

$$m g f \leq F_{ц},$$

где $F_{ц}$ – центробежная сила, Н.

Определяется по формуле

$$F_{ц} = m \omega^2 R. \quad (3.17)$$

Тогда

$$m g f = m \omega^2 R, \quad (3.18)$$

откуда

$$\omega = \sqrt{\frac{g f}{R}}. \quad (3.19)$$

3.4. Тепловая обработка кормов, классификация кормозапарников

Тепловой обработке подвергаются картофель, пищевые отходы, грубые и концентрированные корма. Цель обработки – повышение усвояемости и обеззараживание корма.

Установки для тепловой обработки кормов можно *классифицировать по следующим признакам:*

- конструктивным: запарочные чаны, запарники-мялки, запарники-смесители, картофелезапарочные агрегаты;
- способу действия: периодического и непрерывного;
- назначению: для картофеля, грубых кормов и пищевых отходов.

К кормозапарникам *предъявляют следующие требования:*

- возможность механизации загрузки и выгрузки продукта;
- равномерность прогрева всего продукта;
- минимальный расход энергии на запаривание;
- безопасность и удобство обслуживания;
- надежность работы;
- продукт не должен загрязняться посторонними примесями.

В качестве теплоносителя может быть использован газ и водяной пар.

Использование *газа в качестве теплоносителя имеет ряд недостатков:* малую теплоемкость, низкий коэффициент теплопередачи, небольшой КПД при нагревании. Поэтому газ практически не используется для тепловой обработки кормовых материалов.

Использование *водяного пара* в качестве теплоносителя имеет следующие *преимущества:*

- возможность организовать непрерывный процесс запаривания;
- для осуществления процесса необходимо значительно меньшее количество воды, чем при варке продукта;
- устройство запарников проще, чем варочных котлов;
- возможность подогрева кормовых смесей, даже если зоотехнические требования не позволяют сильного увлажнения кормосмеси.

Теплопередача может осуществляться при непосредственном контакте теплоносителя с нагреваемым материалом и через разделительную перегородку.

Теплообменные устройства с разделительной перегородкой в кормоприготовлении не применяются из-за усложнения их конструкции и уменьшения КПД теплопередачи.

3.4.1. Устройство кормозапарников

Для тепловой обработки кормов используется ряд машин и агрегатов, отличающихся между собой по конструкции, объему и производительности.

Картофелезапарочный агрегат (рис. 3.11) предназначен для мойки, отделения легких и тяжелых примесей, запаривания, измельчения и выгрузки картофеля. Работает в циклическом режиме.

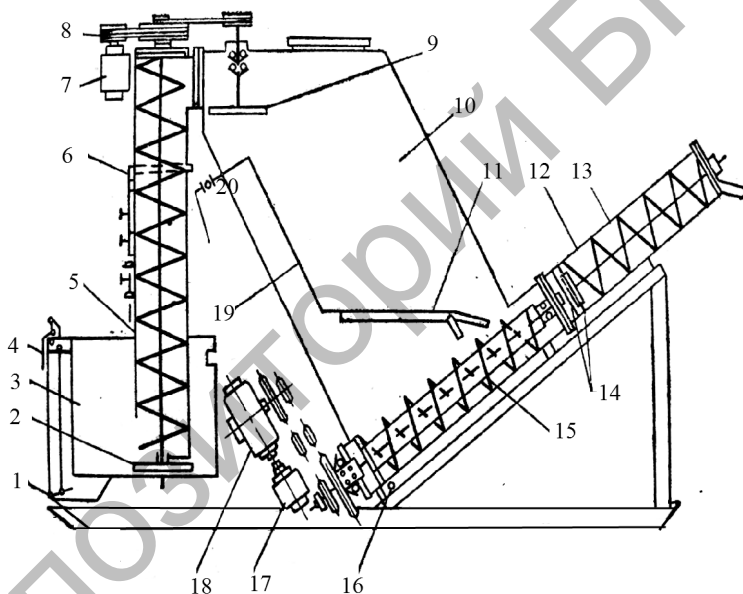


Рис. 3.11. Принципиальная технологическая схема картофелезапарочного агрегата:

- 1 – камнеборник; 2 – активатор; 3 – мойка; 4 – рукоятка; 5 – загрузочный шнек;
- 6 – водораспределитель; 7, 17 – электродвигатели; 8 – привод;
- 9 – распределительное устройство; 10 – запарочный чан; 11 – паровой коллектор;
- 12 – кожу х мяльного шнека; 13 – мяльный шнек; 14 – ножи; 15 – выгрузной шнек;
- 16 – конденсатная труба; 18 – редуктор; 19 – редуктор; 20 – паропровод;
- 21 – вентиль

Внутри запарочного чана 10 установлен дисковый распределитель 9, благодаря которому картофель равномерно распределяется по всему чану 10. Распределитель 9 служит также своеобразным датчиком уровня: при заполнении чана картофелем диск тормозится и электродвигатель загрузочного шнека отключается.

Продолжением выгрузного шнека 15 является мяльный 13, в средней части которого установлена мялка, состоящая из измельчающих ножей 14.

В картофелезапарочном агрегате непрерывного действия в конце выгрузного шнека может быть установлена мялка пальцевого типа. Она имеет коническую форму, витки шнека внутри нее также конические. Запаренный картофель под напором шнека продавливается в зазоры между пальцами мялки и выгружается в смеситель. В торце мялки имеется карман для улавливания случайно попавших твердых, не проходящих через мялку примесей.

Существенный недостаток кормозапарников – неравномерное запаривание корма. Для получения высококачественного и однородного корма, его необходимо запаривать одновременно со смешиванием. Поэтому для смешивания измельченных кормов в сыром и запаренном виде используются унифицированные смесители-запарники.

Смесители-запарники периодического действия предназначены для приготовления кормовых смесей влажностью 60...80 % из измельченных зеленых и сочных кормов (корнеплодов, силоса, бахчевых культур и т. п.), а также комбикормов и концентратов (измельченного фуражного зерна).

Основным рабочим органом этих машин является мешалка. Известны два вида мешалок – ленточные и лопастные.

Смеситель первого типа (рис. 3.12) содержит корпус 1, который является емкостью для приготовления кормосмесей.

В нижней части корпуса установлен выгрузной шнек 9, приводимый в действие мотор-редуктором 10 через муфту. В верхней части корпуса крепится крышка 2 со смотровым люком 6 и загрузочной горловиной 4. Оросители 15 в торцовых стенках корпуса подают воду в резервуар смесителя через расходомер.

Основным рабочим органом смесителя является ленточная мешалка 3, перемешивающая корм и подающая его в зону выгрузки.

Мешалка приводится в движение от электродвигателя 12 через клиноремennую передачу и редуктор 13.

Система парораспределения включает трехпозиционный кран, соединительный фланец, магистральную трубу, патрубки и заглушки для удобства очистки парораспределительной системы от остатков кормосмеси. По окончании запаривания перекрывают пар и подают некоторое время воду в смеситель, что предотвращает попадание корма в патрубки.

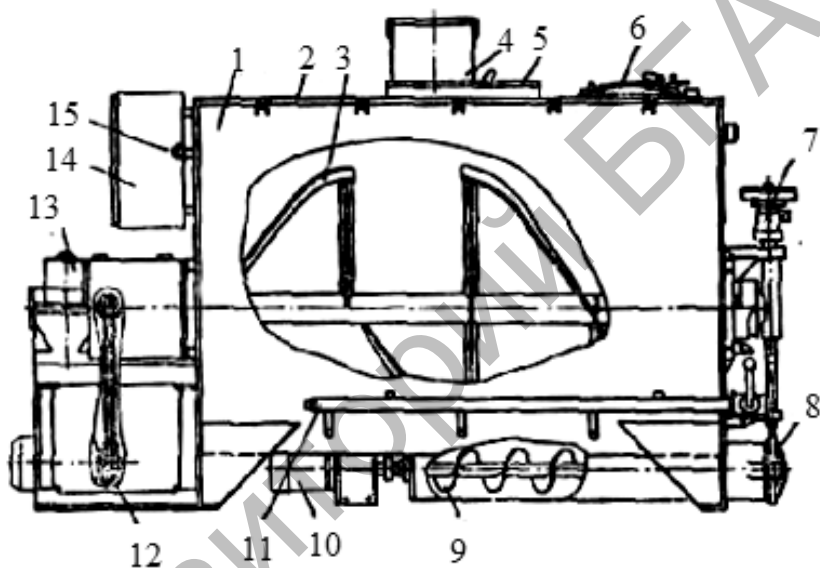


Рис. 3.12. Схема смесителя периодического действия:

- 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – мешалка; 4 – загрузочная горловина;
- 5 – шиберная заслонка; 6 – смотровой люк; 7 – привод выгрузного шибера;
- 8 – выгрузной шибер; 9 – выгрузной шнек; 10 – привод выгрузного шнека;
- 11 – парораспределитель; 12 – электродвигатель; 13 – редуктор;
- 14 – пульт управления; 15 – ороситель

Для контроля температуры запариваемого корма на торцевой стенке корпуса смесителя установлен указатель температуры.

Система управления шиберной заслонкой (рис. 3.13) состоит из электродвигателя 3, винта 2, штока 1, концевого выключателя б и рычага 7.

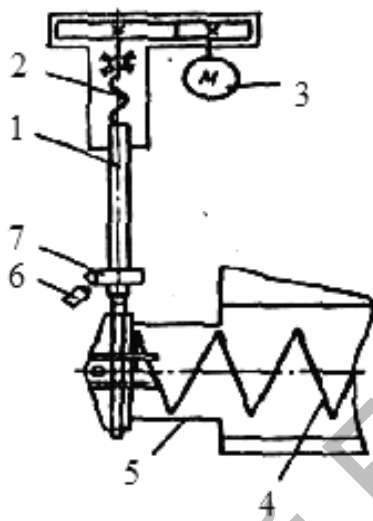


Рис. 3.13. Схема привода шибера выгрузного шнека смесителя:
 1 – шток; 2 – винт; 3 – электродвигатель; 4 – шнек; 5 – корпус шнека;
 6 – концевой выключатель; 7 – рычаг

При выгрузке готовой смеси включают электродвигатель 3 привода задвижки. Шток 1, поднимаемый винтом 2 при своем вращении двигателем 3, поднимает задвижку, открывая выгрузную горловину. При крайнем верхнем положении рычаг 7, нажав на концевой выключатель 8, отключит электродвигатель 3 и включит привод выгрузного шнека смесителя.

Приготовление влажных смесей с запариванием производится следующим образом. В смеситель заливают расчетное количество воды, подают пар, который нагревает воду до 90...95 °С. Включают привод мешалки и загружают корма, подлежащие запариванию. После их запаривания подачу пара прекращают, а корм выдерживают 1...3 ч в нагретом состоянии. Затем в смеситель доливают холодную воду и одновременно загружают остальные компоненты. После 10...15-минутного перемешивания готовую кормосмесь выгружают в транспортные средства.

Для приготовления кормосмесей без запаривания включают привод мешалки и загружают смеситель компонентами корма. Обогащение кормов жидкими кормовыми дрожжами, раствором

мелассы и другими добавками производится после заполнения смесителя основными компонентами. Через 10...15 минут готовую кормосмесь выгружают.

3.4.2. Расчет параметров запарника кормов периодического действия

Диаметр запарочного чана периодического действия

$$D = \sqrt[3]{\frac{4QT(0,8...1,3)}{\pi\rho\varphi_3}}. \quad (3.20)$$

Объем запарочного чана

$$V = \frac{\pi D^3}{3,2...5,1}. \quad (3.21)$$

Основные параметры запарочного чана при периодическом режиме работы определяются из уравнения производительности:

$$Q = \frac{V\rho\varphi_3}{T}, \quad (3.22)$$

где V – объем запарочного чана, м³;
 ρ – плотность продукта, кг/м³;
 φ_3 – коэффициент заполнения;
 T – время цикла запаривания, ч:

$$T = \tau_{\text{загр}} + \tau_{\text{запар}} + \tau_{\text{выгр}}, \quad (3.23)$$

где $\tau_{\text{загр}}$, $\tau_{\text{запар}}$, $\tau_{\text{выгр}}$ – время соответственно загрузки, запаривания и выгрузки, ч.

Продолжительность загрузки картофеля в чан зависит от производительности вертикального загрузочного шнека Q_2 :

$$\tau_{\text{загр}} = \frac{V\rho k_3}{Q_{3,\text{ш}}} = \frac{FH\rho k_3}{Q_{3,\text{ш}}}, \quad (3.24)$$

где k_3 – коэффициент заполнения шнека (0,3...0,4);

$Q_{3,\text{ш}}$ – производительность загрузочного шнека, кг/ч.

Производительность шнека

$$Q_{3,\text{ш}} = v_{\text{оср}} \pi \frac{D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{в}}^2}{4} \rho k_3, \quad (3.25)$$

где $v_{\text{оср}}$ – средняя скорость материала вдоль оси шнека, м/с;

$D_{\text{ш}}$ – диаметр шнека, м;

$d_{\text{в}}$ – диаметр вала, м.

Продолжительность запаривания клубней зависит от их теплофизических характеристик, начальной и конечной температур клубня. Готовность массы картофеля определяется по готовности самого удаленного от места пуска пара клубня. Тогда продолжительность запаривания

$$\tau_{\text{запар}} = \frac{hF\rho}{G} + 0,75 \frac{R_{\text{к}}^2}{\pi^2 \alpha} \ln \left(\frac{2(t_{\text{п}} - t_{\text{о}})}{(t_{\text{п}} - t_{\text{г}})} \right), \quad (3.26)$$

где F – поперечное сечение чана, м²;

$h = H$ – длина (высота) запарочного чана при расположении парового насадка в его нижней части, м;

ρ – насыпная плотность корнеклубнеплодов, кг/м³;

$t_{\text{п}}$ – температура пара, °С;

G – расход пара, кг/с;

$R_{\text{к}}$ – средний эквивалентный по объему радиус клубня, м;

α – коэффициент температуропроводности клубня картофеля, $\alpha = (0,10...0,12) \cdot 10^{-6}$, м²/с;

$t_{\text{о}}$ – начальная температура клубней, °С;

$t_{\text{г}}$ – температура готовности клубней, обычно равна 94...98 °С.

Поперечное сечение чана

$$F = \frac{\pi D^2}{2}, \quad (3.27)$$

где D – диаметр запарочного чана, м;

$h = H$ – длина (высота) запарочного чана при расположении парового насадка в его нижней части, м;

Продолжительность выгрузки запаренного картофеля

$$\tau_3 = \frac{V\rho\varphi_r}{Q_3}, \quad (3.28)$$

где Q_3 – производительность выгрузного транспортера, кг/с.

Для шнека $Q_3 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} S n \varphi_r$, где φ – коэффициент наполнения поперечного сечения шнека, при выгрузке запаренного картофеля из чана $\varphi = 1$.

3.4.3. Расчет параметров запарника кормов непрерывного действия

Непрерывный процесс запаривания отличается тем, что готовый картофель непрерывно выгружается из чана, а на его место поступают новые порции картофеля. Такой процесс можно осуществить только при условии, что масса картофеля будет равномерно слоями, без перемешивания их, продвигаться от входа к выходу.

Скорость продвижения должна быть такова, чтобы за время нахождения клубней в чане они были доведены до готовности. Таким образом, продолжительность движения клубня картофеля от загрузочного к выгрузному люку должна быть равна продолжительности нагревания клубня до готовности:

$$\tau = 0,75 \frac{R_k^2}{\pi^2 \alpha} \ln \left(2 \frac{t_n - t_o}{t_n - t_r} \right). \quad (3.29)$$

При работе запарочного чана в *непрерывном режиме* производительность определяется уравнением

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v \rho \varphi_3, \quad (3.30)$$

где D – диаметр запарника, м;

v – скорость движения продукта в запарнике, м/с;

ρ – объемная масса продукта, кг/м³;

φ_3 – коэффициент заполнения запарочного чана, $\varphi_3 = 0,85 \dots 0,9$.

Скорость движения продукта зависит от его высоты H или длины L и времени движения продукта, равного времени его запаривания:

$$v = \frac{H}{T}. \quad (3.31)$$

Учитывая это:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \rho \varphi_3 \frac{H}{T}. \quad (3.32)$$

Отсюда определяем диаметр запарочного чана

$$D = \sqrt{\frac{4QT}{\pi H \rho \varphi_3}}. \quad (3.33)$$

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

$$P = Qc(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}). \quad (3.34)$$

Подставляя из формулы производительности значение Q , получаем расход пара на нагрев продукта:

$$P = \frac{\pi D^2 \rho \varphi_3 H c (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})}{4T}. \quad (3.35)$$

Но так как количество пара, проходящего через запарник при установившемся режиме работы, равно количеству пара на нагрев продукта, можно записать

$$\frac{\pi D^2}{4} v_{\text{п}} \rho_{\text{п}} k = \frac{P D^2 \rho \varphi_3 H c (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})}{4T}. \quad (3.36)$$

Решая это уравнение относительно H , получаем высоту запарочного чана

$$H = \frac{v_{\text{п}} \rho_{\text{п}} k T}{\rho \varphi_3 c (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})}. \quad (3.37)$$

Производительность выгрузного шнека должна быть равна производительности процесса запаривания. Поскольку последняя зависит от размера клубней и его теплофизических свойств, на приводе выгрузного шнека ставят вариатор.

3.4.4. Расчет расхода тепла для запаривания кормов

Общее количество теплоты, необходимое на тепловую обработку продукта (расходуется на нагрев продукта, нагрев запарника и потерь в окружающую среду), определяется по формуле

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (3.38)$$

где Q_1 – расход тепла на нагрев продукта; кДж;

Q_2 – расход тепла на нагрев стенок запарника; кДж;

Q_3 – потери тепла в окружающую среду, кДж;

Q_4 – потери тепла с конденсатом, кДж.

На нагрев продукта, если его масса M_1 и теплоемкость c_1 , будет расходоваться тепла

$$Q_1 = M_1 c_1 (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}), \quad (3.39)$$

где M_1 – масса нагреваемого продукта, кг;
 c_1 – теплоемкость продукта, кДж/кг·град;
 $t_{\text{кон}}, t_{\text{нач}}$ – конечная и начальная температура продукта, °С.

Удельный расход p_1 , отнесенный к единице продукта, равен для корнеклубнеплодов 0,14...0,16 кг/кг; для соломы – 0,35...0,50 кг/кг; для воды – 0,2 кг/кг.

Количество тепла на нагрев стенок запарника

$$Q_2 = M_r c_r (t_r - t_0), \quad (3.40)$$

где M_r – масса нагреваемой части чана, кг;
 c_r – теплоемкость материала, из которого сделан чан (для стали $c_r = 460$ Дж/кг·град);
 t_r – температура нагрева чана, °С;
 t_0 – температура, до которой успеет охладиться чан за время загрузки и выгрузки очередной порции продукта, °С. Если происходит разовое запаривание, то $t_r = t_0$.

Для современных конструкций кормозапарников удельный расход пара p_2 на нагрев стенок составляет 0,01...0,025, кг/кг.

Расход тепла на потери в окружающую среду определяем по формуле

$$Q_3 = S\beta(t_{\text{стен}} - t_{\text{в}})T, \quad (3.41)$$

где S – площадь поверхности запарника, м²;
 β – суммарный коэффициент теплопередачи, Вт/м²·град;
 $t_{\text{стен}}$ – температура наружных стен запарника, °С;
 $t_{\text{в}}$ – температура окружающего воздуха, °С;
 T – время процесса, ч.

Удельный расход p_3 для наиболее распространенных конструкций равен 0,01...0,015 кг/кг. При наличии изоляции p_3 превышает 0,005 кг/кг и дает экономию пара 2...5 %.

Значение коэффициента теплопередачи составляет

$$\beta = 7,8 + 0,047\Delta t,$$

где Δt – разница температур между стенками запарника и окружающего воздуха ($\Delta t = t_{\text{стен}} - t_{\text{в}}$), °С.

Количество тепла, уходящее с конденсатом:

$$Q_4 = V\rho\varphi_r U_{\text{уд}} c_{\text{в}} (t_{\text{к}} - t_{\text{в}}), \quad (3.42)$$

где V – объем запарочного чана, м³;

$c_{\text{в}}$ – теплоемкость конденсата (воды), $c_{\text{в}} = 4,19$ КДж/кг;

$t_{\text{в}}$ – температура воды, поступающей в паробразователь, °С;

$t_{\text{к}}$ – средняя температура конденсата (в начале запаривания $t_{\text{к}} = t_0$, в конце запаривания $t_{\text{к}} = t_r$), °С;

$U_{\text{уд}}$ – удельный расход пара на запаривание (для существующих картофелезапарочных агрегатов $U_{\text{уд}} = 0,17...0,22$ кг/кг).

Коэффициент полезного действия использования тепла запарником

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_4} 100, \% . \quad (3.43)$$

3.4.5. Определение основных параметров парораспределителя

Большое влияние на равномерность прогрева продукта в запарнике оказывает конструкция распределительного паропровода, который представляет собой трубу с выполненными на ней отверстиями.

Распределительный паропровод должен обеспечить равномерное распределение подаваемого пара в запариваемом корме. Тогда условие равномерного распределения пара запишется следующим образом:

$$\frac{\pi D_n^2}{4} = \frac{\pi d^2 n}{4} z, \quad (3.44)$$

где D_n – внутренний диаметр паропровода, м;
 d – диаметр отверстий на паропроводе, м;
 n – количество отверстий в ряду;
 z – число рядов.

Количество пара, проходящего по проводу, можно определить из соотношения

$$P_0 = \frac{\pi D_n^2}{4} v_n \rho_n, \quad (3.45)$$

где v_n – скорость прохождения пара по паропроводу, $v_n > 25 \dots 30$ м/с;
 ρ_n – плотность пара, кг/м³.

Подставив значение расхода пара, определяем диаметр паропровода:

$$D_n = \sqrt{\frac{4P_0}{\pi v_n \rho_n T}}. \quad (3.46)$$

Практика показала, что прогрев идет наиболее быстро, если вокруг парораспределительного паропровода образуется сплошной слой пара толщиной 0,03...0,04 м. Для обеспечения этого условия делается зенковка отверстий.

Количество отверстий в ряду (рис. 3.14) зависит от длины L распределительного паропровода и шага отверстий S :

$$n = \frac{L}{S}. \quad (3.47)$$

Шаг отверстий равен $S = 2l + d$, где l – расстояние между смежными каналами, м; d – диаметр отверстия, м.

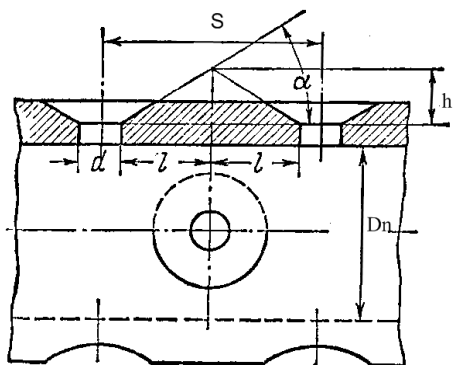


Рис. 3.14. Схема определения параметров отверстий в паропроводе

Расстояние между смежными каналами

$$l = \frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (3.48)$$

где h – высота слоя пара ($h = 0,03 \dots 0,04$ м);

α – угол зенкования отверстия для выхода пара, $\alpha = 30^\circ$.

Шаг отверстий равен

$$S = 2l + d, \quad (3.49)$$

где d – диаметр отверстия, м.

Длина распределительного паропровода определяется из условия

$$L = nS. \quad (3.50)$$

Тогда уточненный диаметр отверстия паропровода

$$d_{\text{уточ}} = \frac{D_n}{2Lz} \left(D_n + \sqrt{D_n^2 + \frac{8Lhz}{\operatorname{tg} \alpha}} \right). \quad (3.51)$$

Диаметр патрубка для выхода конденсата может быть определен по формуле

$$d_{\kappa} = 2 \sqrt{\frac{q Q_0}{\pi v_{\kappa} \rho_{\kappa}}}, \quad (3.52)$$

где q – удельный расход пара, кг/кг;

Q_0 – производительность запарника, кг/с;

v_{κ} – средняя скорость выхода конденсата, $v_{\kappa} = 1,2 \dots 1,5$ м/с;

ρ_{κ} – плотность конденсата, кг/м³.

Количество рядов отверстий на паропроводе выбирают в зависимости от расхода пара. При секундном расходе пара до 0,055 кг, число рядов z берется равным 3...4, а при большем расходе $z = 4 \dots 6$.

Паровые насадки могут изготавливаться плоскостными, линейными и точечными.

Плоскостные обеспечивают впуск пара в чан по всей площади его поперечного сечения (фронт распространения – плоскость). Целесообразно применение в агрегатах непрерывного действия.

Линейные обеспечивают впуск пара равномерно во все стороны на всей длине трубы. Целесообразно применение в цилиндрических чанах периодического действия с установкой по оси цилиндра на всю его длину.

Точечные обеспечивают впуск пара из точки (торец трубы) (фронт распространения – сфера). Целесообразно применение в больших емкостях периодического действия, имеющих произвольную форму.

При любых типах насадок отверстия в них (кроме точечных) должны располагаться равномерно, а их общая площадь должна быть не меньше диаметра парового насадка.

Глава 4
**МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ
ДЛЯ ДОЗИРОВАНИЯ КОРМОВ
И ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОРМОВЫХ СМЕСЕЙ**

4.1. Требования к процессу дозирования кормов

Дозирование – это процесс отмеривания материала с заданной точностью, не выходящей за установленные требования. Дозаторы, обеспечивающие работу смесителей, должны производить выдачу составных частей будущей кормовой смеси в соответствии с рационом.

К дозаторам предъявляются следующие *требования*: 1) точность и устойчивость питания, необходимые для обеспечения постоянства заданного расхода в пределах допустимых отклонений (*неточное дозирование* компонентов снижает кормовую и биологическую питательную ценность кормовых смесей); 2) регулирование нормы выдачи корма в заданных пределах; 3) возможность работы с различными материалами; 4) простота устройства, малая металло- и энергоёмкость; 5) высокая производительность; 6) возможность создания автоматических линий.

Точность дозирования любым типом дозатора обуславливается зоотехническими требованиями и ограничивается *технологическим допуском*:

$$\Delta_T = Q_{\max} - Q_{\min} / Q_{\text{ср}}, \quad (4.1)$$

где Q_{\max} , Q_{\min} , $Q_{\text{ср}}$ – максимальный, минимальный и средний расход (производительность) дозатора, кг/с или м³/с (при работе на одну и ту же установленную дозу).

При дозировании кормов необходимо, чтобы максимальная относительная погрешность дозирования не превышала технологического допуска:

$$Q_{\max} - Q_{\min} / Q_{\text{ср}} \leq \Delta_{\max} \leq \Delta_T. \quad (4.2)$$

Для различных материалов технологический допуск различен. Например, при дозировании стебельчатых кормов он может быть принят $\Delta_T = 0,1$.

Средняя абсолютная погрешность дозирования определяется по формуле

$$\delta = \frac{\sum_{i=1}^n (Q_i - Q_p)}{n}, \quad (4.3)$$

где Q_i – действительный расход;
 Q_p – расчетный или заданный расход;
 n – количество измерений.

Оценочным показателем относительной погрешности *служит коэффициент вариации*

$$v = \frac{1000}{Q_{cp}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Q_i - Q_{cp})^2}{n-1}}. \quad (4.4)$$

4.2. Оборудование для дозирования кормов

Известны следующие типы дозаторов:

1. Дозатор *барабанного типа* предназначен для дозирования сыпучих продуктов (комбикорм, мука, крупа).

Особенностью конструкции этого дозатора (рис. 4.1) является закрепленный в стальном корпусе, на валу, барабан 1, который составлен из отдельных звездочек 3, между которыми установлены диски 2, разделяющие его на четыре секции.

В зависимости от физических свойств компонентов применяют барабаны различной формы: А – для зерновых; Б – мучнистых; В – трудносыпучих; Г – для компонентов, входящих в рецепты в небольших количествах.

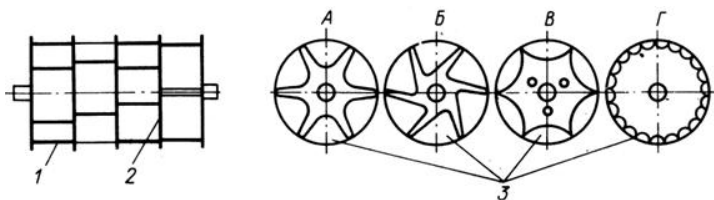


Рис. 4.1. Схема рабочего органа барабанного дозатора:
1 – барабан; 2 – дозирующий диск; 3 – барабаны дозатора

При работе (рис. 4.2) компоненты поступают в приемную часть дозатора, где равномерно заполняют ячейки барабана. Вращаясь, продукт высыпается из них и выводится из дозатора.

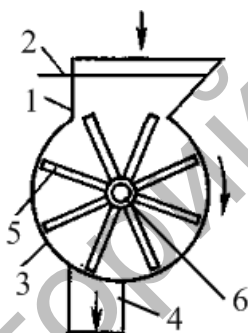


Рис. 4.2. Схема объемного дозатора кормов барабанного типа:
1 – бункер; 2 – заслонка с механизмом управления; 3 – корпус;
4 – выгрузной патрубок; 5 – барабан; 6 – вал привода барабана

Частота вращения барабана не должна превышать $30...40 \text{ мин}^{-1}$. Дозатор считается простым и надежным. Недостатком его является относительно низкая производительность.

Производительность дозатора изменяется за счет изменения частоты вращения и геометрических параметров барабана и определяется по формуле

$$Q = \frac{\pi}{30} \omega z S_{\text{ж}} l_{\text{ж}} \rho \varphi, \quad (4.5)$$

где ω – угловая скорость барабана, с^{-1} ;

z – число лопаток, шт.;

$S_{ж}$ – площадь поперечного сечения одного желоба, m^2 ;

$l_{ж}$ – длина желоба, м;

ρ – плотность корма, kg/m^3 ;

φ – коэффициент заполнения ячеек ($\varphi = 0,8...0,9$).

Мощность на привод дозатора зависит от силы трения корма, захватываемого барабаном, о вышележащие слои корма. Сила трения при скольжении корма определяется по формуле

$$P_{тр} = P_n S_{ж} f, \quad (4.6)$$

где P_n – давление корма на поверхность барабана, N/m^2 ;

$S_{ж}$ – площадь поперечного сечения одного желоба, m^2 ;

f – коэффициент трения корма о корм.

Мощность для привода барабана дозатора можно определить по формуле

$$N = \frac{P_n S_{ж} f v K_1 K_2}{1000 \eta}, \quad (4.7)$$

где v – окружная скорость барабана, м/с;

K_1 – коэффициент, учитывающий сопротивление корма дроблению; для порошкообразных материалов $K_1 = 1,0$, для кусковых $K_1 = 2,0$;

K_2 – коэффициент, учитывающий потери на трение рабочих органов дозатора ($K_2 = 1,1...1,2$);

η – КПД передачи.

Окружная скорость барабана

$$v = \omega R_б, \quad (4.8)$$

где $R_б$ – радиус барабана, м.

2. Тарельчатый дозатор (рис. 4.3) предназначен для дозирования соли влажностью 3...4 %, мела влажностью не более 6...8 % и других компонентов комбикормов. Тарельчатые дозаторы

отличаются высокой точностью и широким диапазоном регулирования производительности.

При работе дозируемый материал поступает из бункера 5 на вращающийся горизонтальный диск 4, с которого компоненты сбрасываются неподвижным скребком 2.

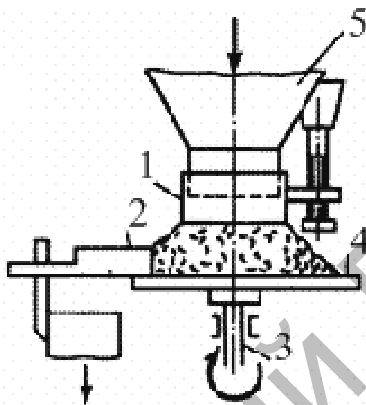


Рис. 4.3. Схема тарельчатого дозатора:

1 – манжета; 2 – скребок; 3 – вал; 4 – диск; 5 – приемный бункер

Компоненты на диск 4 поступают из приемного бункера 5 и распределяются по диску в виде усеченного конуса. Размеры конуса регулируют манжетой 1.

За один оборот диска с него снимается порция материала, имеющая объем кольца с треугольным сечением.

Объем материала, сброшенного с диска за его один оборот:

$$V = F 2\pi R_0, \quad (4.9)$$

где F – площадь поперечного сечения кольцевого слоя, м^2 ;

R_0 – расстояние от оси вращения тарелки до центра тяжести сечения, м.

Площадь поперечного сечения кольцевого слоя

$$F = \frac{1}{2} \frac{h^2}{\text{tg}\alpha}, \quad (4.10)$$

где h – высота подъема кожуха над диском, м;
 r – радиус кожуха, м;
 α – угол естественного откоса материала при движении, град.

Расстояние от оси вращения диска до центра тяжести сечения

$$R_0 = r + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.11)$$

где r – радиус кожуха, м.

Подача тарельчатого дозатора

$$Q = \frac{60\pi h^2 \rho}{\operatorname{tg} \alpha} \left(r + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \alpha} \right). \quad (4.12)$$

3. *Шнековый дозатор* (рис. 4.4) применяют для дозирования и подачи зерновых, мелкокусковых и мучнистых компонентов. Состоит из бункера 1, под которым расположен шнековый транспортер 3. Благодаря вариатору скорости, который установлен в приводном устройстве, регулирует производительность дозатора, изменяя скорость вращения шнека 2.

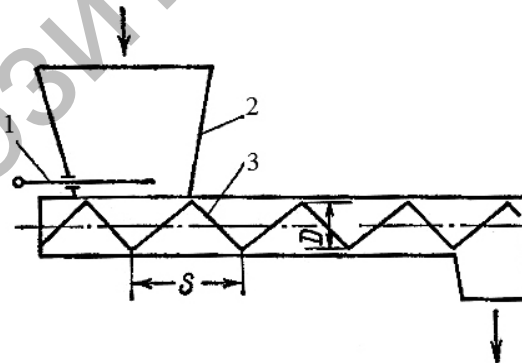


Рис. 4.4. Объемный шнековый дозатор:
 1 – заслонка; 2 – бункер; 3 – шнек

Производительность дозатора можно определить по формуле

$$Q = \pi (D^2 - d^2) S \rho \varphi \omega, \quad (4.13)$$

где D – диаметр кожуха шнека, м;

d – диаметр вала, м;

S – шаг витков шнека, м;

ρ – плотность корма, кг/м³;

φ – коэффициент заполнения;

ω – угловая скорость шнека, с⁻¹.

Мощность, затрачиваемая на привод шнекового дозатора, можно определить по формуле

$$N = Q (L K \pm H) K_1, \quad (4.14)$$

где K – коэффициент учитывающий сопротивление перемещения;

K_1 – коэффициент, учитывающий потери мощности на трение подшипника.

4. *Ленточный дозатор* (рис. 4.5) обладает большей производительностью и состоит из ленточного транспортера, над которым установлен бункер для кормов. Для регулировки нормы подачи корма в бункере вмонтирована заслонка. Недостатком является относительно низкая точность дозирования корма.

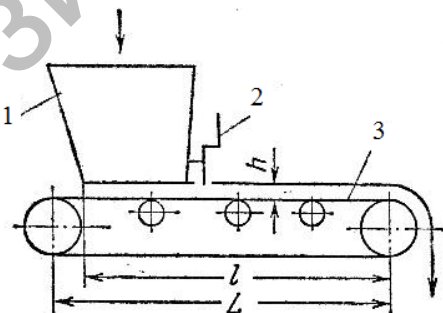


Рис. 4.5. Объемный ленточный дозатор:

1 – бункер; 2 – заслонка; 3 – ленточный транспортер

Производительность объемного ленточного дозатора можно регулировать в широких пределах изменением скорости ленты или положения шиберной задвижки и определить по формуле

$$Q = bhv\rho\psi, \quad (4.15)$$

где b – ширина слоя корма на ленте, м;
 h – толщина слоя корма на ленте, м;
 v – скорость ленты, м/с;
 ρ – насыпная плотность корма, кг/м³;
 ψ – коэффициент заполнения.

Мощность, затрачиваемая на привод ленты дозатора:

$$N_1 = K_1 (m_0 v + QL) g \pm H Q g, \quad (4.16)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий потери мощности на изгиб ленты транспортера, находящейся на барабане;

m_0 – масса ленты, м;

Q – производительность дозатора, т/ч;

L – длина транспортера, м;

H – высота подъема корма (учитывается для случая, когда транспортер установлен под углом к горизонтальной плоскости), м.

Мощность, затрачиваемая на трение корма о желоб:

$$N_2 = h^2 l \rho g f v \frac{\cos \theta}{\operatorname{tg} \theta}, \quad (4.17)$$

где h – высота бортов, м;

l – длина желоба, м;

f – коэффициент трения;

θ – угол естественного откоса корма, град.

Мощность, затрачиваемую на привод ленточного транспортера, можно определить по формуле

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \quad (4.18)$$

где η – КПД передачи.

5. *Объемный порционный дозатор для сыпучих кормов* (рис. 4.6). При открытии заслонки 2 корм из бункера 1 поступает в полость дозатора 3. Когда корм заполнит полость 3, заслонку 2 закрывают. При открытии заслонки 4 заданная порция корма поступает в смеситель.

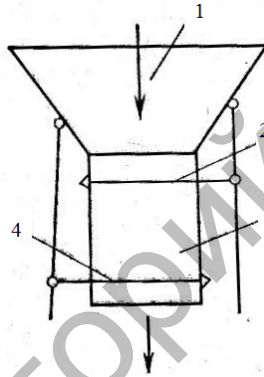


Рис. 4.6. Объемный порционный дозатор:

1 – бункер; 2 – заслонка; 3 – полость дозатора; 4 – выпускная заслонка

Производительность дозатора определяется по формуле

$$Q = \frac{V\rho}{t_{\text{выд}}}, \quad (4.19)$$

где V – объем полости дозатора, м^3 ;

$t_{\text{выд}}$ – время выдачи одной порции ($t_{\text{выд}} = 30 \dots 120$ с).

6. Наиболее трудно дозировать силос, сено, измельченные грубые корма (не измельченные вообще не поддаются дозированию). В качестве питателей-дозаторов для накопления и дозированной

подачи стебельчатых материалов в технологических линиях кормоприготовления применяют *цепочно-планчатые питатели с битерными устройствами* различного конструктивного исполнения.

Конструкции цепочно-планчатых питателей:

- горизонтальная с вертикальным расположением битеров (рис. 4.7, а);
- наклонная с горизонтальным расположением битеров (рис. 4.7, б);
- ступенчатая со счесывающим планчатым конвейером (рис. 4.7, в);

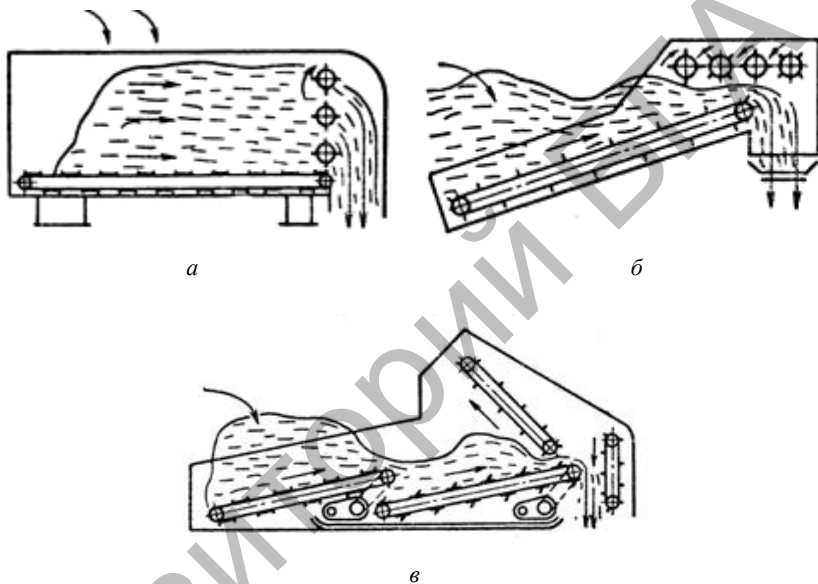


Рис. 4.7. Конструкции цепочно-планчатых питателей

Находящийся в бункере питателя-дозатора кормовой материал подается цепочно-планчатым конвейером к счесывающему устройству, состоящему из битеров. Штифты вращающихся битеров счесывают соприкасающийся с ними материал и выгружают на поперечный конвейер или подают непосредственно в технологическую линию сбора и смешивания компонентов приготавливаемого корма.

Для повышения точности дозирования стебельчатых кормов нередко применяют двухстадийную систему, состоящую из питателей-

дозаторов битерного типа и выравнивающего устройства, которое обеспечивает сглаживание поступающего от питателя кормового потока и автоматическое управление его работой.

Массовые (весовые) дозаторы позволяют с большей, чем объемные, точностью (в условиях постоянного микроклимата) составлять рецепты смесей с погрешностью в пределах $\pm 0,1 \dots 1 \%$.

Каждый отдельный компонент в соответствии с заданным рецептом подается на весы питателями, которые имеют индивидуальный привод от скоростных электродвигателей. При этом в конце подачи каждой порции винтовой конвейер переключается на сниженное число оборотов для более осторожной досыпки. Взвешенная порция также автоматически выгружается с ковша весов в смеситель либо в приемный накопительный бункер.

4.3. Определение основных параметров тарельчатого дозатора кормов

Тарельчатые дозаторы применяют для дозирования мелкодисперсных и сухих порошковых материалов.

Схема тарельчатого дозатора представлена на рис. 4.8.

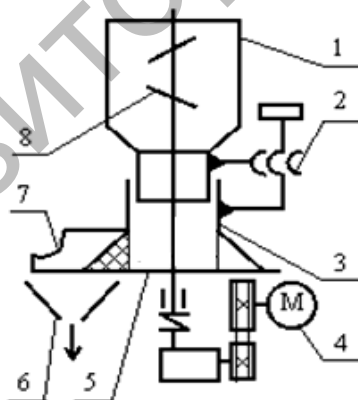


Рис. 4.8. Принципиальная схема тарельчатого дозатора:

- 1 – бункер; 2 – регулятор высоты подъема манжеты; 3 – манжета; 4 – привод;
5 – диск; 6 – выпускное устройство; 7 – скребки; 8 – воронитель

Основной рабочий орган дозатора – диск 5, приводится в движение от привода 4. Бункер 1 с манжетой 3 расположены над диском на некотором расстоянии h , величину которого можно изменять с помощью регулятора 2.

Корм на диск 5 поступает из приемного бункера 1 и распределяется по диску 5 в виде кольца треугольного сечения, которое по мере вращения снимается скребком 7 в выпускное устройство 6.

Размеры кольца треугольного сечения регулируют манжетой 1.

Ворошитель 8 служит для повышения равномерности истечения материала из бункера.

Площадь поперечного сечения кольцевого слоя (рис. 4.9)

$$F_{\text{сн}} = 0,5 \frac{h^2}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.20)$$

где h – высота подъема манжеты над диском, м;

α – угол естественного откоса корма при движении, град, $\alpha = 27 \dots 43^\circ$.

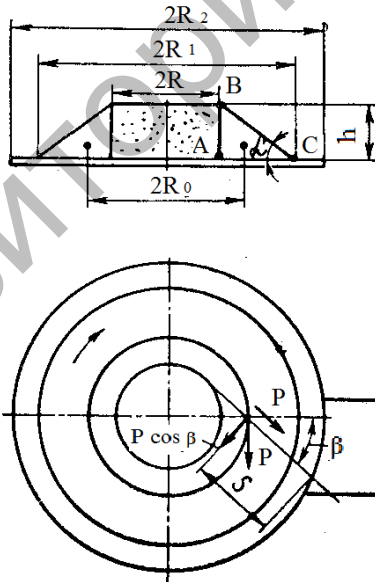


Рис. 4.9. Схема для расчета производительности тарельчатого дозатора

Расстояние R_0 между центром тяжести радиального сечения кольца и осью вращения определяется по формуле

$$R_0 = R + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.21)$$

где R – радиус манжеты, м.

Объем материала, сброшенного с диска за его один оборот:

$$V = 2\pi R_0 F_{\text{сл}}, \quad (4.22)$$

где R_0 – расстояние от оси вращения диска до центра тяжести сечения, м;

$F_{\text{сл}}$ – площадь поперечного сечения кольцевого слоя, м^2 .

Угловая скорость диска

$$\omega \leq \sqrt{\frac{gf_1}{R}}, \quad (4.23)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

f_1 – коэффициент трения материала о диск ($f_1 = 0,36 \dots 0,40$).

Производительность дозатора определяются по формуле

$$Q = V\rho\omega, \quad (4.24)$$

где V – объем материала, сброшенного с диска за его один оборот, м^3 ;

ρ – насыпная плотность корма, кг/м^3 ;

ω – угловая скорость диска, с^{-1} .

Наибольший радиус вращения частицы R_1 (рис. 4.8) определяем по формуле

$$R_1 = R + h \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.25)$$

Максимальный радиус диска R_2 определяем по формуле

$$R_2 = R_1 + \Delta, \quad (4.26)$$

где Δ – конструктивный запас, м.

Сила трения, возникающая при движении корма по диску:

$$F_{\text{ТР}} = F_{\text{сл}} L \rho g f_1, \quad (4.27)$$

где L – путь перемещения продукта, м;

ρ – насыпная плотность корма, кг/м^3 ;

f_1 – коэффициент трения материала о диск.

Скорость движения корма по диску

$$v = \omega R_0, \quad (4.28)$$

где R_0 – расстояние от оси вращения диска до центра тяжести сечения, м.

Расстояние R_0 между центром тяжести радиального сечения кольца и осью вращения определяется по формуле

$$R_0 = R + \frac{h}{3\text{tg}\alpha}, \quad (4.29)$$

где R – радиус манжеты, м.

Мощность на преодоление сопротивления корма от трения о диск:

$$N_1 = F_{\text{ТР}} v, \quad (4.30)$$

где $F_{\text{ТР}}$ – сила трения, возникающая при движении корма по диску, Н;
 v – скорость движения корма по диску, м/с.

Мощность на привод тарельчатого дозатора:

$$N = \frac{N_1 (1 + f_2 \cos \beta) k}{\eta}, \quad (4.31)$$

где N_1 – мощность на преодоление сопротивления корма от трения его о диск, кВт;

f_2 – коэффициент трения скольжения продукта о скребок;

β – угол установки скребка относительно плоскости сечения кольца продукта, град ($\beta = 35 \dots 60^\circ$);

k – коэффициент, учитывающий другие сопротивления ($k = 1,5 \dots 2,0$);

η – КПД приводного механизма дозатора ($\eta = 0,82 \dots 0,94$).

4.4. Требования к процессу смешивания кормов

Смешиванием называется технологический процесс перемещения частиц материала, направленный на формирование однородных по составу, плотности и физико-механическим свойствам систем из набора требуемых компонентов.

Смешивание кормов применяют также и для интенсификации процессов тепло- и массообмена. Скармливание полнорационных смесей повышает продуктивность животных на 25...30 % при сокращении сроков откорма на 15...20 %. Снижается также и расход кормов.

Использование же для кормления животных неоднородных по своему составу смесей значительно снижает их продуктивное действие.

В зависимости от вида животных или птиц, принятого типа кормления, кормовые смеси готовят разной консистенции:

- сухие (комбикорма и кормосмеси) влажностью $W = 13 \dots 15$ %;
- влажные рассыпные $W = 45 \dots 70$ %;
- жидкие (текучие) $W = 75 \dots 85$ %.

При периодическом смешивании в смеситель поступает набор компонентов и в процессе смешивания происходит:

1) постепенное перераспределение частиц различных компонентов в смеси. Скорость процесса смешивания практически не зависит от физико-механических свойств компонентов;

2) сосредоточение частиц, имеющих близкие размеры, форму, массу в разных местах смесителя под действием сил тяжести (гравитационных сил). Чем ближе по своим свойствам компоненты, тем эффективнее процесс их смешивания.

Чем больше различие в физико-механических свойствах смешиваемых компонентов, тем этот процесс продолжительнее.

При большом числе компонентов доля каждого из них уменьшается, а продолжительность процесса увеличивается.

Для смесителей *периодического действия* показатель изменчивости процесса определяется по формуле

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum (x_i - x_p)^2}{n-1}}, \quad (4.32)$$

а коэффициент вариаций по формуле

$$C_x = \frac{\sigma_x}{x_p} 100, \%, \quad (4.33)$$

где x_i – концентрация контролируемого, или контрольного, компонента в пробах (весовая, относительная, количество единиц);

x_p – количество компонента в каждой пробе;

n – число отобранных проб.

При непрерывном смешивании поступление компонентов, их смешивание и выдача готовой смеси происходят непрерывно. Качество готовой смеси, получаемой в этих смесителях, зависит не только от их конструкции, но и от равномерности дозирования компонентов. Поэтому смеситель не только должен хорошо перемешивать компоненты, но и сглаживать пульсацию их подачи.

В таких случаях, кроме поперечного, должно обязательно быть и продольное перемещение, создаваемое обычно лопастями, которые способны перемещать компоненты как в направлении движения, так и частично обратно.

Для смесителей *непрерывного действия* неравномерность (неоднородность) смеси определяется по следующим формулам:

– показатель изменчивости процесса

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum (x_i - x)^2}{n-1}}, \quad (4.34)$$

– коэффициент вариаций

$$C_x = \frac{\sigma_x}{x} 100, \% . \quad (4.35)$$

Однородность смеси θ связана с неоднородностью соотношением

$$\theta = 100 - C_x, \% . \quad (4.36)$$

Чем меньше C_x и чем больше θ , тем равномернее смесь, что характеризует эффективность работы смесителей. Подсчитанное значение однородности смеси не должно превышать зоотехнические нормы.

В соответствии с зоотехническими требованиями неравномерность смешивания при приготовлении кормосмесей крупному рогатому скоту должна быть не более 20 %, а при вводе кормовых добавок – не более 10 %.

4.5. Классификация, устройство и процесс работы смесителей кормов

Применяемые в настоящее время смесители для подготовки кормовых смесей можно классифицировать следующим образом.

По характеру процесса различают смесители:

- порционного (периодического) действия (рис. 4.10, а);
- непрерывного действия (рис. 4.10, б).

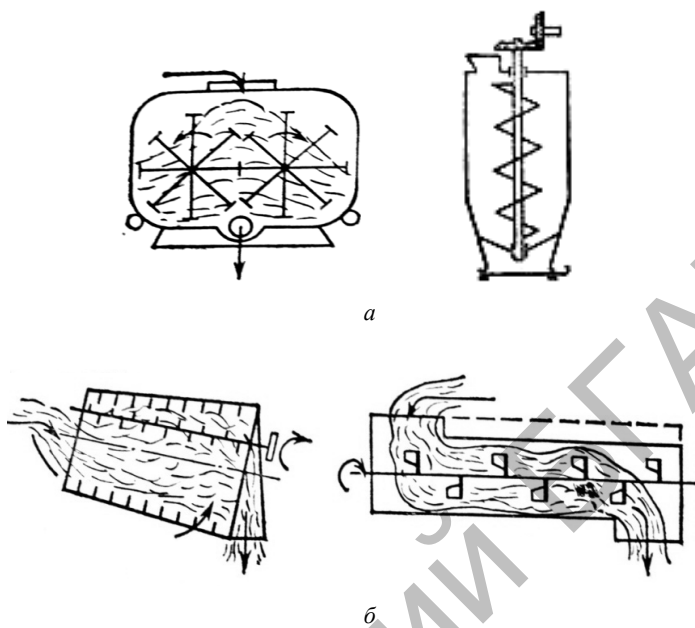


Рис. 4.10. Виды смесителей по характеру процесса:
a – порционного (периодического) действия; *б* – непрерывного действия

По конструкции рабочих органов (мешалок):

- для сыпучих кормов (рис. 4.11);
- для жидких (рис. 4.12);
- для рассыпных влажных (стебельных) кормов (шнековые и лопастные).

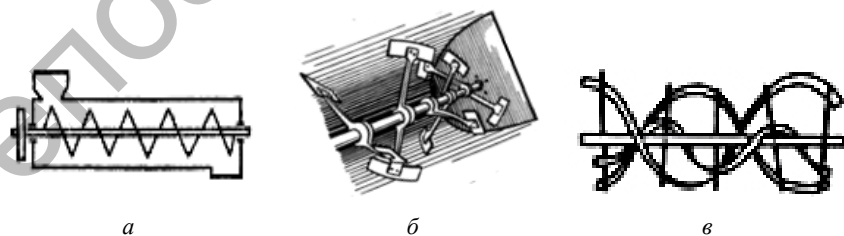


Рис. 4.11. Виды смесителей по конструкции рабочих органов:
a – шнековые; *б* – лопастные; *в* – ленточные

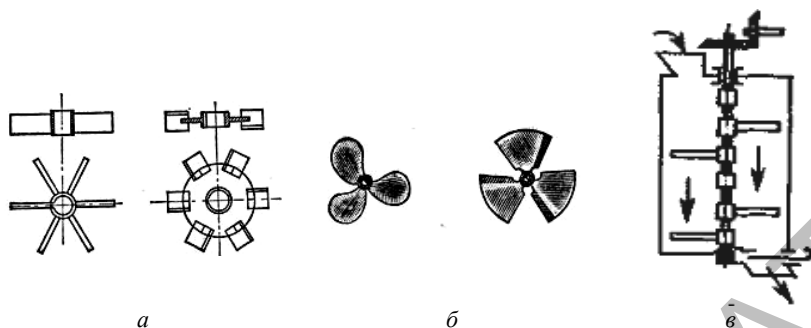


Рис. 4.12. Виды смесителей по конструкции рабочих органов:
 а – турбинные; б – пропеллерные; в – лопастные

В зависимости от частоты вращения мешалок смесители делят на тихоходные, у которых показатель кинематического режима $K = (\omega^2 R/g) < 30$ (здесь ω – угловая скорость, c^{-1} ; R – радиус вращения мешалки, м), и быстроходные, у которых $K > 30$.

По числу мешалок смесители делят на одно- и двухвальные.

По расположению рабочей камеры на вертикальные, горизонтальные, наклонные или планетарные.

Для приготовления влажных кормовых смесей из стебельных кормов и корнеклубнеплодов применяются преимущественно тихоходные, горизонтальные одно- или двухвальные лопастные смесители порционного действия.

К конструкции и режимам рабочих органов смесителей предъявляются требования:

- исключение застойных зон;
- обеспечение быстрой загрузки компонентов и выгрузки кормосмеси.

Для приготовления влажных кормовых смесей из стебельных кормов и корнеклубнеплодов применяют одно- или двухвальные смесители с лопастной мешалкой порционного действия (рис. 4.13).

Смеситель состоит из корпуса 1, парораспределителя 2 с кранами, двух лопастных мешалок 3, выгрузного шнека 4, выгрузной горловины 5, крышек 7 и системы управления 6 задвижкой и включением шнека. Мешалки и шнек приводятся в движение от привода 8. Между торцевыми стенками корпуса сварены три трубы, служащие для подачи воды и растворов.

Внутри корпуса установлены лопастные мешалки. Каждая состоит из вала с 8 лопастями и подшипниковых блоков, закрепленных на торцевых стенках корпуса. Лопасты установлены на валу по винтовой линии под углом 45° и крепятся стремлянками. Лопасты правой мешалки перемешивают и направляют корм в сторону приводной станции, а лопасти левой мешалки – в сторону выгрузной горловины, что обеспечивает хорошее перемешивание корма.

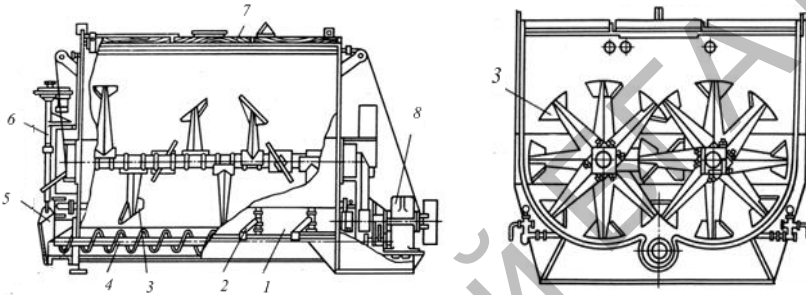


Рис. 4.13. Схема смесителя кормов:

- 1 – корпус; 2 – парораспределитель; 3 – лопастная мешалка;
- 4 – выгрузный шнек; 5 – выгрузная горловина с клиновой задвижкой;
- 6 – система управления; 7 – крышка; 8 – привод

В нижней части смесителя расположен шнек, подающий перемешанную массу к выгрузному патрубку.

Сверху корпус герметически закрыт крышками. Сбоку крышки на кронштейне установлен конечный выключатель, который отключает механизм смесителя при открытии крышки.

Система подачи пара в смеситель состоит из коллектора с манометром и двух распределительных труб, каждая из которых муфтовыми кранами соединена с паропроводящими патрубками. Подачу пара регулируют при помощи переключателя. Чтобы корм не попал в распределительные трубы, краны после окончания запаривания должны быть закрыты.

Первыми в смеситель подают корма, которые необходимо запаривать. Измельченные грубые корма загружают с одновременным увлажнением. Мешалки включают не позднее, чем при заполнении $1/3$ технологического объема и продолжают загрузку. При этом коэффициент заполнения емкости смесителя не должен превышать

0,6...0,7 для густых смесей с включением соломы и 0,8 для кормов влажностью более 70 %. Затем плотно закрывают крышки люков, открывают вентиль на паропроводе и муфтовые краны на распределительных трубах. Давление подаваемого пара и температуру смеси контролируют по манометру и термометру.

В среднем время запаривания в смесителе составляет 1...3 ч. По окончании запаривания необходимо перекрыть муфтовые краны и вентили на паропроводе и в течение 40...60 минут выдержать корм для разваривания. После этого доливают воду для охлаждения корма и загружают другие компоненты.

При приготовлении кормосмесей без запаривания все компоненты, входящие в смесь, можно подавать одновременно. Перемешивают корма 10 минут, а при обогащении их карбамидными и другими химическими растворами – 15 минут.

4.6. Основы расчета параметров оборудования для приготовления кормовых смесей

Шнековые смесители кормов предназначены для приготовления смеси из всех видов кормов. Рабочий процесс сводится к тому, что подаваемые в загрузочную камеру компоненты подвергаются интенсивному воздействию шнека, вращающегося внутри круглого кожуха. В результате корма расслаиваются, отдельные слои получают различные окружные скорости, пересыпаются один относительно другого и выгружаются, постепенно передвигаясь к выгрузочному окну.

Для горизонтального шнека *непрерывного действия* подачу можно определить по формуле

$$Q_T = \frac{\pi(D^2 - d^2)S n_c \rho \varphi_H}{4} = \frac{(D^2 - d^2)S \omega \rho \varphi_H}{8}, \quad (4.37)$$

где D и d – диаметры шнека и его вала, м;

S – шаг винта, м;

n_c – частота вращения, мин^{-1} ;

ρ – объемная масса, кг/м^3 ;

φ_n – коэффициент заполнения сечения шнека транспортируемой массой (для горизонтальных шнеков $\varphi_n = 0,3...0,4$, для вертикальных $\varphi_n = 0,7...0,8$).

При расчете шнекового смесителя *периодического действия* пропуская способность смесителя определяется по формуле

$$Q = M (60 / T_{ц}), \quad (4.38)$$

где M – масса порции, загружаемая в смеситель, кг;
 $T_{ц}$ – время цикла, мин:

$$T_{ц} = T_{загр} + T_{см} + T_{разгр}, \quad (4.39)$$

где $T_{загр}$ – время загрузки корма, мин;
 $T_{см}$ – время смешивания корма, мин;
 $T_{разгр}$ – время разгрузки корма, мин.

Уменьшая $T_{ц}$, возрастает производительность. Обычно $T_{см} = 5...8$ мин, $T_{ц} = 15...12$ мин.

Полный объем смесительной камеры равен

$$V = \frac{M}{\varphi\rho}, \quad (4.40)$$

где M – масса загружаемого корма, кг;
 φ – коэффициент использования объема, $\varphi = 0,8...0,85$;
 ρ – плотность корма, кг/м^3 .

Мощность, необходимая для привода шнековых смесителей:

– горизонтального:

$$N_{шт} = 0,01kQL; \quad (4.41)$$

– вертикального:

$$N_{шт} = 0,01QL, \quad (4.42)$$

где k – приведенный коэффициент сопротивления движению корма по кожуру шнека (для зерна и комбикормов $k = 1,2$; соли $k = 2,5$; корнеплодов $k = 8...10$);

L – длина шнека, м.

Лопастные смесители бывают периодического и непрерывного действия и пригодны как для приготовления жидких, так и густых кашеобразных смесей. В смесителях компоненты перемешиваются лопастями, вращающимися вокруг вертикального или горизонтального вала.

Лопастями своими лобовыми поверхностями устанавливаются перпендикулярно или наклонно направлению движения.

Смеситель *непрерывного действия* заполняется кормом на 30 %. Для обеспечения высокого качества смешивания ингредиентов скорость лопастей должна быть выбрана с таким расчетом, чтобы отдельные слои корма, движущиеся с различными окружными скоростями, не подбрасывались, а постепенно пересыпались один относительно другого. Поэтому скорость вращения лопастей определяют из условия, при котором центробежная сила, сообщаемая материалу вращающейся лопастью, *должна быть меньше или равна* силе тяжести самого материала, т. е.

$$m\omega^2 R \leq mg, \quad (4.43)$$

где m – масса материала, перемещаемого лопастью, кг;

ω – угловая скорость вращения лопасти, с^{-1} ;

R – наибольший радиус лопасти, м.

Условие, при котором $m\omega^2 R = mg$, будет соответствовать максимально допустимой частоте вращения вала смесителя.

Выразив угловую скорость через частоту вращения вала ($\omega = \pi n/30$) и решив уравнение относительно n , получим

$$n_{\max} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R}} = \frac{30}{\sqrt{R}}. \quad (4.44)$$

Производительность лопастного смесителя непрерывного действия равна

$$Q = 15\pi D^2 S n \rho \varphi, \quad (4.45)$$

где D – наружный диаметр лопастей, м;

S – шаг лопастей, м;

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

ρ – объемная масса продукта, кг/м^3 ;

φ – коэффициент подачи, зависящий от конструкции лопастей и их расположения на валу ($\varphi = 0,6 \dots 0,8$).

Мощность, потребная на привод лопастного смесителя:

$$N_{\text{л}} = \frac{(P_p v_p + P_o v_o) z}{1000}, \quad (4.46)$$

где z – число работающих лопастей, шт.;

P_p – радиальная составляющая силы сопротивления продукта, действующая на лопасть, Н;

v_p – окружная скорость точки приложения равнодействующей силы сопротивления корма, действующей на лопасть, м/с;

P_o – осевая составляющая силы сопротивления продукта, действующая на лопасть, Н;

v_o – осевая скорость движения точки приложения равнодействующей силы, м/с.

Скорости можно определить по формулам

$$n_p = (2l \cos \theta + b) \omega; \quad (4.47)$$

$$n_o = n_p \cos \alpha \sin \alpha, \quad (4.48)$$

где l – длина лопасти, м;

θ – угол поворота лопасти, град;

b – ширина лопасти, м;

ω – угловая скорость лопасти, c^{-1} ;

α – угол наклона лопасти к плоскости вращения, град.

Силы определяют по формулам

$$P_p = 9,81\rho h_c F \operatorname{tg}^2(45^\circ + \frac{\varphi}{2})(\cos\alpha + f \sin\alpha); \quad (4.49)$$

$$P_0 = 9,81\rho h_c F \operatorname{tg}^2(45^\circ + \frac{\varphi}{2})(\sin\alpha + f \cos\alpha), \quad (4.50)$$

где h_c – средняя глубина погружения данной лопасти, равная половине наибольшей глубины погружения лопасти, м;

F – площадь лопасти, m^2 ;

φ – угол трения продукта по лопасти;

f – коэффициент трения продукта по лопасти.

Масса кормов, загружаемых в емкость смесителя *периодического действия*:

$$m_n = V\varphi\rho_{см}, \quad (4.51)$$

где V – геометрический объем смесителя, m^3 ;

$\rho_{см}$ – насыпная плотность смеси, $кг/м^3$;

φ – коэффициент заполнения. Для порционных смесителей, коэффициент заполнения φ , колеблется от 0,6 до 0,8.

Глава 5

МЕХАНИЗАЦИЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ГРАНУЛ

5.1. Классификация способов уплотнения кормов

Известны два способа уплотнения кормов при заготовке их на хранение – гранулирование и брикетирование.

Гранулы – это спрессованные до плотности 800...1300 кг/м³ в цилиндрические или фигурные кусочки толщиной или диаметром до 25 мм кормовые компоненты или смеси, измельченные в муку.

Диаметр гранул для цыплят, в зависимости от возраста, находится в пределах 1...3 мм, для взрослой птицы – 4...6 мм; для молодняка свиней более 4 месяцев – 10 мм; для овец, телят – 5...7 мм; для крупного рогатого скота – 14...20 мм.

Брикеты – это спрессованные грубые корма (травяная или соломенная резка) и кормовые смеси, включающие грубые корма, размер частиц которых 20...70 мм, сформированные в цилиндр, диаметром до 65 мм, или другую форму с наибольшими размерами 80 мм, плотностью 500...900 кг/м³.

Исходная смесь кормов для уплотнения должна быть однородной не менее чем на 90 %. Количество непрессованной массы не должно превышать 6 %, допустимый нагрев в процессе прессования не более 90 °С для гранул и 70 °С для брикетов. Коэффициент перетирания резки в муку при брикетировании не должен превышать 20 %; потери каротина в процессе прессования – 5 %; потери продукта по массе – 1 %.

Требуемое качество гранул и брикетов также определяется *крошимостью*, которая характеризует степень связанности частиц, составляющих гранулы или брикеты, и определяется из выражения

$$K = \frac{m}{M} 100, \% , \quad (5.1)$$

где m – масса крошки, отошедшей после испытания гранул или брикетов на крошимость, г;

M – начальная масса образцов корма, г.

Для нормального протекания процесса гранулирования травяной муки или комбикормовых смесей *оптимальное значение влажности* составляет 15...16 %, температуры – 60...70 °С. При влажности массы свыше 16 % частицы становятся упругими, они хуже спрессовываются. Поверхностная влага способствует лучшему сближению частиц и их уплотнению, особенно при кондиционировании паром или при наличии устройств активного перераспределения увлажнителя.

Процесс гранулирования будет более эффективным при мелком измельчении, так как при этом коэффициенты трения меньше, чем при крупном.

Наиболее благоприятные условия для гранулирования комбикормов создаются при обработке их паром давлением 0,25...0,40 МПа (расход 0,4...0,5 кг на 1 кг корма).

Прочность брикетов зависит от продолжительности напряжения в зоне нагрузок. При нагреве брикетируемой массы до 70...80 °С период релаксации уменьшается почти вдвое.

Для уплотнения кормов наибольшее распространение получили штемпельные и кольцевые прессы.

Штемпельные рабочие органы осуществляют процесс по принципу порционной подачи. Они могут быть с закрытой (рис. 5.1, а) или открытой (рис. 5.1, б, в) прессовальной камерой.

В *открытой* камере противодавление создается трением спрессованного материала о стенки, при этом уплотнение и выталкивание выполняются за один ход штемпеля.

В *закрытой* камере эти операции производятся раздельно, а противодавление создается неподвижным упором. Рабочие органы в закрытой камере менее энергоемки, чем в открытой, поскольку здесь исключается работа на проталкивание ряда брикетов при максимальном усилии штемпеля. Штемпельные рабочие органы действуют по принципу порционной подачи.

Однако в закрытых камерах требуется одинаковая подача материала для каждого хода штемпеля, что представляет чрезвычайно сложную задачу. Вторым недостатком закрытых камер является малая выдержка брикета под давлением.

Достоинство штемпельных прессов – небольшой расход энергии и получение брикетов большого диаметра, что важно для уменьшения поверхности корма, где развивается процесс окисления. Кроме

того, устройство матричного канала позволяет регулировать давление прессования, следовательно, плотность и прочность брикетов. Штемпельные прессы более универсальны, на них можно брикетировать разнообразное сырье.

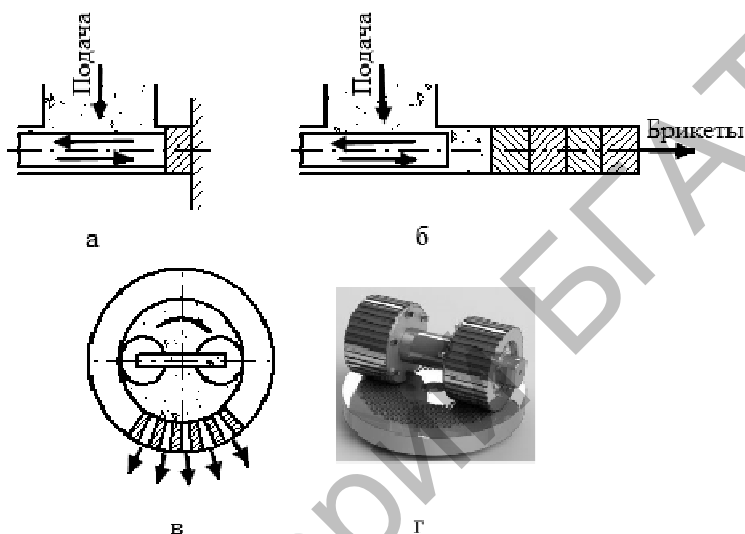


Рис. 5.1. Типы рабочих органов для уплотнения кормовых материалов:
 а – штемпельный с закрытой камерой; б – штемпельный с открытой камерой;
 в – с кольцевой матрицей; г – с плоской матрицей

Кольцевые прессы (рис. 5.1, в) имеют кольцевые матрицы с размещенными по периметру прессовальными каналами, через которые продавливается корм. *Преимуществом* кольцевых рабочих органов является непрерывность технологического процесса.

Однако они сравнительно энергоемки (до 100 кДж/кг) и требуют тщательной подготовки материала перед гранулированием и брикетированием: однородного измельчения и равномерной влажности. Чаще всего для уплотнения в гранулы используют прессы с вертикально вращающейся матрицей, для уплотнения в брикеты – с вращающимися роликами.

Грануляторы с плоским видом матрицы (рис. 5.1, г) отличаются высококачественной и быстрой производительностью. Плоская

матрица имеет вид вала, на котором закреплен жесткий диск. Такие устройства способны перерабатывать различного рода отходы.

Другие рабочие органы: шнековые, рулонные, вальцовые – в силу тех или иных причин не нашли применения в практике кормоприготовления.

5.2. Основные закономерности рабочего процесса штемпельных прессов

Процесс образования брикета из сыпучего корма в *закрытой* камере включает несколько стадий. При наложении давления на штемпель (рис. 5.2) частицы корма сближаются, пустоты между ними уменьшаются, а воздух выдавливается наружу через зазор между штемпелем и стенкой камеры. Сближение частиц и уплотнение материала возрастают с увеличением усилия на штемпеле.

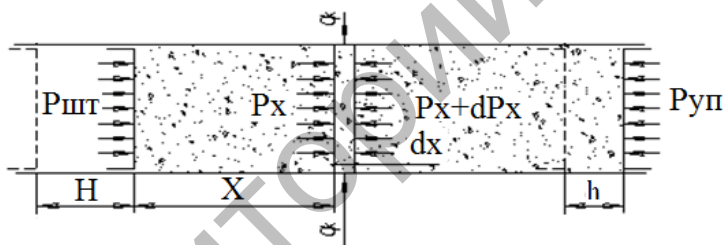


Рис. 5.2. Схема прессования корма в закрытой камере

По мере сближения частиц между их поверхностями возникают силы межмолекулярного сцепления. Проявление сил сцепления тем сильнее, чем больше поверхность соприкосновения частиц, т. е. чем больше будут сближены частицы. В результате действия этих сил происходит консолидация прессованной порции и образование монолитного куска – кормового брикета.

Реальный процесс прессования кормового материала в камере сопровождается трением между ним и стенками прессовальной камеры. В связи с этим штемпель должен преодолевать дополнительные усилия. Следовательно, общее давление на штемпеле составит величину

$$P_{\text{шт}} = P_x + P_F, \quad (5.2)$$

где P_x – осевое давление на материал, кН/м²;

P_F – давление, обусловленное внешним трением деформируемого материала, кН/м².

Давление P_F определяется соотношением

$$P_F = \frac{F}{S}, \quad (5.3)$$

где F – сила трения при прессовании, Н;

S – площадь поперечного сечения прессовальной камеры, м².

Трение, кроме дополнительных затрат энергии, приводит к неравномерной плотности брикета. Это обусловлено падением давления в прессуемом материале по мере удаления от штемпеля.

Соотношение между боковым и осевым давлением примем в виде упрощенной линейной зависимости:

$$q_x = \xi P_x, \quad (5.4)$$

где q_x – боковое давление на корм, кН/м²;

ξ – коэффициент бокового распора.

Осевое давление определим из выражения:

$$P_x = P_{\text{шт}} \exp(-f \xi \frac{l}{S} x), \quad (5.5)$$

где f – коэффициент трения;

l – периметр поперечного сечения камеры, м;

x – толщина сжимаемого материала, м.

Таким образом, наибольшая плотность брикета достигается у штемпеля, наименьшая – у упора, что приводит к большой крошимости брикетов или их разрушению после извлечения из камеры.

Уменьшить это явление можно дав выстойку штемпелю в конце его рабочего хода. В этом случае напряжения в брикете релаксируют, и он меньше расширяется после снятия нагрузки. Однако это связано с потерей производительности брикетного пресса.

Удельные затраты рабочего процесса в *закрытой* камере можно записать в виде следующего баланса:

$$A = A_{\text{сж}} - A_{\text{уп}}, \quad (5.6)$$

где $A_{\text{сж}}$ – работа, затрачиваемая на сжатие материала, Дж;

$A_{\text{уп}}$ – работа упругого расширения сжатого материала (возврат части энергии в механизм пресса в начале обратного хода штемпеля), Дж.

Затраты энергии в открытой камере, по сравнению с закрытой, относительно невелики. Однако другие недостатки закрытой камеры конструктивно не преодолены, и прессы с такой камерой не получили распространения.

Закономерность прессования в *открытой* камере состоит из двух стадий (рис. 5.3):

1. Сжатие очередной порции исходного материала. Это стадия ничем не отличается от сжатия в закрытой камере, только здесь упором служат ранее спрессованные брикеты;

2. Проталкивание всего ряда ранее спрессованных образцов и выталкивание из камеры одного из них.

В открытой камере противодействие создается на стадии проталкивания – только за счет сил трения.

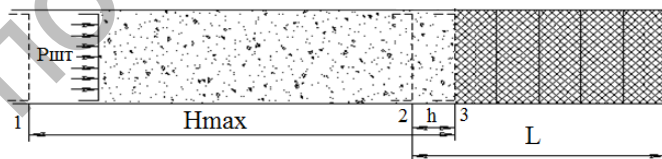


Рис. 5.3. Схема прессования корма в открытой камере

Особенностью работы открытой прессовальной камеры являются большие затраты энергии на процесс проталкивания брикетной

ленты, которые превосходят затраты на образование брикета в 1,5...2,0 раза. Общий баланс энергии на рабочий процесс штемпельного пресса с открытой камерой можно записать в виде

$$A = A_{\text{сж}} + A_{\text{пр}} - A_{\text{у.р}}, \quad (5.7)$$

где $A_{\text{пр}}$ – работа, затрачиваемая на проталкивание брикетной ленты, Дж.

Среднее по длине боковое давление на стенки прессовальной камеры можно определить по формуле

$$q = \frac{P_{\text{шт}}^{\max} \xi}{2}. \quad (5.8)$$

Силу трения, возникающую между брикетной лентой и стенками камеры во время проталкивания, можно определить по выражению

$$F = fql = \frac{1}{2} f \xi P_{\text{шт}}^{\max} Ll. \quad (5.9)$$

На стадии проталкивания корма штемпелем преодолевается сила трения

$$F = P_{\text{шт}}^{\max} S. \quad (5.10)$$

Приравнивая значения силы трения, имеем

$$S = \frac{1}{2} f \xi Ll, \quad (5.11)$$

откуда длина камеры проталкивания

$$L = \frac{2S}{f \xi l}. \quad (5.12)$$

Для камеры круглого сечения имеем $l = \pi d$, $S = \frac{\pi d^2}{4}$. Тогда формула (5.12) упростится:

$$L = \frac{d}{2f\xi}. \quad (5.13)$$

Длину камеры нужно делать увеличенной (0,3 м и более) при больших диаметрах брикетов. Для формирования гранул диаметром около 1 см достаточно длины фильеры 5...6 см.

В открытой прессовальной камере образцы находятся некоторое время под нагрузкой, что способствует релаксации напряжений и получению качественных брикетов и гранул. Средняя скорость проталкивания спрессованных образцов не должна превышать величины

$$u = \frac{L}{T_p}, \quad (5.14)$$

где T_p – время релаксации (для грубостебельных кормов $T_p = 23...25$ с, для травяной муки $T_p = 12...17$ с).

Рабочими органами *кольцевого пресса* является пара «матрица – валец», конструктивные параметры которых могут быть различны в зависимости от назначения (гранулирование и брикетирование) и вида уплотняемого материала.

Независимо от того, вращается матрица или водило вальцов, прессуемый материал затягивается в клиновидный зазор между матрицей и валком и уплотняется при уменьшении зазора (рис. 5.4).

В момент, когда плотность материала в клиновом зазоре становится примерно равной плотности гранул или брикетов в фильерах канала матрицы, начинается вдавливание материала в фильеры. При этом гранулы или брикеты перемещаются в фильерах и выдавливаются из них.

После прохождения фильерой минимального сечения клиновидного зазора происходит упругое расширение уплотненного слоя в фильерах.

Брикет или гранула образуется при многократном вдавливании в фильеру отдельных порций уплотненного корма.

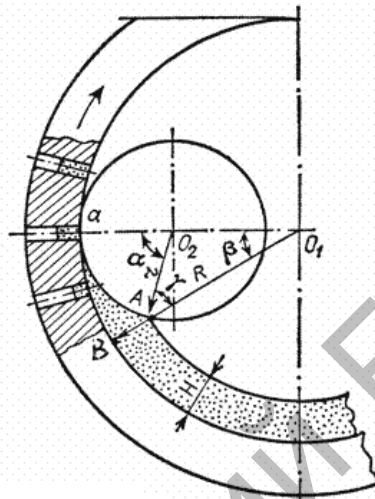


Рис. 5.4. Схема к расчету кольцевого пресса с вращающейся матрицей

Определим теоретически параметры кольцевого пресса.

Из схемы на рис. 5.4 видно, что сторону AO_1 треугольника AO_1O_2 можно выразить по теореме косинусов и определить толщину слоя исходного материала на матрице, который затягивается в кольцевой зазор (остальные порции корма сдвигаются вальцом):

$$H = R - \sqrt{r^2 + (R - r)^2 - 2r(R - r)\cos\alpha}, \quad (5.15)$$

- где R – радиус матрицы, м;
- r – радиус валика, м;
- R – радиус матрицы, м;
- α – угол прессования, град.

В этой формуле неизвестен угол прессования α . Для его нахождения рассмотрим треугольник AO_1O_2 , из которого следует, что $(\pi - \alpha) + \beta + \gamma = \pi$, где β – угол дуги захвата в зоне поворота валика,

град; γ – угол захвата материала, град, $\gamma = \alpha[1 - (r/R)]$. Для того чтобы валец мог захватить слой сыпучего материала и затем сжать, необходимо, чтобы угол γ не превышал угла φ трения материала о поверхность вальца. Следовательно, должно быть выполнено условие $\gamma \leq \varphi$.

Тогда определим угол прессования:

$$\alpha \leq \frac{\varphi}{[1 - (r/R)]}. \quad (5.16)$$

Соотношение между радиусом вальца и матрицы строго ограничено: при двух вальцах $r/R = 0,42...0,45$; при трех $r/R = 0,40...0,42$.

Производительность прессы можно подсчитать по формуле

$$Q = 2\pi \left(R - \frac{H}{2} \right) Hz\omega\delta\rho, \quad (5.17)$$

где z – число вальцов, шт.;

ω – угловая скорость матрицы или водила вальцов, c^{-1} ;

δ – коэффициент, учитывающий буксование рабочих органов и перфорацию матрицы.

Отношение суммарной площади фильер к общей внутренней поверхности матрицы составляет: для гранулирующих матриц – 0,4...0,5; для брикетующих – 0,70...0,75.

Минимальная частота вращения матрицы определяется с учетом наилучших условий распределения материала на внутренней поверхности матрицы:

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{g}{R\sin\varphi}}. \quad (5.18)$$

Максимальная угловая скорость ограничена в связи с возможным разрушением горячих гранул или брикетов от растягивающих

напряжений, возникающих от действия центробежных сил. Допускается отрыв гранул и брикетов, когда они достигнут требуемой длины l по отношению к их поперечному размеру d . Для гранул по зоотехническим нормам имеем длину

$$l = \theta d, \quad (5.19)$$

где θ – отношение длины гранул к ее диаметру ($\theta = 1,5 \dots 2,0$).

Максимальная частота вращения матрицы

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{\sigma}{(R + L)\theta d \rho}}, \quad (5.20)$$

где σ – допустимые напряжения разрыва (для гранул из травяной муки $\sigma = 13 \dots 17$ кПа);

L – длина фильеры, м;

ρ – плотность гранулы, кг/м³.

Затраты энергии на рабочий процесс прессования в кольцевом прессе можно представить в виде следующих составляющих:

$$A = A_{\text{сж}} + A_{\text{пр}} + A_{\text{ст}} - A_{\text{ур}}, \quad (5.21)$$

где $A_{\text{ст}}$ – работа на удаление материала с поверхности перемычек, расположенных между фильерами матрицы.

В связи с наличием затрат энергии $A_{\text{ст}}$ энергоемкость кольцевых брикетных прессов в 1,5 раза выше, чем у штемпельных с открытой камерой. Другим недостатком кольцевых прессов является перетирание (измельчение) стебельных кормов, что вредно для жвачных животных.

В то же время кольцевые прессы незаменимы при производстве гранул из травяной муки, комбикорма и мелко измельченных кормовых смесей.

5.3. Определение основных параметров барабанного гранулятора

Определим толщину матрицы (рис. 5.5):

$$L_m = \frac{d}{4 f \varepsilon} \ln \left[\frac{1}{0,3 \left(1 - \frac{1}{\lambda^{1,4}} \right)} \right], \quad (5.22)$$

где d – диаметр канала матрицы, м;

f – коэффициент трения материала об стенку канала, $f = 0,1$;

ε – коэффициент бокового расширения корма в канале матрицы, $\varepsilon = 0,4 \dots 0,5$;

λ – степень уплотнения корма:

$$\lambda = \rho / \rho_0,$$

где ρ – заданная плотность гранул, кг/м^3 ;

ρ_0 – начальная плотность материала, кг/м^3 .

Внутренний радиус матрицы равен

$$R = (2,9 \dots 3,5) r, \quad (5.23)$$

где r – радиус вальца, м.

Количество каналов в матрице равно

$$z = \frac{4Qt}{\pi d^2 \gamma L_m}, \quad (5.24)$$

где t – время пребывания гранулы в канале матрицы, с.

Количество каналов в ряду

$$z_0 = 6,92 \frac{K_n}{d^2} (\delta + d)(R + \Delta H), \quad (5.25)$$

где K_n – коэффициент перфорации матрицы, $K_n = 0,5 \dots 0,6$;

δ – толщина перемычки между соседними каналами, $\delta = 0,002 \dots 0,005$ м;

R – внутренний радиус матрицы, м;

ΔH – толщина спрессованного слоя материала на поверхности матрицы, $\Delta H = 0,006 \dots 0,008$ м.

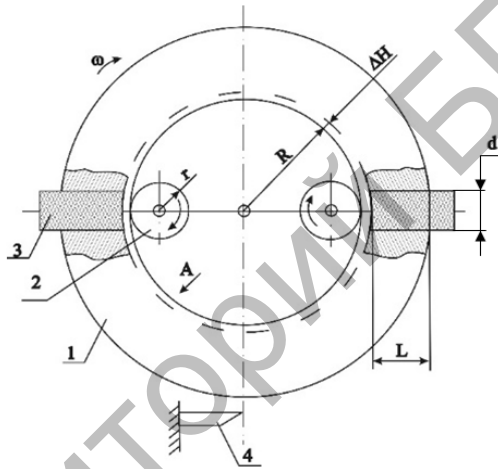


Рис. 5.5. Схема прессования материала вальцом в кольцевой матрице:

1 – матрица; 2 – валец; 3 – гранула; 4 – нож

Количество рядов каналов по ширине матрицы

$$z_p = \frac{z}{z_0}. \quad (5.26)$$

Расстояние между смежными рядами

$$l = \frac{\pi\sqrt{3}}{z_0} (R + \Delta H). \quad (5.27)$$

Ширина матрицы

$$B = l(z_p + 2). \quad (5.28)$$

Длина гранул

$$l_{гр} = d(1,5 \dots 2,0), \quad (5.29)$$

где d – диаметр гранул, м.

Частота вращения матрицы определяется исходя из условия обеспечения требуемой (расчетной) плотности гранул на разрыв, их длины, радиуса матрицы и длины каналов:

$$n_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{l(R+L)\rho}}, \quad (5.30)$$

где σ – прочность гранул на разрыв, кПа ($\sigma = 1,3 \dots 1,7$ кПа);

l – длина гранул, м;

ρ – плотность гранул, кг/м³.

5.4. Оборудование для гранулирования кормов

Для получения гранул сухим способом наибольшее распространение получили вальцовые прессы с кольцевой матрицей. При выполнении технологического процесса (рис. 5.6) комплектом оборудования, травяная мука из сушильных агрегатов поступает через заборник 1 в циклон 2 и из него – в расходный бункер 4. Чтобы мука равномерно поступала на гранулирование и в бункере не образовывались своды, в нем установлена планетарная мешалка, приводимая в действие от вала шнекового дозатора 5, который регулирует количество муки, поступающей на гранулирование, путем изменения частоты вращения.

При выходе из дозатора мука увлажняется водой, поступающей через систему ввода воды в распылитель 6. Вместе с водой могут вводиться антиоксиданты и связующие вещества.

Равномерность увлажнения и однородность смешивания обеспечивает быстроходный лопастной кондиционер-смеситель 7, который также имеет автономный привод от электродвигателя.

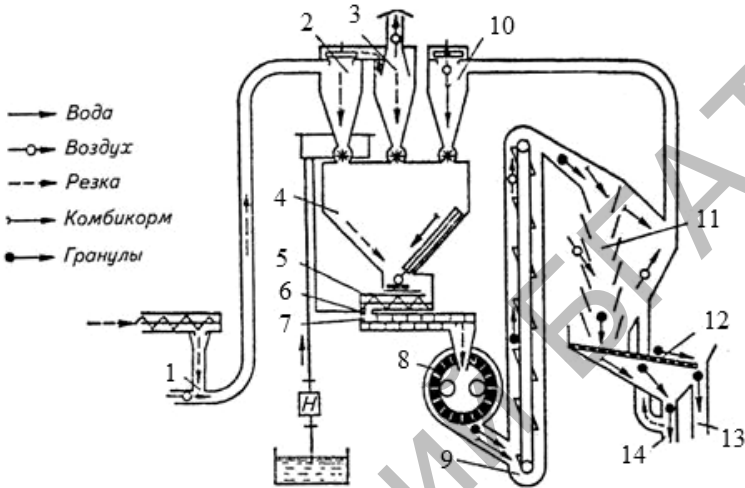


Рис. 5.6. Схема технологического процесса работы вальцового пресса с кольцевой матрицей:

- 1 – заборник; 2 – циклон; 3 – циклон; 4 – расходный бункер; 5 – шнек;
 6 – распылитель; 7 – кондиционер-смеситель; 8 – приемник пресса; 9 – нория;
 10 – колонка циклона с вентилятором; 11 – охлаждающая колонка;
 12 – сортировальное сито; 13, 14 – отборники

Из смесителя кондиционированная травяная мука самотеком поступает в приемник пресса 8, откуда направляющими лопатками подводится на внутреннюю поверхность матрицы. Выдавленные пресующими вальцами из рабочих отверстий матрицы монолиты спрессованного материала встречаются с неподвижными ножами и обламываются, образуя гранулы.

Выходящие из пресса гранулы имеют высокую температуру (75...85 °С) и непрочны. Они поступают по лотку в норию 9, которая поднимает их и направляет в охлаждающую колонку 11. Просасываемый через колонку вентилятором циклона 10 воздух охлаждает гранулы, которые попадают на сортировальное сито 12 и с него – в отборник 13, откуда направляются на затаривание в мешки

или транспортируются к месту хранения россыпью. Часть муки может не сгранулироваться (до 5...7 %). Часть горячих гранул может рассыпаться в крошку. Эта мелочь проходит под сито, через отборник 14 воздухом транспортируется в циклон 10 и направляется на повторное гранулирование.

Основная часть в комплекте оборудования – гранулятор (рис. 5.7), который состоит из шнекового дозатора 5, лопастного смесителя 7, прессы 8, редуктора привода дозатора. Основа гранулятора – пресс, состоящий из редуктора и узла прессования с вертикальной кольцевой матрицей и двумя пассивными вальцами.

Электродвигатель через эластичную муфту соединен с валом-шестерней 1. В постоянном зацеплении с валом-шестерней находится зубчатое колесо 5, жестко закрепленное шпонкой и гайкой 4 на полем главном валу 6. К фланцу главного вала сегментами 7 прикреплена матрица 8, которая зафиксирована шпонками от проворачивания.

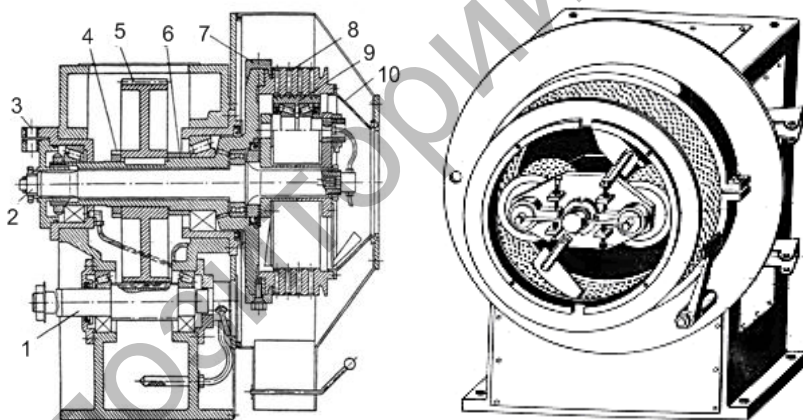


Рис. 5.7. Схема и общий вид пресс-гранулятора:

- 1 – вал-шестерня; 2 – ось; 3 – срезной штифт; 4 – гайка; 5 – зубчатое колесо;
6 – главный вал; 7 – крепежный сегмент; 8 – матрица; 9 – прессующие вальцы;
10 – приемник муки

К наружному торцу вращающейся матрицы прикреплен конический приемник 10, образующий вместе с ее внутренней полостью камеру прессования. Внутри главного вала размещена ось 2,

на одном ее конце установлены две плиты, между которыми на эксцентричных осях смонтированы прессующие вальцы 9. Зазор между рабочими поверхностями вальцов и матрицы, равный 0,3...0,5 мм, регулируют с помощью специальных рычагов и болтов на передней плите вальцов. На другом конце оси 2 на шлицах посажен фланец, который через срезной штифт 3 жестко соединен со стаканом заднего роликового подшипника.

При обычной нагрузке срезной штифт удерживает ось от вращения, и прессующие вальцы вращаются лишь вокруг своих неподвижных осей. Если пресс окажется чрезмерно перегруженным гранулируемой массой, или в зазор между вальцами и матрицей попадет посторонний предмет, то валец заклинится и вращающий момент от матрицы будет передаваться на ось 2, а через нее – на срезной штифт 3. После срезания штифта фланец начнет поворачиваться и нажмет на толкатель конечного выключателя, который отсоединит от сети все электродвигатели и остановит пресс, предохраняя его от поломки.

Матрица (рис. 5.8) представляет собой большое кольцо 1 из закаленной специальной хромированной стали. По диаметру матрицы расположены сквозные отверстия 2 специальной формы – фильеры. На боковых поверхностях расположены отверстия 3 для крепления матрицы к приводу пресс-гранулятора.

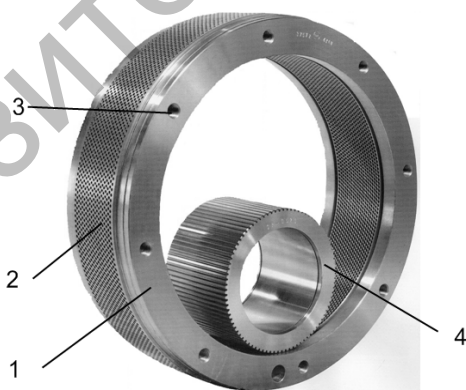


Рис. 5.8. Матрица пресс-гранулятора:

- 1 – кольцо; 2 – отверстия специальной формы – фильеры;
3 – отверстия для крепления матрицы; 4 – ролик

В зависимости от типа пресс-гранулятора и перерабатываемого сырья матрицы отличаются внешним и внутренним диаметром, шириной, количеством и диаметром отверстий. Матрицы с диаметрами прессующих отверстий 3,2 мм; 4; 4,7; 6; 7,7; 8; 9,7; 12,7; 19 мм входят в комплект прессы для гранулирования комбикормов из травяной муки, зеленой массы, шрота, отходов хлебопекарного производства и др.

Ролик 4 предназначен для того, чтобы поданное в камеру пресс-гранулятора сырье, затягивалось между вращающейся матрицей и прессующими роликами (вальцами) и продавливалось в радиальные отверстия 2 матрицы, где под действием большого давления формируются гранулы.

Наружная поверхность ролика изготавливается с продольными шлицами или равномерными цилиндрическими углублениями.

Обечайки роликов изготавливаются с наружными диаметрами 180 мм, 190, 195, 220, 310 мм.

При работе предварительно измельченный материал подается внутрь матрицы где попадает в зазор между внутренней поверхностью матрицы и роликами и запрессовывается в отверстия матрицы (рис. 5.9).

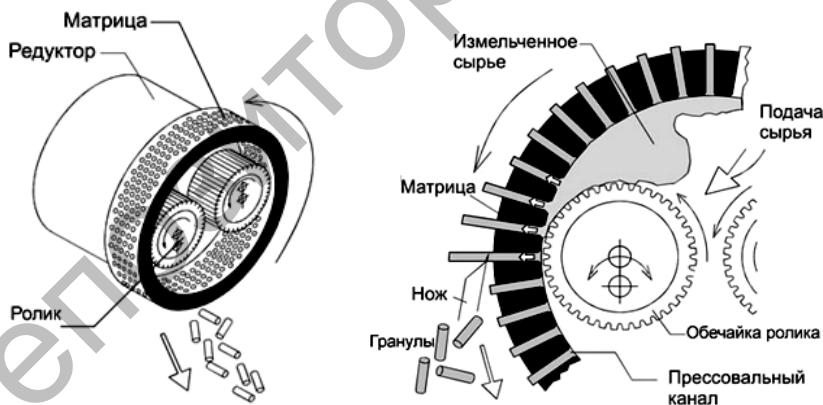


Рис. 5.9. Процесс работы матрицы пресс-гранулятора

Под действием непрерывно поступающего в камеру гранулирования сырья материал, попавший в отверстия, постепенно продвигается

сквозь них наружу. В результате создаваемого давления материал нагревается до температуры 100...120 °С. При этой температуре происходит размягчение веществ, содержащихся в сырье или добавленных специально (при необходимости).

С внешней стороны матрицы через отверстия наружу поступают готовые гранулы, которые при соблюдении технологии подготовки сырья и гранулирования обладают высокой прочностью и специфической плотностью 1,1...1,3 кг/м³ (в зависимости от материала).

Зазор между матрицей и роликом должен быть в пределах 0,3...0,8 мм.

При гранулировании сельскохозяйственных материалов (травяной муки, соломы, измельченного зерна) происходит быстрый износ отверстий кольцевых матриц. Срок их эксплуатации составляет около 40 % от требуемого. Износ отверстий ведет к быстрому увеличению энергозатрат.

Гранулятор с плоской матрицей (рис. 5.10) содержит корпус, состоящий из приемной и рабочей камер. Внутри рабочей камеры 1, на вертикальном валу, горизонтально закреплен диск 2, имеющий толщину более 2 см и в котором проделаны отверстия, выполненные в виде конуса (диаметр обычно 3...4 мм).

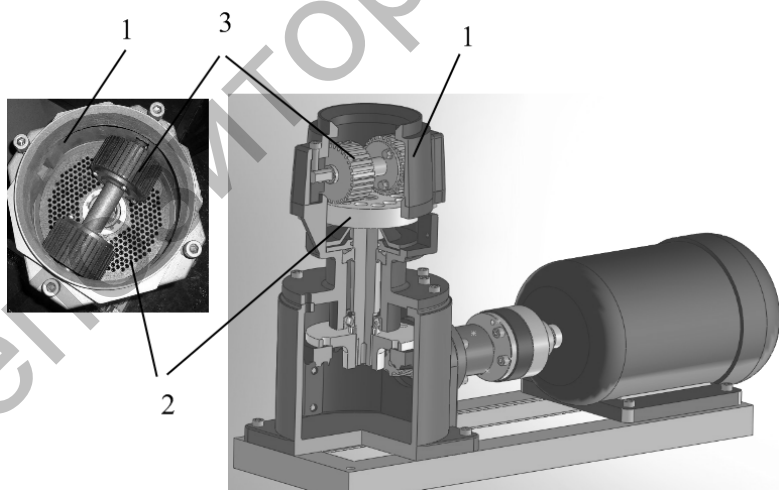
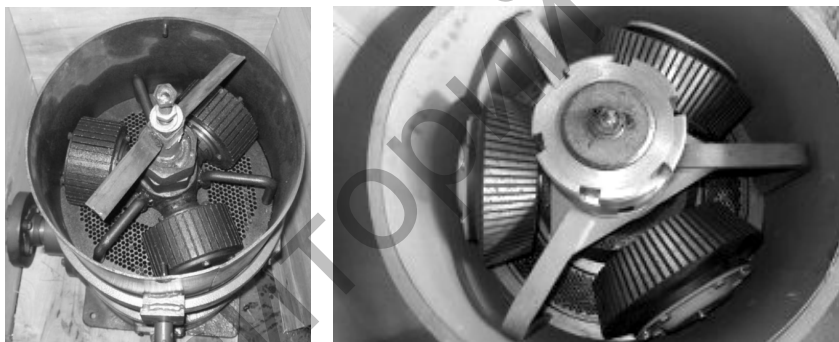


Рис. 5.10. Гранулятор с плоской матрицей:
1 – корпус; 2 – диск; 3 – ролик

Над плоскостью диска 2 установлены на оси зубчатые ролики 3, которые продавливают сырье через отверстия диска 2, формируя гранулы.

Для роликов 3 необходим большой наружный диаметр и надежная опора. Профиль рабочей поверхности может варьироваться, однако он не имеет такого большого влияния, как исполнение матрицы. Прессы фирмы Kahl используются с бегунковыми роликами диаметром до 450 мм и шириной 192 мм. Среди профилей рабочих поверхностей в основном различают поверхности с пазами, с отверстиями и рифленые поверхности.

В прессах устанавливают от трех до пяти прессующих роликов. Причем ролики отличаются большим диаметром (до 450 мм), что обусловлено необходимой контактной поверхностью давления ролика при прессовании на плоской матрице. Ролики могут быть цилиндрическими (рис. 5.11, а, б) или коническими.



а

б

Рис. 5.11. Прессующие ролики гранулятора с плоской матрицей:
а – цилиндрические; б – конические

Очень важное значение имеет соответствующее исполнение матрицы. Соотношение между диаметром отверстий и длины прессовального канала обозначается как «соотношение прессования» и определяет вместе со свойствами продукта соответственно возникающую силу трения. Вследствие этого соотношение прессования должно очень точно подгоняться под продукт, чтобы добиться оптимальных результатов в отношении качества гранул

и производительности машины. При этом учитывается, что соотношение поверхности гранул изменяется в объеме с уменьшением диаметра гранул.

Путем индивидуально регулируемого направляющего устройства осуществляется равномерное распределение продукта на матрице.

Работу аппарата обеспечивает редуктор и электрический двигатель мощностью в 15 кВт и более.

Пресс-гранулятор с плоской матрицей (рис. 5.12) работает следующим образом. Продукт поступает через приемный патрубок 1 и распределительным устройством 3 направляется в камеру прессования. Далее под действием сил тяжести поступает на матрицу 5 и продавливается четырьмя прессующими роликами 4 через ее каналы.

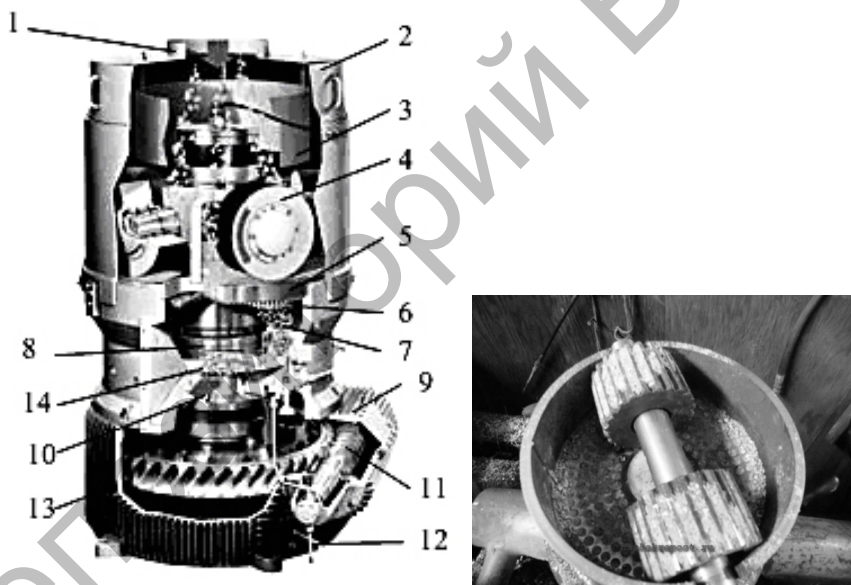


Рис. 5.12. Пресс-гранулятор с плоской матрицей фирмы «Амандус Каль»:

- 1 – приемный патрубок; 2 – съемная цилиндрическая крышка;
- 3 – распределительное устройство; 4 – прессующие ролики; 5 – плоская матрица;
- 6 – отрезной нож; 7 – выход гранул; 8 – главный вал; 9 – приводной механизм;
- 10 – патрубок вывода гранул; 11 – червячно-винтовой привод;
- 12 – трубопроводы принудительной смазки; 13 – основание пресса;
- 14 – диск с лопастями

Уплотнение осуществляется в прессовальных каналах, которые находятся в матрице. Продукт подается вертикально сверху вниз в прессовальную камеру свободным потоком и распределяется равномерно. На рабочей поверхности матрицы 5 образуется слой из материала, по которому двигаются уплотняющего его ролики 4.

Сила нажима непрерывно увеличивается при вращении в направлении прессовального канала до тех пор, пока она не станет настолько сильной, чтобы протолкнуть чуть дальше находящийся в канале материал. При этом сила трения внутри прессовального канала не должна быть больше, чем действующая сила прессования ролика 4. С другой стороны, возникающая сила трения должна быть достаточно большой, чтобы могло произойти уплотнение продукта до твердого состояния.

Под матрицей установлены отрезные ножи 6, которые периодически обрезают гранулы, которые попадают на диск с лопастями 14 и выводятся через выпускной патрубок 10.

Привод главного вала осуществляется посредством червячно-винтовой передачи 11. Все трущиеся поверхности снабжены принудительной смазкой 12. Основание пресса 13 выполнено в виде литого цилиндрического корпуса с оребренной поверхностью для более эффективного отвода тепла.

Фирма «Амандус Каль» выпускает грануляторы рассмотренного типа. Наибольший типоразмер пресса-гранулятора имеет производительность 15...18 т/ч, при этом диаметр матрицы составляет 1000 мм, диаметр роликов – 450 мм, ширина – 150 мм, установленная мощность – 160...220 кВт при габаритах 2695×765×2005 мм и массе (без электродвигателя) – 5400 кг.

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ РАЗДАЧИ КОРМОВ

6.1. Требования к процессу раздачи кормов и кормораздатчикам

Правильная организация раздачи кормов животным имеет важное значение. По трудоемкости она составляет 30...40 % от общих трудовых затрат по уходу за животными.

К кормораздающим устройствам предъявляются следующие *зоотехнические требования*:

- отклонение дозы по массе на одну голову для крупного рогатого скота должно составлять: для стебельчатых кормов – 10 %; корнеклубнеплодов – 15 %; комбикорма и концентрированных кормов – 5 %; минеральных добавок – 5 %;

- продолжительность операции раздачи кормов в одном помещении не должна превышать 30 мин при использовании мобильных средств и 20 мин – при раздаче стационарными средствами;

- должны быть универсальными в отношении возможности выдачи всех видов кормов;

- иметь высокую производительность и возможность регулирования нормы выдачи на 1 голову от минимальной до максимальной, в зависимости от принятого рациона;

- не создавать излишнего шума в помещении;

- механически очищаться от остатков корма;

- быть надежными в работе.

По роду использования кормораздающие машины бывают стационарные и мобильные.

6.2. Устройство, процесс работы и расчет параметров стационарных раздатчиков

Стационарные раздатчики – установки, смонтированные в одном или нескольких заблокированных помещениях и раздающие животным корм по фронту кормления.

Ленточный транспортер-раздатчик кормов (рис. 6.1) обеспечивает раздачу всех видов кормов (кроме жидких) при обслуживании крупного рогатого скота и овец. Кормораздатчик включает в себя кормушку 6, приводную 12 и натяжную 2 станции, рабочий орган (тяговая цепь 8 и лента 7), загрузочный бункер, электрооборудование.

Натяжную станцию с загрузочным бункером располагают за пределами торцевой стенки коровника, в тамбуре со сквозным проездом для мобильного кормораздатчика.

Рабочий орган кормораздатчика перемещает корм по желобу. Он представляет собой замкнутый контур, состоящий из ленты и цепи, которые соединены предохранительным устройством. Конечные выключатели останавливают рабочий орган в крайних положениях хода при помощи упоров с лыжами. Кормовой желоб, наряду с направляющей для рабочего органа, одновременно служит для животных кормушками, к которым крепятся кронштейны автопоилок.

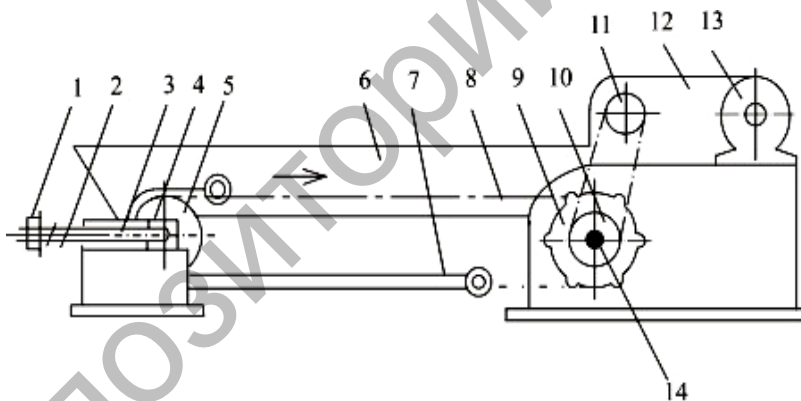


Рис. 6.1. Технологическая схема ленточного кормораздатчика:

- 1 – гайка; 2 – натяжная станция; 3 – винт натяжной; 4 – ползун;
5 – ведомый барабан; 6 – кормушка; 7 – лента; 8 – цепь; 9, 10, 11 – звездочки;
12 – приводная станция; 13 – электродвигатель; 14 – ведущий вал

Приводная станция приводит в движение рабочий орган кормораздатчика и состоит из рамы, редуктора 12, электродвигателя 13, приводных звездочек 9, 10, 11.

Производительность ленточного транспортера можно определить по формуле

$$Q_{л} = F_{л} V_{л} \rho, \quad (6.1)$$

где $F_{л}$ – площадь поперечного сечения корма на ленте во время его перемещения, m^2 ;

$V_{л}$ – скорость ленты, m/c ;

ρ – плотность корма, kg/m^3 .

На рис. 6.2 видно, что общую площадь поперечного сечения корма на ленте можно выразить как сумму:

$$F_{л} = F_1 + F_2. \quad (6.2)$$

Площадь F_1 можно с некоторым допущением представить как площадь равнобедренного треугольника, боковые стенки которого наклонены к основанию под углом естественного откоса транспортируемого корма в движении:

$$F_1 = \frac{h_2 B}{2}. \quad (6.3)$$

При этом

$$h_2 = \frac{B}{2} \operatorname{tg} \varepsilon. \quad (6.4)$$

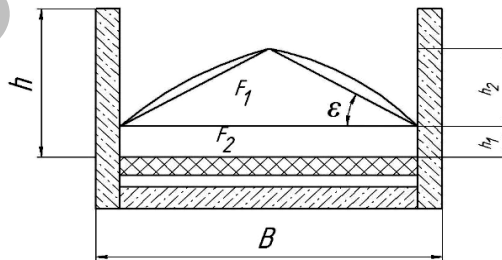


Рис. 6.2. К расчету параметров ленточного кормораздающего устройства

Площадь F_2 с некоторым допущением можно выразить как площадь прямоугольника:

$$F_2 = h_1 B. \quad (6.5)$$

С учетом представленных выше уравнений общая площадь поперечного сечения корма на ленте равна

$$F_{\text{л}} = B(0,25B \operatorname{tg} \varepsilon + h_1). \quad (6.6)$$

Подставляя выражение (6.6) в формулу (6.1), получим уравнение для определения производительности (подачи) плоской ленты, размещенной в желобе кормораздатчика:

$$Q_{\text{л}} = BV_{\text{л}} \rho (0,25B \operatorname{tg} \varepsilon + h_1). \quad (6.7)$$

Цепочно-скребковые транспортеры распространены на фермах для раздачи сухих концентрированных, грубых и сочных кормов, влажных мешанок. *Достоинства* этих транспортеров: простота конструкции, возможность подачи корма в любом из двух направлений, а при необходимости одновременно в обоих.

Основные недостатки цепочно-скребковых конвейеров: истирание корма в процессе транспортировки, большое сопротивление от трения скольжения корма по стенкам желоба, быстрый износ цепи и желоба.

Стационарный скребковый кормораздатчик (рис. 6.3) представляет собой горизонтальный цепочно-скребковый транспортер 2 открытого типа, смонтированный на дне желоба кормушки 1, состоящей из двух параллельных и закольцованных каналов.

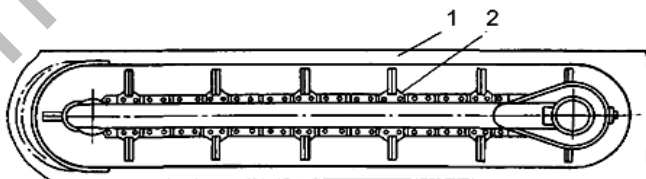


Рис. 6.3. Стационарный скребковый раздатчик кормов:
1 – кормушка; 2 – цепочно-скребковый транспортер

Корм загружается вблизи привода и перемещается скребками по желобу кормушки до ее равномерного заполнения по всей длине.

Производительность установки 15 т/ч.

При работе цепочно-скребкового кормораздающего транспортера каждый скребок транспортирует порцию корма, которую с некоторым приближением можно принять за призму. Последняя имеет в продольном сечении форму, близкую к неравнобокой трапеции (рис. 6.4).

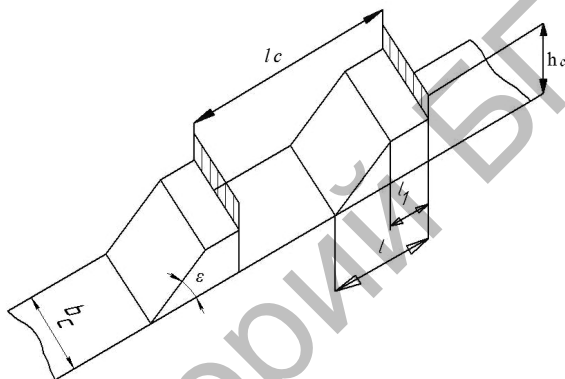


Рис. 6.4. К расчету параметров цепочно-скребкового кормораздающего устройства

Тогда объем порции корма

$$V_n = \frac{l+l_1}{2} h_c b_c, \quad (6.8)$$

где h_c и b_c – высота и ширина скребка, м.

Тогда

$$l = l_1 + h_c \operatorname{tg} \varepsilon, \quad (6.9)$$

где ε – угол обрушения (осыпания) транспортируемого корма, град.

Подставив значение l в уравнение (6.8), получим

$$V_{л} = \left(l_1 + \frac{h_c \operatorname{ctg} \varepsilon}{2} \right) h_c b_c. \quad (6.10)$$

При расчетах значение угла ε принимают равным 0,7...0,8 угла естественного откоса корма, находящегося в покое.

Производительность цепочно-скребковых транспортеров

$$Q_{л} = \frac{V_{л} v_{ц} \rho}{l_c}, \quad (6.11)$$

где $v_{ц}$ – скорость движения цепи со скребками, м/с ($v_{ц} = 0,25...0,50$ м/с);

ρ – плотность корма, кг/м³;

l_c – расстояние между скребками, м.

Значение l_c рекомендуют выбирать больше длины l порции транспортируемого корма. Принимают $l_c = (6...8)/h_c$. Подставляя в формулу (6.11) выражение (6.10) и заменяя $l_1 = k_1 h_c$ и $b_c = k_2 h_c$ (k_1 и k_2 – коэффициенты пропорциональности), получим

$$Q_{л} = \left(k_1 + \frac{\operatorname{ctg} \varepsilon}{2} \right) k_2 \rho \frac{v_{ц}}{l_c} h_c^3, \quad (6.12)$$

откуда расчетная высота скребка

$$h_c = \sqrt[3]{\frac{Q_{л}}{\left(k_1 + \frac{\operatorname{ctg} \varepsilon}{2} \right) k_2 \rho \frac{v_{ц}}{l_c}}}. \quad (6.13)$$

В отдельных случаях, когда достаточно расчетов для подсчета производительности и параметров цепочно-скребкового транспортера, можно воспользоваться упрощенной формулой:

$$Q_{\text{л}} = bhv_{\text{ц}}\rho\psi k_n. \quad (6.14)$$

Учитывая далее, что $b = k_2h$, можно записать

$$h = \sqrt{\frac{Q_{\text{л}}}{k_2 k_n v_{\text{ц}} \rho \psi}}; \\ b = \sqrt{\frac{k_2 Q_{\text{л}}}{k_n v_{\text{ц}} \rho \psi}}, \quad (6.15)$$

где h и b – высота и ширина желоба (по внутреннему обмеру), м;

k_n – коэффициент учитывающий влияние угла подъема β транспортера, $k_n = 1 - (0,01 \dots 0,02) \beta$;

ψ – коэффициент заполнения желоба кормом (при открытом желобе $\psi < 0,5$, при закрытом $\psi = 0,9$).

Потребная мощность для привода цепочно-скребкового транспортера равна

$$N = \frac{g}{\eta} (f_1 M L v_{\text{ц}} \pm M H v_{\text{ц}} + 2 \chi_1 M_{\text{ц}} L v_{\text{ц}}), \quad (6.16)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

η – КПД передачи;

f_1 – коэффициент трения корма о желоб;

M – нагрузка на 1 м длины транспортера, кг/м , $M = Q/v_n$;

L – длина транспортера, м;

H – высота подъема корма, м;

χ_1 – коэффициент сопротивления движущихся частей транспортера (для безроликовых цепей $\chi_1 = 0,15 \dots 0,2$; для роликовых $\chi_1 = 0,1 \dots 0,12$);

$M_{\text{ц}}$ – масса одного метра цепи со скребками, кг/м .

В уравнении (6.16) *первое слагаемое* выражает потребную мощность на перемещение корма по горизонтали, *второе* – мощность

на транспортировку корма по вертикали (вверх – знак «плюс», вниз – знак «минус»), *третье* – мощность на холостой ход транспортера.

На фермах для доставки и раздачи кормов используют **трубопроводные устройства**.

Существуют несколько способов подачи кормов по трубам:

- с помощью вентилятора;
- насоса;
- сжатого воздуха или разрежения самотеком.

Трубопроводное устройство, в котором корма подаются за счет напора воздуха, создаваемого вентилятором, применяют для транспортировки и раздачи грубых и сухих концентрированных кормов. *Недостаток* этого вида доставки и раздачи кормов – ограниченное распространение ввиду энергоемкости процесса и нежелательной сепарации корма, возникающей при его подаче по трубе.

Экономичным считают способ подачи кормов по трубам от кормоцепа к месту выдачи с помощью сжатого воздуха, насосов или разрежения. Такие способы транспортировки применяют только для подачи по трубам кормовых масс, разжиженных водой. Массовое соотношение сухих кормовых продуктов и воды обычно составляет от 1:1 до 1:2,5, что соответствует влажности полужидкого корма – 65...75 % и выше.

Установка для транспортировки и раздачи полужидких кормов по трубам сжатым воздухом содержит следующие основные сборочные единицы: компрессор, ресивер, продувочный котел, магистральный кормопровод с отводами и устройством для автоматического изменения направления подачи кормов, кормоприемные бункеры, кормопроводы-дозаторы с комплектом двусторонних кормушек (рис. 6.5).

При раздаче приготовленный корм поступает в продувочный котел, который после наполнения герметически закрывается. После этого в котел подается сжатый воздух, под действием которого корм выталкивается в подсоединенный к конусному днищу котла магистральный кормопровод и транспортируется по нему в кормушки. Корма могут транспортироваться на расстояния до 500...600 м при давлении сжатого воздуха 0,6...0,8 МПа и производительности 10...15 т/ч.

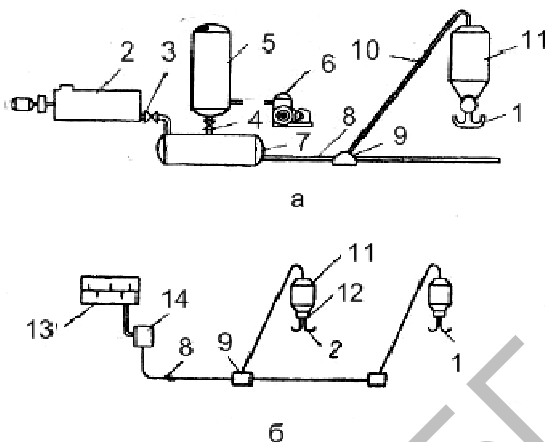


Рис. 6.5. Технологические схемы раздачи кормов:

- а* – транспортирование и раздача жидких кормов по кормопроводу сжатым воздухом;
б – транспортирование и раздача жидких кормов по кормопроводу насосами;
 1 – кормушки; 2 – смеситель кормов; 3 и 4 – вентили; 5 – ресивер;
 6 – компрессор; 7 – продувочный котел; 8 – магистральный кормопровод;
 9 – переключатель; 10 – отвод; 11 – бункер-накопитель;
 12 – разводящий кормопровод; 13 – смеситель кормов; 14 – насос

При расчете установки суммарные гидравлические потери в кормопроводе определяются по формуле

$$\sum \Delta h = \Delta h_{\text{л}} + \Delta h_{\text{м}} + \Delta h_{\text{г}}, \quad (6.17)$$

где $\Delta h_{\text{л}}$ – линейные потери напора на прямых участках кормопровода по всей длине, кН/м^2 ;

$\Delta h_{\text{м}}$ – потери напора в местных сопротивлениях, кН/м^2 ;

$\Delta h_{\text{г}} = H\rho/\rho_{\text{в}}$ – геодезические потери напора, т. е. потери напора на преодоление разности высот между началом и концом магистрального кормопровода (здесь H – геометрическая высота подачи, м; ρ и $\rho_{\text{в}}$ – плотности кормосмеси и воды, кг/м^3), кН/м^2 .

Линейные потери напора определяют с помощью формулы

$$\Delta h_{\text{л}} = 9,81\lambda \frac{l_{\text{к}} v_{\text{сп}}^2}{2gd_{\text{к}}}, \quad (6.18)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления;

l_k – длина кормопровода, м;

v_{cp} – скорость потока кормосмеси в трубопроводе, м/с;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

d_k – диаметр кормопровода, м.

Потери напора в местных сопротивлениях принимают в пределах 10 % линейных, т. е.:

$$\Delta h_m = 0,1\Delta h_d. \quad (6.19)$$

Для обеспечения работы пневматической кормотранспортирующей установки необходимо, чтобы фактическая производительность (подача) установки была больше или равна ее потребной производительности, т. е. $Q_\phi \geq Q_n$.

Фактическая производительность установки при одном продувочном котле

$$Q_\phi = \frac{60W_{п.к}}{t_3 + t_{II} + t_0}, \quad (6.20)$$

где $W_{п.к}$ – полезная вместимость продувочного котла (принимают 0,7...0,8 от полной вместимости котла K_k), м³;

t_3 – время загрузки котла, ч;

t_{II} – время подачи порции корма, находящейся в котле, в кормоприемный бункер, ч;

t_0 – потери времени на подготовительно-заключительные операции (открытие и закрытие кранов, задвижек, создание давления в ресивере и котле), ч.

Вместимость продувочного котла должна быть равна вместимости кормоприемного бункера:

$$W_{к.б} = \frac{m_i q_H}{a_k \rho \Psi}, \quad (6.21)$$

где m_i – число обслуживаемых животных, гол.;

q_H – среднесуточное количество требуемого корма для одного животного, кг;

a_k – число кормлений животных в сутки, шт.;

ρ – плотность корма, кг/м³;

ψ – коэффициент заполнения бункера.

Время подачи порции корма в кормоприемный бункер зависит от длины кормопровода, скорости движения корма в трубе, полезной вместимости котла, производительности (массового расхода) кормопровода:

$$t_{\Pi} = \frac{60W_{\text{п.к}}}{Q_{\text{к}}} + \frac{l_{\text{ср}}}{60v_{\text{ср}}}, \quad (6.22)$$

где $Q_{\text{к}}$ – производительность кормопровода, м³/ч;

$l_{\text{ср}}$ – средняя длина пути перемещения корма по кормопроводу от продувочного котла до кормоприемного бункера, м;

$v_{\text{ср}}$ – средняя скорость движения корма, м/ч.

Производительность кормопровода

$$Q_{\text{к}} = 900\pi d^2 n_{\text{ср}}. \quad (6.23)$$

Число порций, подлежащих раздаче в течение суток:

$$n = \frac{m_i q_H}{W_{\text{пк}} \rho}. \quad (6.24)$$

Расход сжатого воздуха, или производительность компрессорной станции:

$$Q_{\text{к.ст}} = \frac{Q_{\text{ф}} \varepsilon}{k_{\text{y}}}, \quad (6.25)$$

где $Q_{\text{ф}}$ – фактическая подача установки, м³/ч;
 ε – степень сжатия воздуха в кормопроводе;
 k_y – коэффициент утечки сжатого воздуха ($k_y = 0,85$).

Степень сжатия воздуха

$$\varepsilon = \frac{P_{\text{раб}}}{P_{\text{ат}}}, \quad (6.26)$$

где $p_{\text{раб}}$ – рабочее давление, необходимое для подачи кормов от продувочного котла в кормоприемный бункер, кН/м²;

$p_{\text{ат}}$ – атмосферное давление ($p_{\text{ат}} = 98,1$ кН/м² или $p_{\text{ат}} = 1$ ат).

Расчетное рабочее давление в системе пневматической установки должно быть равно суммарным потерям напора в кормопроводе:

$$p_{\text{раб}} = \sum \Delta h. \quad (6.27)$$

При выходе корма из кормопровода необходимо, чтобы он выливался не свободно, а с некоторым скоростным напором (30...50 кН/м²), что предупредит залежание кормовых масс в трубах.

Наиболее выгодным с точки зрения наименьших гидравлических сопротивлений считается диаметр, равный 100...150 мм. Если диаметр больше 150 мм, то это не дает заметного энергетического эффекта, так как потери напора в трубах диаметром 150 мм и, например, 200 мм отличаются незначительно. Однако применение труб диаметром 200 мм ведет к резкому возрастанию металлоемкости кормопроводной сети.

6.3. Устройство и процесс работы мобильных кормораздатчиков

Существенным недостатком стационарных кормораздатчиков является недостаточное резервирование необходимой безотказности оборудования. Процесс раздачи кормов по всему фронту кормления

прекращается при выходе из строя любого из технических элементов данного кормораздатчика.

На фермах крупного рогатого скота эксплуатируются мобильные бункерные кормораздатчики с приводом рабочих органов от ВОМ трактора. Преимуществом мобильных раздатчиков кормов является более низкая удельная стоимость этих машин в сравнении со стационарными. В этом случае мобильные кормораздатчики работают более продолжительное время и могут раздавать корма в нескольких помещениях. При выходе из строя кормораздатчика на любой стадии работы, раздача кормов увеличится только по времени и производится другими машинами, участвующими в данном процессе. Кроме того, только мобильными кормораздатчиками можно организовать механизированную выдачу кормов на выгульных площадках и в летних лагерях.

Кормораздатчик КТУ-10А (рис. 6.6) предназначен для транспортировки и выгрузки в кормушки на одну или две стороны предварительно измельченных грубых и сочных кормов, корнеклубнеплодов, жома и кормовых смесей. Их можно также использовать для перевозки силоса, сенажа и других кормов.

Основные сборочные единицы и механизмы кормораздатчика: рама 1 с ходовой частью 11, кузов с бортами 2, 3, 4, блок 6 битеров, поперечный 7 и продольный 8 подающие транспортеры, центральный привод 9 редуктора и кинематические передачи.

Днище кузова выполнено в виде металлического каркаса и покрыто досками по которым скользят две пары втулочно-роликовых цепей, к которым прикреплены штампованные поперечные металлические планки, образующие два продольных транспортера. Приводной вал транспортеров находится в передней части кузова. Он приводится во вращение от вала нижнего битера через кривошипно-шатунный механизм.

Раздающее устройство состоит из блока битеров 6 и выгрузного (поперечного) 7 транспортера. Битеры 6 укреплены на боковинах кузова 5. Поперечный транспортер 7 смонтирован в передней части кузова.

Рабочие органы раздатчика приводятся в действие от вала отбора мощности трактора через телескопический вал, редуктор и ведущий вал. Норму выдачи корма регулируют изменением

скорости продольного транспортера и поступательной скорости трактора.

При раздаче кормов продольный подающий транспортер 8 перемещает корм к вращающимся битерам 6, которые направляют его на поперечный выгрузной транспортер 7, сбрасывающий корм в кормушки.

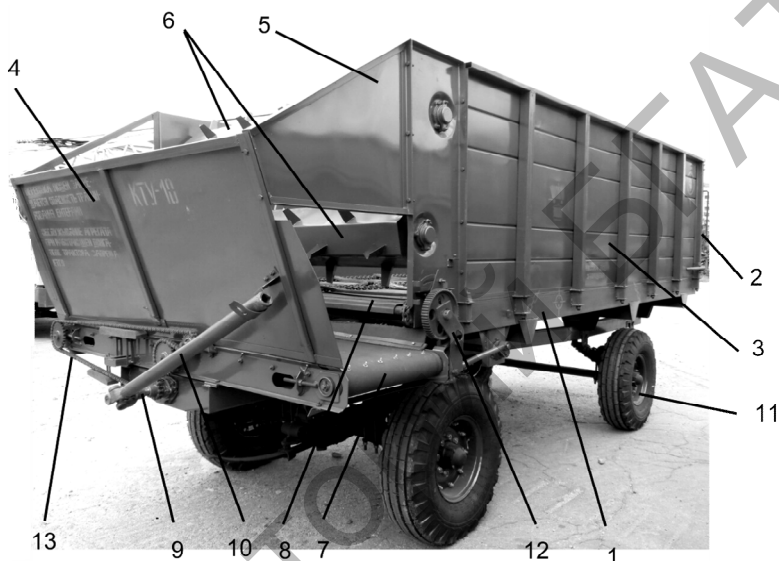


Рис. 6.6. Кормораздатчик КТУ-10А:

- 1 – рама; 2, 3, 4, – задний, боковой и передний борты;
- 5 – боковина; 6 – блок битеров; 7 – поперечный транспортер;
- 8 – продольный транспортер; 9 – центральный привод;
- 10 – телескопический вал; 11 – ходовая часть;
- 12 – кривошипно-шатунный механизм;
- 13 – привод поперечного транспортера

Кормораздатчик КР-Ф-10 (рис. 6.7) предназначен для перевозки и раздачи на ходу в кормушки на одну сторону измельченных листостебельных масс кукурузы, злаковых и бобовых трав, силоса, сена, сенажа или смеси их с другими сыпучими кормами.

Раздатчик состоит из колесного шасси 1, на раме 2 которого установлен бункер 3 для перечисленных кормов.

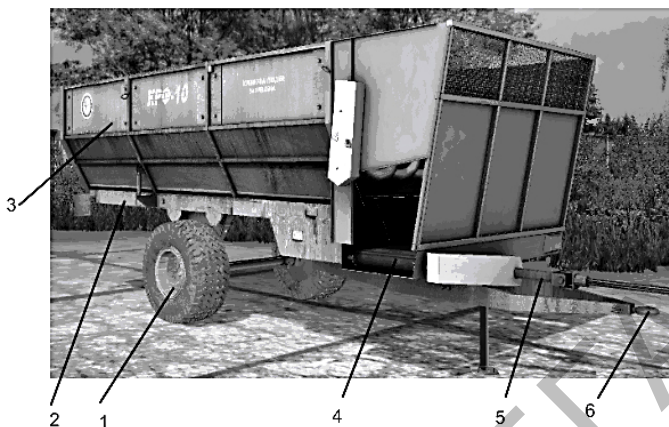


Рис. 6.7. Общий вид кормораздатчика КР-Ф-10:

- 1 – колесное шасси; 2 – рама; 3 – бункер; 4 – выгрузной транспортер;
5 – привод рабочих органов; 6 – прицепное устройство

По днищу бункера (рис. 6.8) для подачи кормов к продольному выгрузному транспортеру 1 движется ветвь цепочно-планчатого транспортера 2.

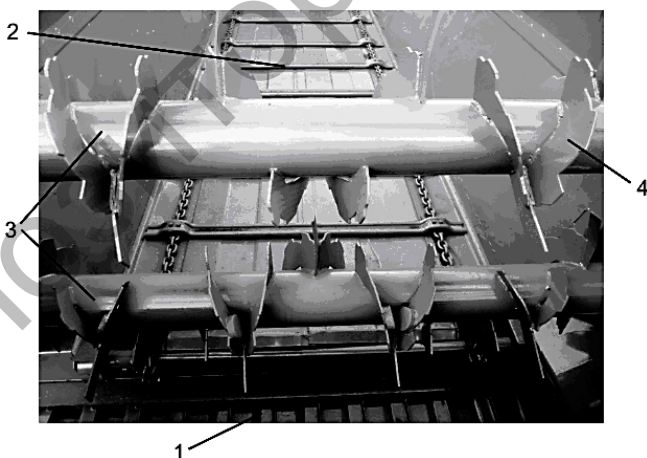


Рис. 6.8. Общий вид бункера для кормов кормораздатчика КР-Ф-10:

- 1 – продольный выгрузной транспортер; 2 – цепочно-планчатый транспортер;
3 – блок битеров; 4 – шнековые витки

Для выдачи животным заданной нормы кормов перед выгрузным окном установлен блок битеров 3, каждый из которых состоит из барабана, на наружной поверхности которого закреплены шнековые витки 4.

Раздача кормов производится в летних лагерях для крупного рогатого скота, на выгульных площадках, фермах и в зданиях с кормовым проходом шириной 2,2 м, высотой прохода не менее 2,6 м и высотой кормушек не более 0,75 м. Вместимость кузова 10 м³, грузоподъемность 4000 кг, транспортная скорость до 25 км/ч.

Кормораздатчик КР-Ф-10 может быть использован для обслуживания кормоуборочных комбайнов и перевозки различных сельскохозяйственных грузов с выгрузкой назад при помощи продольного транспортера. Агрегируется с тракторами класса 1,4, габаритные размеры 6300×2700×2600 мм, масса 2900 кг.

6.4. Устройство и процесс работы мобильных смесителей-раздатчиков кормов

Скармливание полнорационных смесей повышает продуктивность животных на 25...30 % при сокращении сроков откорма на 15...20 %. Снижается также и расход кормов. Необходимость приготовления кормовых смесей определила создание и широкое распространение на животноводческих фермах мобильных смесителей-раздатчиков кормов. Эти машины призваны выполнять технологические операции по транспортировке, смешиванию кормовых компонентов и раздаче кормосмеси животным.

Наибольшее распространение нашли прицепные смесители-раздатчики *периодического действия*. Большинство из них состоят из одноосного шасси, на котором закреплен бункер для кормов с поперечным выгрузным транспортером и заслонкой выгрузного люка. Привод рабочих органов этих машин осуществляется от вала отбора мощности трактора. В бункере для транспортировки и смешивания кормов устанавливаются шнеки. Располагаться они могут в зависимости от схемы машины – горизонтально или вертикально (рис. 6.9). Число их может колебаться от одного до четырех, а диаметр от 254 до 600 мм. С увеличением объема бункера диаметры возрастают,

причем радиальный размер шнеков, расположенных у дна, меньше верхних.



Рис. 6.9. Измельчители-смесители-раздатчики кормов
а – с горизонтальным расположением шнеков;
б – с вертикальным расположением шнеков

Сменная производительность смесителей-раздатчиков составляет 3,2...6,4 т/ч, а удельный расход энергии – 5,40...9,04 кВт ч/т.

Объем бункера смесителей-раздатчиков находится в пределах 4...36 м³.

Энергоемкость процесса смешивания выше при вертикальном расположении шнеков в центре бункера. Это обусловлено значительными нагрузками на вертикальный шнек. Смесители-раздатчики в данном конструктивном исполнении агрегируются с тракторами большей мощности. Машины с вертикально расположенным шнеком имеют большие размеры по высоте и ширине, чем установки с горизонтальным шнеком той же вместимости.

Преимуществами этих машин также являются: простота конструкции; возможность загрузки бункера со всех сторон; большая приспособленность к переработке стебельчатых кормов.

Однако по сравнению со смесителями-раздатчиками с горизонтальными шнеками они потребляют на 30...40 % больше энергии и требуют высоту ворот для проезда не менее 2,3...2,7 м, а ширину кормового прохода не менее 2,4 м. Время измельчения и смешивания кормовой смеси составляет 10...15 мин.

Установлено, что около 25 % всех затрат, связанных с кормлением животных, приходится на погрузку кормов в транспортные средства. Причем на малых и средних фермах применение погрузчиков кормов не приносит должного экономического эффекта ввиду низкой загруженности (потери времени погрузчиков достигают 40 %). Повысить эффективность данной технологической операции предлагается путем оснащения кормораздатчиков погрузчиками кормов.

Применение раздатчиков с системой самозагрузки позволяет исключить трактор на погрузочных работах. Это способствует снижению энергоемкости и металлоемкости выполняемых операций, позволяет высвободить тракториста. Также исключаются потери времени, связанные с несоответствием по производительности различных машин, занятых при выполнении этого процесса.

Для выполнения технологической операции погрузки кормов применяется целый ряд механизмов: вилчатые и грейферные захваты, фрезбарабаны, счесывающие гребенки и различные ножевые конструкции для вырезания блоков кормов. Так как в кормосмесь входят силос (сенаж) и стебельчатые корма, то их погрузку более технологично организовать грейферными захватами или фрезерными барабанами. Каждая из перечисленных технических систем имеет свои преимущества и недостатки.

Грейферные погрузчики нашли широкое распространение за счет простоты конструкции и надежности (рис. 6.10).



Рис. 6.10. Измельчитель-смеситель-раздатчик с грейферным захватом

Они более универсальны по видам загружаемых материалов и могут использоваться при погрузке стебельчатых кормов. Вместе с тем им присущ существенный недостаток при погрузке силоса (сенажа). При выполнении технологической операции, происходит разрушение кормового монолита, что является причиной потерь питательных веществ за счет вторичной ферментации.

Этот недостаток устраним при погрузке стебельчатых кормов фрезерными барабанами, режущие элементы которого последовательно отрезают стебельчатые корма от монолита и подают их на транспортер или в загрузочный ковш машины (рис. 6.11).



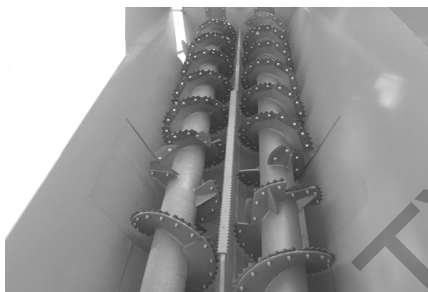
Рис. 6.11. Измельчитель-смеситель-раздатчик с фрезерными барабанами

Окружную скорость режущих барабанов на отборе силосованных кормов рекомендуется устанавливать равной 8...12 м/с, на грубых кормах этот показатель рекомендуется принимать равным 30...35 м/с, производительность загрузочного устройства с фрезерным барабаном зависит от числа животных и должна быть в пределах 14,4...28,8 т/ч. Верхнее значение желательно при работе агрегата на ферме вместимостью до 5000 гол. Привод фрезерного барабана осуществляется, как правило, гидромотором.

Иногда смешивание совмещают с измельчением компонентов. При приготовлении влажных кормосмесей применяют измельчители-смесители (рис. 6.12, а, б) с ножевыми рабочими органами: шнек снабжен ножами, установленными на его витках. Такая конструкция машины позволяет совмещать две операции, измельчение кормов и образование кормосмеси.



a



б

Рис. 6.12. Измельчитель-смеситель кормов:

a – с вертикальным конусообразным шнеком; *б* – с горизонтальными шнеками

Самоходные смесители-кормораздатчики *Siloking* (рис. 6.13) содержат бункер вместимостью 10...30 м³ на 60...300 коров, один или два шнека. Высокая маневренность и производительность обеспечивают применение самоходных смесителей-кормораздатчиков как на современных животноводческих комплексах, так и в узких и низких зданиях. Особенностью самоходного смесителя-кормораздатчика *SILOKING* является трехточечное шасси. При этом поворотное устройство в задней части машины представляет собой поворачивающееся на 150° сдвоенное колесо. В результате обеспечивается высокая маневренность при крайне малом диаметре разворота. Кроме того, это позволяет избежать потерь корма при загрузке и обеспечить их выдачу в кормушки.



Рис. 6.13. Самоходный смеситель-кормораздатчик *Siloking*

Фреза, оснащенная ножами, максимально сохраняет структуру кормов и оптимизирует качество кормосмеси. Транспортер подает компоненты кормосмеси в бункер для смешивания, в котором перемешивание кормов обеспечивает шнек.

Технологический процесс подготовки кормосмеси мобильным измельчителем-смесителем-раздатчиком осуществляется по схеме, представленной на рис. 6.14.

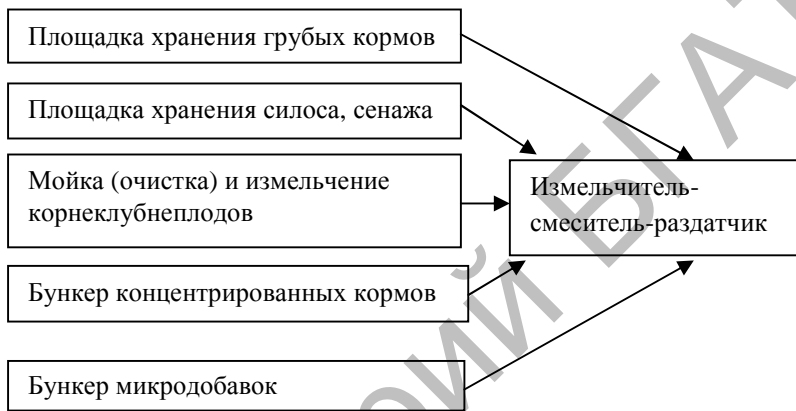


Рис. 6.14. Схема приготовления кормосмеси мобильным измельчителем-смесителем-раздатчиком с весоизмерительным устройством и механизмом самозагрузки

Смеситель-кормораздатчик подъезжает к месту хранения кормов, которые подают в него погрузчиком. Во время транспортирования до помещения фермы компоненты тщательно перемешиваются и доизмельчаются, а затем равномерно распределяется вдоль кормушек.

В результате этого не обеспечивается индивидуальное кормление животных высокоэнергетическими кормами. Такая неравномерность раздачи кормов снижает их энергетическую отдачу – кормосмесь для определенной группы животных приводит к снижению продуктивности других групп. Неадекватность по питательности скармливаемых кормов потребностям животных является также причиной снижения общего уровня удоев.

Уменьшить энергозатраты и металлоемкость процесса раздачи и формирования кормосмеси можно мобильным модульным смесителем-раздатчиком СРК-10 (рис. 6.15).



Рис. 6.15. Общий вид мобильного смесителя-раздатчика кормов:

- 1 – бункер для стебельчатых кормов;
- 2 – модуль для многокомпонентной высокоэнергетической добавки;
- 3 – дозирующая заслонка высокоэнергетической добавки;
- 4 – выгрузной цепочно-планчатый транспортер

Машина состоит из колесной базы, на которой установлены два бункера: для объемных стебельчатых кормов *1* и многокомпонентной высокоэнергетической добавки *2*. Количество выдаваемой животным высокоэнергетической добавки изменяется перемещением дозирующей заслонки *3*.

Смешивание кормов производится при пересечении встречных потоков кормов – стебельчатых кормов и высокоэнергетической добавки, поступающих на поперечный выгрузной цепочно-планчатый транспортер *4*.

Транспортировка, смешивание и выдача животным многокомпонентной высокоэнергетической добавки осуществляются в модуле *2*, расположенном с противоположной стороны бункера стебельчатых кормов (рис. 6.16). Дозирование потока кормов через данное окно осуществляется регулировочной заслонкой. Модуль (рис. 6.16) для многокомпонентной высокоэнергетической добавки представляет собой бункер *1*, внутри которого в одной горизонтальной плоскости расположены два шнека *2, 3*.

Эти технические элементы смесителя выполняют две технологические операции: смешивание высокоэнергетических кормовых компонентов и подачу кормосмеси через выгрузной канал *4* на встречу находящихся во взвешенном состоянии стебельчатых кормов.

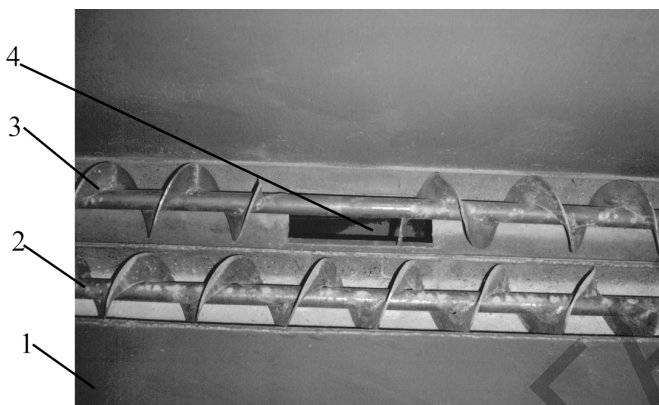


Рис. 6.16. Модуль для многокомпонентной добавки:
1 – бункер; 2, 3 – шнеки; 4 – выгрузной канал

В соответствии со схемой мобильного модульного смесителя-раздатчика кормов составлена пооперационная технологическая схема рабочего процесса (рис. 6.17).

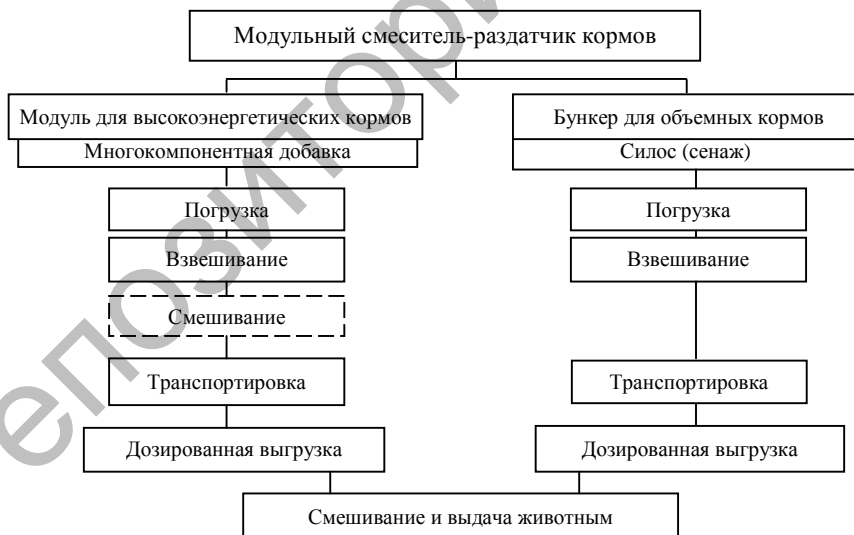


Рис. 6.17. Пооперационная схема рабочего процесса мобильного модульного смесителя-раздатчика кормов

При раздаче кормов животным стебельчатые корма дозированно поступают с бункера на поперечный выгрузной транспортер. Высокоэнергетические корма через выгрузное окно, выполненное в рабочей зоне витков шнека, поступают на поток стебельчатых кормов.

Кормосмесь формируется из пересекающихся в воздухе потоков, силосованных стебельчатых и высокоэнергетических кормов. Реализованная в машине технология раздачи кормов животным снижает энергоемкость процесса на 10,1 %.

6.4.1. Образование кормосмеси во взаимопересекающихся потоках кормовых компонентов

Процесс непрерывного формирования кормосмеси происходит на выгрузном транспортере путем хаотичного поглощения частиц многокомпонентной высокоэнергетической добавки потоком силосованного стебельчатого корма (рис. 6.18).

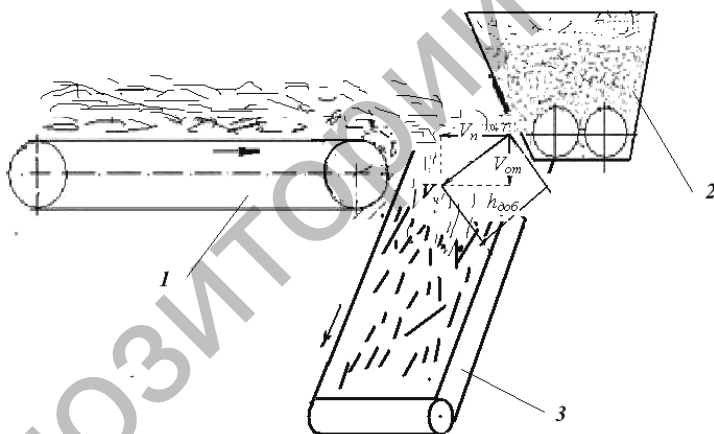


Рис. 6.18. Схема к расчету дальности полета взаимопересекающихся во взвешенном состоянии потоков кормов:

- 1 – продольный транспортер стебельчатых кормов;
- 2 – смеситель-дозатор многокомпонентной высокоэнергетической добавки;
- 3 – выгрузной поперечный транспортер кормосмеси

Частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки под действием силы тяжести $F_{тяж,ч}$ перемещаются в нижние слои силосованного стебельчатого корма высотой l_{δ} на глубину $l'_{ч}$:

$$F_{\text{тяж. ч.}} = \frac{f_{\text{доб}} m_{\text{к}} g l'_{\text{ч}}}{l_{\delta}}, \quad (6.28)$$

где $f_{\text{доб}}$ – коэффициент внутреннего трения частиц многокомпонентной высокоэнергетической добавки;

$m_{\text{к}}$ – масса частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки, кг;

$l'_{\text{ч}}$ – глубина перемещения частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки, м;

l_{δ} – высота слоя стебельчатых кормов на ленте транспортера, м.

Перемещению частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки в слой стебельчатых кормов противодействует сила трения, величина которой зависит от вертикального давления частиц слоя стебельчатых кормов:

$$F_{\text{тр}} = P_{\text{д}} S, \quad (6.29)$$

где $P_{\text{д}}$ – вертикальное давление стебельчатых кормов на ленту транспортера, кН/м²;

S – площадь стебельчатых кормов находящихся на ленте транспортера, м².

Величину вертикального давления можно определить по формуле

$$P_{\text{д}} = \rho_{\text{стеб}} l_{\delta} g, \quad (6.30)$$

где $\rho_{\text{стеб}}$ – плотность стебельчатых кормов, кг/м³;

l_{δ} – высота слоя стебельчатых кормов, м.

Тогда сила трения $F_{\text{тр}} = \rho_{\text{стеб}} l_{\delta} g S$. Так как $F_{\text{тяж}} - F_{\text{тр}} = 0$, то уравнения (6.29) и (6.30) позволяют определить глубину проникновения частицы многокомпонентной высокоэнергетической добавки в слой стебельчатых кормов:

$$l'_ч = \frac{f_{ст\epsilon\delta} \rho_{ст\epsilon\delta} l_{\delta}^2 k S}{f_{доб} m_k}. \quad (6.31)$$

Для частиц высокоэнергетических кормов с модулем помола 2,6 мм глубина их проникновения в слой стебельчатых кормов высотой 150 и 250 мм соответственно равна 26 и 120 мм.

6.5. Основы технологического расчета раздатчиков кормов

Важным элементом технологического процесса раздачи кормов животным является соблюдение заданной нормы их выдачи животным. Обеспечить беспрепятственную, дозированную выдачу кормов можно только определив площадь выгрузного окна дозатора.

В общем виде площадь выгрузного окна можно определить по формуле

$$S_{ок} = \frac{Q_k}{v_k \rho}, \quad (6.32)$$

где Q_k – заданная максимальная норма выдачи кормов животным в единицу времени, кг/с;

v_k – скорость движения корма в рабочей зоне выгрузного окна, м/с;

ρ – плотность корма, кг/м³.

Заданную максимальную норму выдачи кормов животным в единицу времени можно определить по формуле

$$Q = \frac{v_{раз} m_k}{l_{раз}}, \quad (6.33)$$

где $v_{раз}$ – скорость движения агрегата при раздаче кормов, м/с;

m_k – масса скармливаемых кормов, кг;

$l_{разд}$ – длина фронта кормления одного животного, м.

Скорость движения корма в рабочей зоне выгрузного окна можно определить по формуле

$$v_k = l_{\text{ч}} \omega_{\text{тр}}, \quad (6.34)$$

где $l_{\text{ч}}$ – расстояние от частицы корма до края выгрузного транспортера в рабочей зоне выгрузного окна, м;

$\omega_{\text{тр}}$ – угловая скорость выгрузного транспортера, с^{-1} .

Таким образом, при определении размеров выгрузного окна, предназначенного для выгрузки кормов с бункера, необходимо учитывать физико-механические свойства кормов, параметры выгрузного устройства, норму выдачи корма животным. Для изменения нормы скармливания кормов выгрузное окно перекрывается подвижной заслонкой.

Для приготовления животным кормосмеси используются шнеки. Эти рабочие органы, перемещая кормовые компоненты в бункере, обеспечивают получение кормосмеси за счет взаимного пересечения кормовых потоков. Характер перемещения кормов в бункере различен, поэтому затраты энергии на выполняемый процесс будут зависеть от отдельных рабочих зон шнека.

Так как шнек расположен у дна бункера, то часть энергии будет затрачиваться на преодоление силы трения корма по этой поверхности (рис. 6.19).

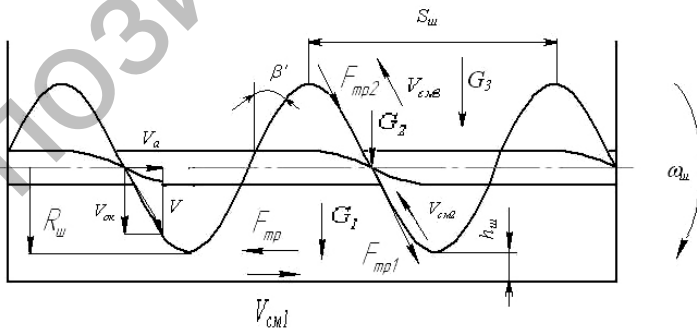


Рис. 6.19. Схема для определения мощности на привод шнека

Мощность на преодоление силы трения корма у днища бункера

$$N_{\text{тр}} = \frac{\pi R_{\text{ш}} h_{\text{ш}} \alpha_{\text{ш1}} L_{\text{ш}} \rho}{360^0} g f S_{\text{ш}} \omega_{\text{ш}}, \quad (6.35)$$

где $R_{\text{ш}}$ – радиус шнека, м;

$h_{\text{ш}}$ – зазор между витками шнека и нижней стенкой бункера, м;

$\alpha_{\text{ш1}}$ – угол охвата шнека нижней стенкой бункера, град;

$L_{\text{ш}}$ – длина шнека, м;

ρ – плотность корма, кг/м³;

$S_{\text{ш}}$ – шаг витков шнека, м;

$\omega_{\text{ш}}$ – частота вращения шнека, с⁻¹.

Угловая скорость шнека

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{8v_{\text{раз}} q}{(D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{в}}^2) S_{\text{ш}} \rho t_{\text{раз}}}, \quad (6.36)$$

где $v_{\text{раз}}$ – скорость движения агрегата при раздаче кормов, $v_{\text{разд}} = 5,2$ км/ч = 5200 м/ч;

$D_{\text{ш}}$ – диаметр шнека, м;

$d_{\text{в}}$ – диаметр вала шнека, м;

$S_{\text{ш}}$ – шаг винта, м.

При вращении шнека кормовая масса перемещается по плоскостям его витков. Для этой части шнека величину затрат энергии на преодоление трения о витки можно определить по формуле

$$N_{\text{тр1}} = \frac{\alpha_{\text{ш2}}}{360^0} (D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{в}}^2) 2S_{\text{ш}} K_v \rho g f \omega_{\text{ш}} \cos \beta', \quad (6.37)$$

где K_v – коэффициент, учитывающий использование межвиткового пространства;

$\alpha_{\text{ш2}}$ – угол шнека, не охваченный нижней стенкой бункера, град.

Для части шнека, не ограниченной дном бункера, затраты энергии на перемещение кормов по виткам можно определить по формуле

$$N_{\text{тп2}} = (W_{\delta} - W_{\text{ш}}) \rho g f \sqrt{(S_{\text{ш}} \omega_{\text{ш}})^2 \left[1 + \operatorname{tg}(\beta' + \varphi_{\text{тр}})^2 \right]}, \quad (6.38)$$

где W_{δ} – объем бункера, м³;

$W_{\text{ш}}$ – объем шнека, м³;

β' – угол подъема винтовой линии шнека, град;

$\varphi_{\text{тр}}$ – угол трения, град.

Так как шнек охвачен нижней стенкой бункера, то объем в межвитковом пространстве на длине, равной одному шагу, определим по формуле

$$W_{\text{ш}} = \frac{\pi(D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{в}}^2) L_{\text{ш}} \alpha_{\text{ш}}}{4 \cdot 360^{\circ}}, \quad (6.39)$$

где $\alpha_{\text{ш}}$ – угол охвата шнека нижней стенкой бункера.

Масса корма в межвитковом пространстве равна

$$m_{\text{кл}} = W_{\text{ш}} \rho. \quad (6.40)$$

Суммировав затраты энергии на преодоление сил трения, определим результирующую мощность на привод шнека, которая зависит от физико-механических свойств кормов и геометрических параметров бункера и шнека:

$$N_{\text{тп}} = (N_{\text{тп1}} + N_{\text{тп2}}) z, \quad (6.41)$$

где z – число шнеков, шт.

Вместимость бункера кормораздатчика выбирают с таким расчетом, чтобы при одноразовой загрузке машина могла обслужить одно или несколько животноводческих помещений. Кроме того, количество корма в бункере-раздатчике должно быть равно или кратно количеству корма, потребляемого для разового кормления поголовья скота, размещенного в одном ряду помещения, т. е.

$$G = q_n n_i n_{ж}, \quad (6.42)$$

где q_n – количество корма, требуемого на одну голову, кг;

n_i – число животных в одном ряду помещения, гол.;

$n_{ж}$ – число рядов животных, обслуживаемых при одноразовой загрузке бункера кормораздатчика, шт.

Требуемое количество корма, размещаемое в бункере машины:

$$G_p = W_p \rho \psi, \quad (6.43)$$

где W_p – вместимость бункера, м³;

ρ – плотность корма в бункере раздатчика, кг/м³;

ψ – коэффициент заполнения бункера ($\psi = 0,8 \dots 0,9$).

После этого определяют размеры бункера кормораздатчика (ширину B , высоту H и длину L , исходя из условия, что $V = BHL$) и составных элементов животноводческого помещения (ширины и высоты ворот, расстояния между кормушками и др.), в котором будет работать машина.

Чтобы обеспечить разовую раздачу кормов, необходимо иметь вместимость бункера смесителя-раздатчика, равную

$$W_p = \frac{M_p}{\rho} = \frac{\sum q_i n_j}{k \rho}, \quad (6.44)$$

где ρ – плотность кормов, кг/м³;

k – кратность кормления животных на ферме.

Для эффективного использования смесителя-раздатчика, особенно это важно для самоходных смесителей-раздатчиков, вместимость бункера должна быть такой, чтобы животные обеспечивались кормами в течение установленного зоотехническими требованиями времени за несколько рейсов (циклов) раздачи.

В этом случае вместимость бункера смесителя-раздатчика будет равна

$$W_m = \frac{V_p}{n_{ц}}, \quad (6.45)$$

где $n_{ц}$ – число циклов раздачи кормов животным, шт.:

$$n_{ц} = \frac{t_c}{\sum_{i=1}^n t_i},$$

где t_c – сменное время работы смесителя-раздатчика;

t_i – время, необходимое для выполнения всех технологических операций за один цикл работы машины.

При выдаче животным одной машиной двух различных по физико-механическим свойствам кормов, объем каждого бункера можно определить по формулам:

– для стебельчатых кормов

$$W_k = \frac{m_{об}}{K_{об}^3 \rho_k k}; \quad (6.46)$$

– для многокомпонентной высокоэнергетической добавки

$$W_d = \frac{m_d}{K_d^3 \rho_d k}, \quad (6.47)$$

где $m_{об}$ – масса стебельчатых кормов, кг;

m_d – масса многокомпонентной высокоэнергетической добавки, кг;

$K_3^{об}$, $K_3^{д}$ – коэффициенты заполнения бункера, соответственно, для стебельчатых кормов и многокомпонентной высокоэнергетической добавки;

k – кратность кормления животных.

При выборе объема бункера необходимо учитывать наиболее многочисленную группу животных. Недостатком в данном случае является неполная загруженность смесителя-раздатчика при раздаче кормосмесей малой по численности группе. Установив в раздатчике-смесителе надставные борты можно варьировать коэффициент использования машин.

Производительность (подача) выгрузных устройств раздатчика должна быть согласована с количеством корма, раздаваемого на 1 м длины кормушки (фронта кормления), и скоростью передвижения раздатчика вдоль этих кормушек, т. е.

$$q = q_o v_n t, \quad (6.48)$$

где q – количество корма, раздаваемого на 1 м длины кормушки, кг/м;

q_o – количество корма, приходящегося на 1 м длины бункера, кг/м;

v_n – скорость подающего конвейера, м/с;

t – время заполнения кормом 1 м длины кормушки (время прохода агрегатом 1 м пути), с.

Количество корма, раздаваемое на единицу длины кормушки, также может быть определено из выражения

$$q = BH_0 v_n \rho k_0 / (v_a K_6), \quad (6.49)$$

где H_0 – высота кормового продукта в бункере, м;

k_0 – коэффициент отставания корма в бункере от продольного транспортера ($k_0 = 0,94...0,96$);

K_6 – коэффициент снижения скорости трактора за счет пробуксовки колес ($K_6 = 0,95...1,0$).

Если кормораздатчик раздает одновременно корм на правую и левую стороны, то скорость подающего конвейера должна быть увеличена в 2 раза.

Количество корма, раздаваемое на 1 м длины кормушки основным рабочим органом – *скребковым* транспортером, можно представить следующей формулой

$$q = bhv_c \rho \varphi_c k_a / (v_a n_k), \quad (6.50)$$

где b и h – длина и высота скребка транспортера, м;

v_c – скорость движения скребкового транспортера, м/с;

φ_c – коэффициент, учитывающий заполнение кормом пространства между скребками;

k_a – коэффициент, учитывающий уменьшение подачи транспортера из-за угла подъема корма;

v_a – скорость движения корма, м/с;

n_k – число рядов кормушек, в которые индивидуально подается корм.

Производительность раздатчиков кормов с *винтовыми дозирующе-выгрузными органами* целесообразно рассчитывать по формуле

$$Q_b = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S n_{ш} \rho \varphi_{ш} K_n, \quad (6.51)$$

где D и d – диаметры шнека и вала, м;

S – шаг шнека, м;

$n_{ш}$ – частота вращения шнека, с⁻¹;

K_n – дифференциальный коэффициент производительности;

$\varphi_{ш}$ – коэффициент заполнения шнека.

Дифференциальный коэффициент производительности

$$K_n = K_3 K_\beta K_v K_y, \quad (6.52)$$

где K_3 – коэффициент, учитывающий влияние конструкции загрузочного устройства на производительность ($K_3 = 0,5...1,0$);

K_β – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона шнека на производительность ($K_\beta = 0,3...1,0$);

K_v – коэффициент, учитывающий отставание средней осевой скорости продукта от окружной скорости шнека ($K_v = 0,9...0,6$ – большие значения выбирают для быстроходных шнеков);

K_y – коэффициент использования межвиткового объема ($K_y = 0,2...0,9$).

Для изменения нормы скармливания кормов выгрузное окно перекрывается подвижной заслонкой.

Глава 7

ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ СОЗДАНИЯ МИКРОКЛИМАТА

7.1. Микроклимат животноводческих помещений и его влияние на здоровье и продуктивность животных

Микроклиматом животноводческих помещений называется совокупность физических и химических факторов сформировавшейся внутри воздушной среды.

К *важнейшим параметрам* микроклимата относятся температура и относительная влажность воздуха, скорость его движения, химический состав, а также наличие взвешенных частиц пыли и микроорганизмов и др. Параметры микроклимата устанавливаются для каждого вида и каждой возрастной группы животных с учетом их физиологических и продуктивных особенностей, экономической целесообразности и технических возможностей.

Максимальная допустимая температура в помещениях для *крупного рогатого скота всех возрастных групп* не должна превышать 30 °С, минимальная относительная влажность воздуха – 50 %, уровень шума в этих помещениях не должен превышать 70 децибел (дБ).

Максимальная допустимая температура воздуха в *свиноводческих помещениях для всех возрастных групп* (кроме поросят-сосунов) в летний период года не должна превышать 25 °С, минимальная влажность воздуха – 50 %, уровень шума не более 70 дБ.

Кроме температуры и влажности, на состояние здоровья животных и птицы большое влияние оказывает также скорость движения воздуха в помещении. Поток окружающего воздуха должен быть равномерным, чтобы в помещении не было сквозняков.

Воздухообмен в животноводческих помещениях в зимний период, из расчета на 100 кг массы животного, должен быть для взрослого скота и молодняка не менее 17 м³/ч, для телят и свиней – 20 м³/ч.

Формирование микроклимата животноводческих помещений зависит от ряда **технологических факторов**: температура поверхности стен и пристенной зоны, особенно в холодный период года, когда температура ограждающих конструкций значительно ниже

температуры кожи животного. В таких случаях теплотери животных достигают 50 % и более от общего количества энергии, вырабатываемой организмом, что может служить причиной местного или общего переохлаждения организма животного. Это, в свою очередь, приводит к снижению привесов, продуктивности и увеличению числа больных животных.

Отклонение параметров микроклимата от установленных пределов приводит к сокращению удоев молока на 10...20 %, прироста живой массы на 20...33 %, увеличению отхода молодняка до 5...40 %, уменьшению яйценоскости кур на 30...35 %, расходу дополнительного количества кормов, сокращению срока службы оборудования, машин и самих зданий, снижению устойчивости животных к заболеваниям.

Также неблагоприятный микроклимат отрицательно влияет на здоровье и производительность труда обслуживающего персонала. Расходы на ремонт помещений, вызванные конденсацией влаги, иногда достигают четверти общего объема прибыли.

7.2. Системы и технические средства поддержания оптимальных параметров микроклимата в животноводческих помещениях

В поддержании параметров микроклимата на уровне зоотехнических и санитарно-гигиенических требований большую роль играет вентиляция помещений.

Система вентиляции – это комплекс устройств и оборудования для создания регулируемого воздухообмена в помещениях.

Вентиляционные системы должны отвечать ряду *специальных требований*:

- не увеличивать риск пожарной опасности;
- не создавать повышенного шума;
- обеспечивать отвод статического электричества;
- приточные каналы (шахты) следует располагать в верхней или в средней части помещения, так как при значительных скоростях движения воздуха их близкое расположение к животным может стать причиной простудных заболеваний;

– вытяжные каналы следует выполнять в нижней части помещения, в зоне расположения животных или птицы и дополнительно под полом (для вытяжки загрязненного воздуха из каналов навозоудаления). Воздухозаборные тумбы вытяжных каналов или отверстия в стенах нельзя располагать против приточных каналов или на малом расстоянии от них (менее 2,5 м). При несоблюдении этого требования в помещении могут образоваться застойные зоны («воздушные мешки»);

– в разные периоды года – холодный, переходный и теплый – система вентиляции должна работать по различным схемам и в разных режимах, так как потребность в воздухообмене изменяется в широких пределах;

– трубопроводы и нагревательные приборы системы отопления должны быть недоступны для животных, так как температура их поверхности может достигать 150 °С;

– следует предусмотреть возможность дезинфекции поверхностей нагрева и очистки их от грязи.

По **принципу действия** системы вентиляции делятся:

- на естественную (гравитационную);
- принудительную с механическим побуждением потока;
- комбинированную.

7.2.1. Естественная вентиляция

При *естественной* вентиляции воздухообмен происходит вследствие разности плотностей воздуха внутри и вне помещений, а также под влиянием ветра. Необходимый воздухообмен в помещении осуществляется с помощью приточных и вытяжных каналов. В этом случае (рис. 7.1) воздухообмен происходит сам собой: теплый воздух выходит через шахты 1 в крыше здания, а холодный поступает в него через специальные отверстия 2 в стенах коровника. Заборные отверстия (те, в которые будет входить свежий воздух) размещают в нижней части постройки, ближе к фундаменту. Важно, чтобы дыры размещались со стороны розы ветров.

Для регуляции воздушного потока входные отверстия снабжают заслонками, а выходные – дефлектором вытяжной вентиляции.

Преимущества систем вентиляции с естественным побуждением в простоте устройства, экономичности эксплуатации и бесшумности.



Рис. 7.1. Здание с естественной вентиляцией:
1 – вытяжная шахта; 2 – заборное отверстие

Недостатки:

– радиус действия вытяжных шахт не превышает 7...8 м, а надежность их работы зависит от температуры атмосферного воздуха и силы ветра;

– при температуре наружного воздуха выше 5 °С эффективность естественной канальной вентиляции резко падает;

– при разности температур внутреннего и наружного воздуха, равной нулю, действие вентиляции прекращается, а при значительной разнице температур (зимой) – чрезмерно велико. В этом случае тепловыделений животных или птицы недостаточно для покрытия теплопотерь через наружные ограждения, поэтому приточный воздух необходимо подогревать. Такая система не всегда может обеспечить достаточный воздухообмен.

Естественная вентиляция может быть *неорганизованной и организованной*.

При *неорганизованной вентиляции* поступление и удаление воздуха происходит через неплотности и поры наружных ограждений, через окна, форточки, специальные проемы (проветривание). Она наиболее проста, но мало регулируема.

Организованная естественная вентиляция осуществляется аэрацией и дефлекторами и поддается регулировке.

При аэрации в летнее время свежий воздух поступает в помещение через нижние проемы, расположенные на небольшой высоте от пола (1...1,5 м), а удаляется через проемы в фанаре здания.

Поступление наружного воздуха в зимнее время осуществляется через проемы, расположенные на высоте 4...7 м от пола.

Преимуществом аэрации является то, что большие объемы воздуха подаются и удаляются без применения вентиляторов и воздуховодов. Система аэрации значительно дешевле механических систем вентиляции.

Недостатки: в летнее время эффективность аэрации снижается вследствие повышения температуры наружного воздуха; поступающий в помещение воздух не обрабатывается (не очищается, не охлаждается).

Дефлекторы представляют собой специальные насадки, устанавливаемые на вытяжных воздуховодах и использующие энергию ветра. Дефлекторы применяют для удаления загрязненного или перегретого воздуха из помещений сравнительно небольшого объема, а также для местной вентиляции (рис. 7.2).

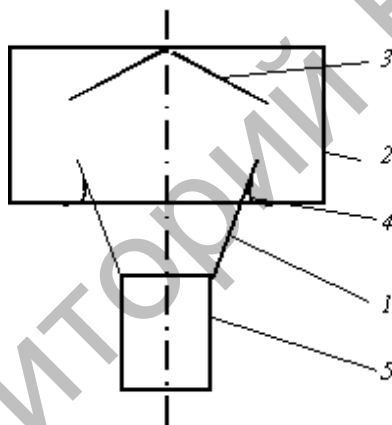


Рис. 7.2. Дефлектор:

- 1 – диффузор; 2 – цилиндрическая обечайка;
3 – колпак; 4 – конус; 5 – патрубок

Ветер, обдувая обечайку дефлектора, создает разрежение на большей части его окружности, вследствие чего воздух из помещения движется по воздуховоду и патрубку 5 и затем выходит наружу через две кольцевые щели между обечайкой 2 и краями колпака 3 и конуса 4. Эффективность работы дефлекторов зависит главным образом от скорости ветра, а также высоты установки их над коньком крыши.

7.2.2. Искусственная вентиляция

Более совершенной является искусственная вентиляция, установки которой принудительно создают воздушный поток и позволяют удалять из помещения строго определенное зоотехническими нормативами количество воздуха, заменять его свежим и повторять такой воздухообмен заданное число раз.

Кроме того, свежий воздух можно обрабатывать (очищать, подогревать, увлажнять) с целью обеспечения условий для максимальной продуктивности животных.

Преимущества системы принудительной вентиляции: обеспечивает полноценную вентиляцию благодаря регулированию воздухоподачи; полная автоматизация процесса (датчики контроля воздуха, контролеры, калориферы и др.); обеспечивает возможность подавать воздух в нужные точки и добиться в коровнике оптимального микроклимата.

Недостатки принудительной вентиляции: большая стоимость материалов и установки; сложность монтажа; затраты в процессе эксплуатации (замена фильтров, смазка и др.).

Принудительная вентиляция с механическим побудителем подразделяется: на приточную (нагнетательную); вытяжную; приточно-вытяжную с рециркуляцией.

Приточная вентиляция (рис. 7.3) создает избыточное давление в помещении, и за счет этого исключается попадание в него загрязненного воздуха из соседних помещений или холодного воздуха извне.

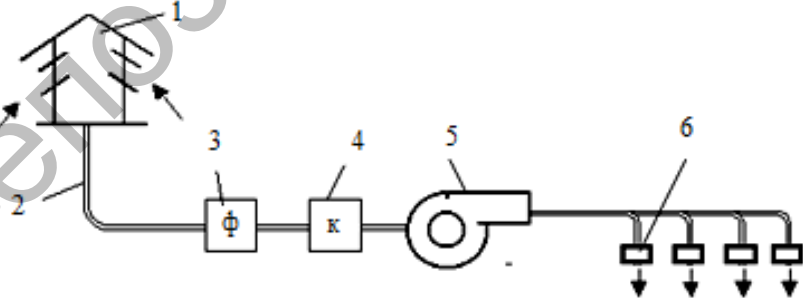


Рис. 7.3. Схема механической приточной вентиляции

Установки приточной вентиляции обычно состоят из следующих элементов: воздухозаборное устройство 1 для забора чистого воздуха; воздуховоды 2, по которым воздух подается в помещение; фильтры 3 для очистки воздуха от пыли; калориферы 4 для нагрева воздуха; вентилятор 5; приточные насадки 6; регулирующие устройства, которые устанавливаются в воздухоприемном устройстве и на ответвлениях воздуховодов.

Приточный воздух нагнетается вентилятором, после чего распределяется через перфорированные воздуховоды в верхней части стойлового помещения.

В холодный период предусматривают включение отопительно-вентиляционных агрегатов, подачу теплого воздуха через приточные воздуховоды и вытяжку через шахты.

Установки **вытяжной вентиляции** (рис. 7.4) включают в себя: вытяжные отверстия или насадки 5, вентилятор 4, воздуховоды 3, устройство для очистки воздуха от пыли и газов 2, устройство для выброса воздуха 1, которое должно быть расположено на 1,0...1,5 м выше конька крыши.

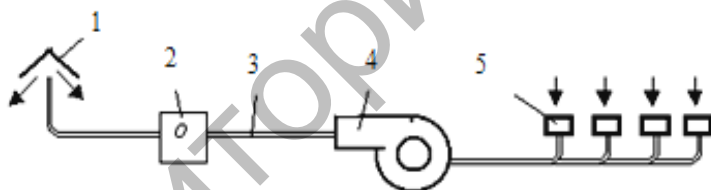


Рис. 7.4. Схема механической вытяжной вентиляции

При работе вытяжной системы чистый воздух поступает в помещение через неплотности в ограждающих конструкциях. Она принудительно, с помощью осевых вентиляторов, удаляет загрязненный воздух из помещения. При этом давление воздуха в последнем снижается и наружный воздух устремляется внутрь через вентиляционные отверстия в щели.

В качестве самостоятельной вытяжная система применяется редко.

Приточно-вытяжная вентиляция. В этой системе воздух подается в помещение приточной вентиляцией, а удаляется вытяжной вентиляцией, работающими одновременно.

Приточно-вытяжная вентиляция с рециркуляцией (рис. 7.5) характерна тем, что воздух, отсасываемый из помещения 1 вытяжной системой, частично повторно подает в это помещение через приточную систему, соединенную с вытяжной системой воздуховодом 2. Регулировка количества свежего, вторичного и выбрасываемого воздуха производится клапанами 3. В результате использования такой системы достигается экономия расходуемой теплоты на нагрев воздуха в холодное время года и на его очистку.

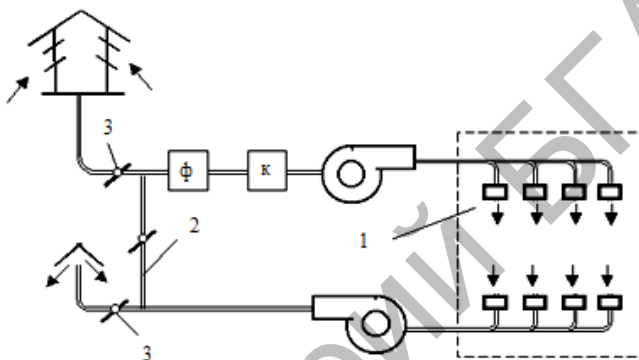


Рис. 7.5. Схема механической приточно-вытяжной вентиляции

В помещение воздух подает отопительно-вентиляционный агрегат, состоящий из центробежного вентилятора и калорифера. Загрязненный воздух вытягивается через шахты, расположенные в шахматном порядке над стойлами животных. Приточный воздуховод располагают либо по оси здания под потолком, либо в виде двух параллельных воздуховодов равномерной подачи воздуха, расположенных под потолком или в опорных конструкциях перекрытия.

7.2.3. Виды систем вентиляции

Различают следующие виды систем вентиляции:

1. Крышная вентиляция (рис. 7.6). Вентилирование осуществляется за счет приточных клапанов, расположенных с двух сторон, и кровельного конька без использования вентиляторов. Наиболее энергосберегающий вид вентиляции – использующий силу ветра без использования вентиляторов.

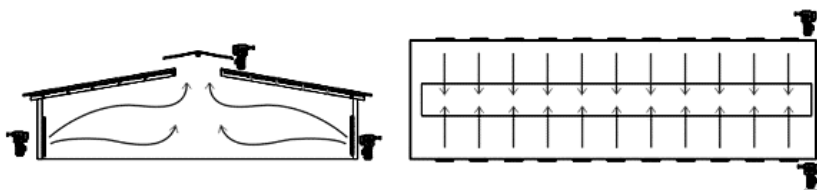


Рис. 7.6. Крышная вентиляция

2. Поперечная комбинированная вентиляция (рис. 7.7). Данный метод основан на применении естественной вентиляции помещения (циркуляция обеспечивается приточным воздухом) и установленных по одной стороне фермы вентиляторов, осуществляющих процесс вытяжки воздушных масс.

При вентиляции помещения воздух поступает с улицы через клапаны, которые размещаются на противоположной стороне от вентиляционных установок.

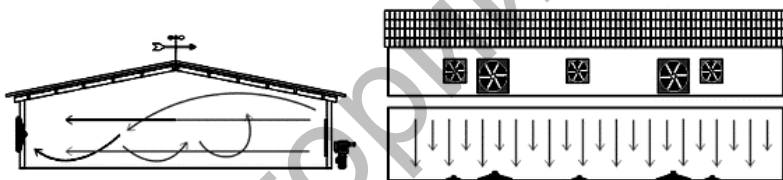


Рис. 7.7. Поперечная комбинированная вентиляция

3. Крышная диффузная вентиляция (рис. 7.8). Функционирует на базе естественной вентиляции, путем подачи воздуха через небольшие боковые окна. Процесс удаления воздуха осуществляется через вытяжные шахты с установленными в них вентиляторами.

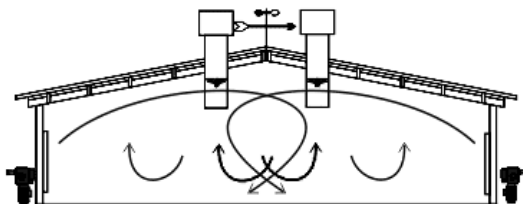


Рис. 7.8. Крышная диффузная вентиляция

4. Туннельная вентиляция (рис. 7.9). Данный тип системы вентилирования во многом схож с предыдущим, но главное отличие состоит в том, что приточные клапаны размещаются на торцевых сторонах помещения, за счет чего циркуляция воздуха происходит вдоль помещения. Для повышения результативности рекомендуется применять вентиляторы реверсивного типа, которые позволяют менять направление подачи воздуха в тоннеле.

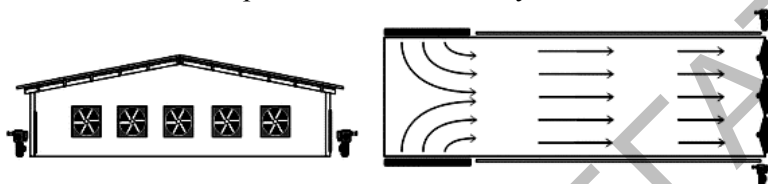


Рис. 7.9. Туннельная вентиляция

По схеме создания разрежения в помещении работает *канальная вентиляция* (рис. 7.10) в соответствии с которой вытяжные вентиляторы тянут воздух из навозных каналов, тем самым создавая разрежение в помещении. Приток воздуха можно устроить через регулируемые стеновые форточки-клапаны, крышные шахты, каналы в полу помещения.

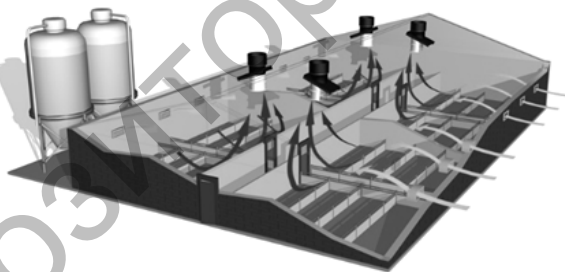


Рис. 7.10. Канальная вентиляция

Преимуществом такой системы является почти полное отсутствие запаха навоза из накопительных ванн.

Недостатки канальной системы:

- большие энергозатраты на эксплуатацию, так как нарушается естественный закон распространения воздуха, по которому теплый воздух поднимается вверх. В этом же случае его необходимо тянуть вниз, под пол;

– не обеспечивает микроклимат при высоких и низких температурах. В этих условиях требует применения дополнительного энергозатратного оборудования.

Известны еще два вида систем вентиляций для помещений, в которых содержится крупный рогатый скот.

Специальные вентиляционные шторы (рис. 7.11) представляют собой конструкцию из синтетических тканей или пластика, которые образуют ограждение для коровника. Если хочется проветрить помещение, то шторы можно поднять вручную или с помощью особого механизма.

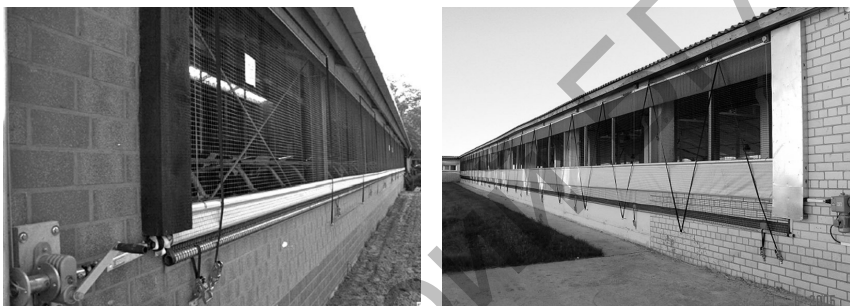


Рис. 7.11. Вентиляционные шторы

Светоаэрационные коньки – это конструкции из поликарбоната, которые накрывают проем в коньке постройки (рис. 7.12). С их помощью можно не только обеспечить нормальный приток свежего воздуха, но и увеличить освещенность помещения.

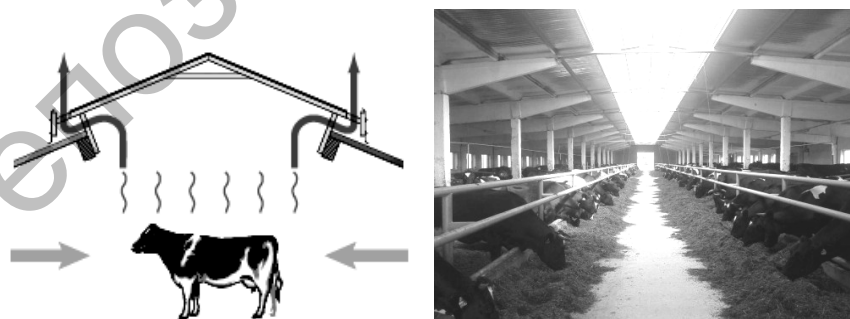


Рис. 7.12. Светоаэрационные коньки

7.3. Оборудование для создания микроклимата

7.3.1. Вентиляционные установки

Вентиляторы – это воздуходувные машины, создающие определенное давление и служащие для перемещения воздуха при потерях давления в вентиляционной сети не более 12 кПа.

Вентиляторы должны удовлетворять двум требованиям:

- постоянно удалять излишки влаги, выделяемой животными в зимнее время (вентилятор работает при малой частоте вращения);
- удалять излишки теплоты в летний период (вентилятор работает при повышенной частоте вращения).

Наиболее распространенными являются осевые и радиальные (центробежные) вентиляторы.

Осевой вентилятор представляет собой лопаточное колесо, расположенное в цилиндрическом кожухе. При вращении колеса воздух под действием лопаток перемещается в осевом направлении.

Преимуществами осевых вентиляторов являются простота конструкции, возможность эффективного регулирования производительности посредством поворота лопаток, большая производительность, реверсивность работы.

К недостаткам относятся относительно малая величина давления и повышенный шум.

Осевой вентилятор (рис. 7.13) состоит из корпуса 1, рабочего колеса 2, снабженного лопастями 3, и электродвигателя 4, размещенного на перемычке корпуса. При вращении рабочего колеса 2 лопасти 3 захватывают воздух и перемещают его вдоль оси корпуса.

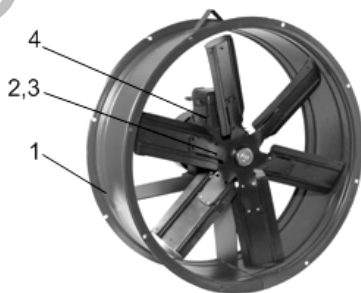


Рис. 7.13. Осевой вентилятор

Вентиляторы по развиваемому ими давлению делятся на три группы: низкого давления – до 1000 Па, среднего – 1000...3000 Па и высокого давления – 3000...12 000 Па. Коэффициент полезного действия достигает $\eta = 0,70...0,75$.

В системах животноводческих помещений обычно применяют вентиляторы низкого и среднего давления.

Осевые вентиляторы низкого давления (до 1,96 кПа) можно устанавливать в стенных проемах и непосредственно в воздуховодах, размещать на кровлях зданий.

Радиальный (центробежный) вентилятор (рис. 7.14) состоит из кожуха спиральной формы 1, внутри которого с небольшим эксцентриситетом вращается рабочее колесо 2 с профилированными лопатками 3.

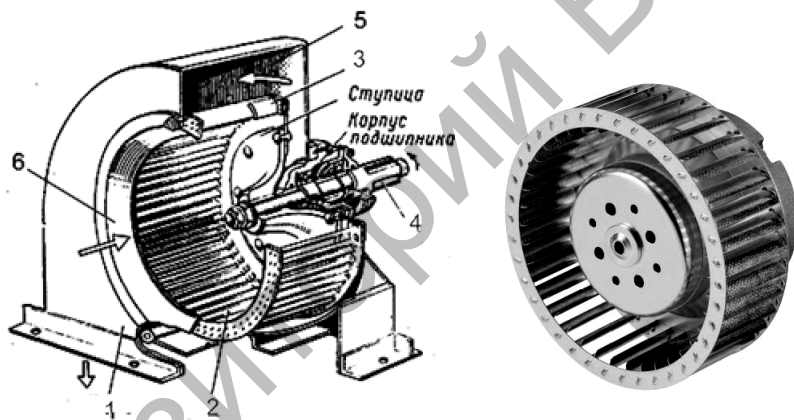


Рис. 7.14. Схема центробежного вентилятора:

- 1 – кожух; 2 – рабочее колесо; 3 – лопатки; 4 – вал;
5 – нагнетательный патрубок; 6 – всасывающий патрубок

Профилированные лопатки 3 могут быть прямыми (рис. 7.15, а), загнутыми назад (рис. 7.15, б) и загнутыми вперед (рис. 7.15, в).

Колесо приводится во вращение от электродвигателя и соединено с ним посредством механической передачи. Снаружи к кожуху крепятся два патрубка – всасывающий 6 и нагнетательный 5.

При работе вентилятора поступающий во всасывающий патрубок воздух под действием центробежной силы, развиваемой

рабочим колесом 2 с лопатками 3, отбрасывается от центра к периферии кожуха 1, сжимается за счет эксцентриситета и через патрубок 5 выбрасывается наружу к месту потребления.

Внутри вентилятора, его центральной части, при этом создается разрежение, вследствие чего новые порции воздуха всасываются в патрубок 6.

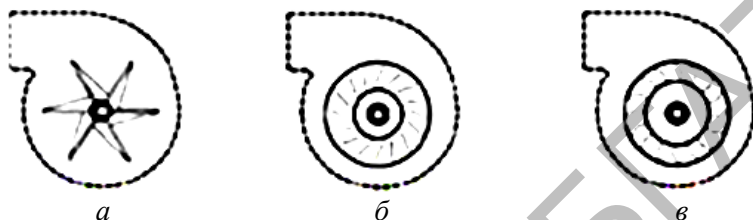


Рис.7.15. Схемы рабочего колеса с профилированными лопатками:
а – прямые; б – загнутые назад; в – загнутые вперед

Эжекторы (рис. 7.16) применяют в вытяжных системах, когда необходимо удалить очень агрессивную среду: пыль, способную к взрыву не только от удара, но и от трения, или легко воспламеняющиеся взрывоопасные газы (ацетилен, эфир и т. д.).

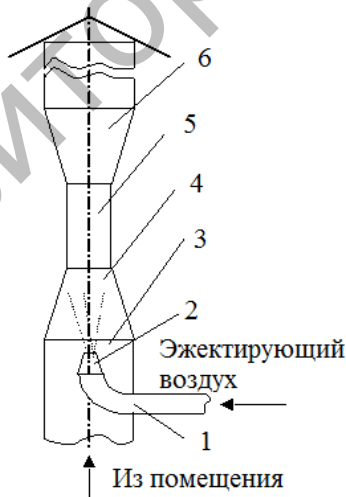


Рис. 7.16. Эжектор

Принцип действия эжектора следующий. Воздух, нагнетаемый расположенным вне помещения компрессором, подводится по трубе 1 к соплу 2 и, выходя из него с большой скоростью, создает за счет эжекции разрежение в камере 3, куда подсасывается воздух из помещения. В конфузоре 4 и горловине 5 происходит перемешивание эжектируемого (из помещения) и эжектирующего воздуха. Диффузор 6 служит для преобразования динамического давления в статическое.

Недостатком эжектора является низкий КПД не превышающий 0,25.

7.3.2. Системы воздушного отопления

В зимнее время приточный воздух может подогреваться калориферами, являющимися частью вентиляционной системы и основанными на принципе воздухообмена. Они могут быть *водяными, электрическими* или *тепловыми*.

Во всех конструкциях калориферов сохраняется один принцип работы – воздух, нагнетаемый вентилятором, проходит через теплообменник, в котором нагревается за счет тепла горячей воды, пара или электронагревателя.

Водяной калорифер используется в помещениях с большой площадью. Такой калорифер способен за короткий срок нагреть температуру в большом здании, при этом не затрачивая много электроэнергии.

Секция водяного калорифера (рис. 7.17) состоит из нескольких рядов стальных труб, входных и выходных коллекторов и патрубков, через которые подводится горячая вода (или пар) и отводится отработавший теплоноситель (вода, конденсат). Воздух продувается через зазоры между трубами, омыв которые, он нагревается и поступает в помещения.

Калориферы средней модели (КФС) имеют три ряда труб, а калориферы большой модели (КФБ) – четыре ряда. Концы труб вварены в камеры. В верхней камере расположен входной штуцер теплоносителя, в нижней – выходной штуцер.

Для увеличения поверхности теплопередачи трубки калориферов оребрены *прямоугольными пластинами*, изготовленными из листовой стали толщиной 0,5 мм. Расстояние между пластинами

в свету (шаг пластин) 5 мм. Воздух нагревается, проходя по зазорам между горячими пластинами калорифера.

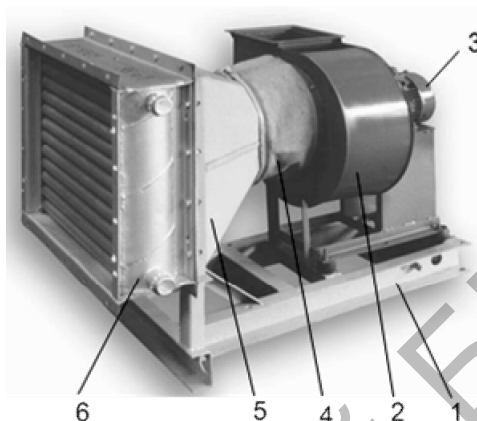


Рис. 7.17. Устройство водяного калорифера:

1 – рама; 2 – вентилятор; 3 – электродвигатель; 4 – мягкий воздуховод-вставка;
5 – диффузор; 6 – секция водяного калорифера

Электрокалориферные установки предназначены для подогрева воздуха в системах вентиляции, установках для создания микроклимата на животноводческих фермах и птицефабриках, не требуют котельных.

Преимущества: простота конструкции; надежность в работе; безопасность в пожарном отношении; меньшие габаритные размеры и металлоемкость, чем у водяных.

Электрокалориферная установка типа СФОЦ (рис. 7.18) состоит из унифицированного электрокалорифера СФО, центробежного вентилятора Ц-4-70 и шкафа управления.

Электрокалорифер 1 и вентилятор 5 смонтированы на общей сварной металлической раме 8, которую крепят к полу анкерными болтами.

Для снижения вибраций вентилятор 5 устанавливают на пружинных виброгасителях 9, закрепленных на раме 8. Мягкая вставка 3 снижает передачу вибраций от вентилятора 5 к электрокалориферу 7. Подачу вентилятора можно регулировать шиберной заслонкой 4, смонтированной на корпусе вентилятора.

Электрокалорифер СФОЦ состоит из каркаса, кожуха и группы ТЭНов с алюминиевым оребрением. Нагревательные элементы размещены рядами внутри кожуха, образуя самостоятельные секции.

Питание электрокалорифера осуществляется от трехфазной сети переменного тока напряжением 380/220 В. Максимально допустимая температура поверхности нагревателей составляет 180 °С. Температура воздуха на выходе из установок этого типа не должна превышать 50 °С.

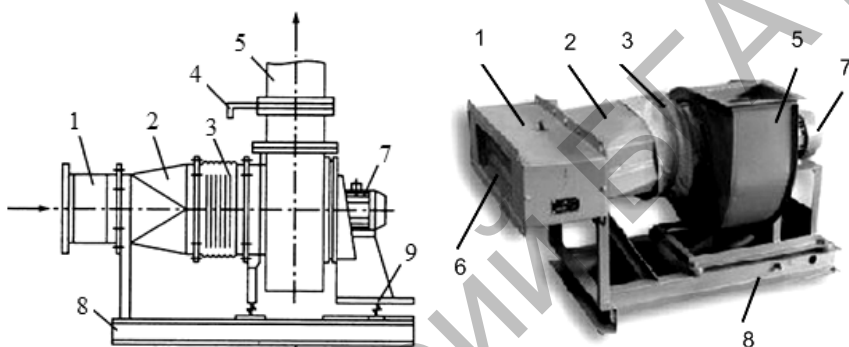


Рис. 7.18. Схема и общий вид электрокалориферной установки СФОЦ:

- 1 – электрокалорифер; 2 – диффузор; 3 – мягкий воздуховод-вставка;
- 4 – заслонка-шибер; 5 – центробежный вентилятор; 6 – оребренные ТЭНы;
- 7 – электродвигатель вентилятора; 8 – рама; 9 – пружинные виброгасители

Принцип работы: атмосферный воздух снаружи через заборное устройство всасывается вентилятором 5 и прогоняется через электрокалорифер 3, где нагревается до температуры 90 °С и подается в помещение. Нагрев воздуха в электрокалорифере осуществляется ТЭНами.

Установки СФОЦ выпускают номинальной мощностью от 5 до 250 кВт при номинальной подаче воздуха от 700 до 13 000 м³/ч.

Тепловые генераторы работают на печном бытовом или дизельном топливе. *Преимущества:* минимальное время для запуска и прогрева помещения; простота установки и запуска.

К агрегатам данного типа относится **тепловой генератор ТГ-1А** (рис. 7.19). Его основными сборочными единицами являются цилиндрический корпус 1, внутри которого находится теплообменник 2

с защитным кожухом. На входе корпуса 1 расположены главный вентилятор 6 с электродвигателем.

Теплообменник 2 состоит из камеры сгорания и ребристого радиатора со вставками, замедляющими тягу. Кожух выполняет роль экрана, предохраняющего корпус теплогенератора от перегрева.

Блочная форсунка 9 со шкафом управления 10 служит для получения топливно-воздушной смеси, ее сжигания и передвижения дымовых газов через теплообменник 2 топочного блока и дымовую трубу 4. В узел форсунки 9 входят центробежный вентилятор 11, подающий воздух в зону горения, и топливный насос 8 (приводятся от общего электродвигателя).

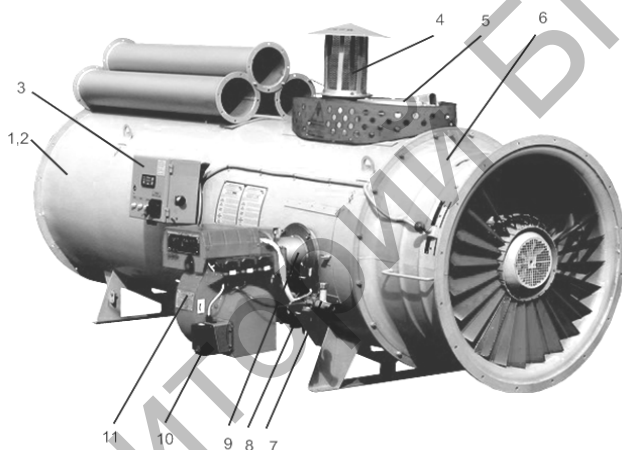


Рис. 7.19. Тепловой генератор ТГ-1А:

- 1 – корпус; 2 – теплообменник; 3 – шкаф управления вентилятором;
- 4 – дымоход; 5 – предохранительный клапан; 6 – вентилятор; 7 – кран;
- 8 – топливный насос; 9 – форсунка; 10 – шкаф управления форсункой;
- 11 – вентилятор форсунки

Шкаф управления 3 предназначен для управления работой теплогенератора по сигналам датчиков слежения за температурой в отапливаемом помещении, выполнения аварийных отключений и выдачи сигнала об аварии.

Система подачи топлива состоит из топливного бака, насоса 8 для подачи топлива, форсунки 9 для распыливания и смешивания

топлива с воздухом, топливопроводов и контрольно-измерительных приборов. Для фильтрации топлива в топливоподающей магистрали установлен фильтр. Топливо из емкости подается к форсунке 9 самотеком.

С целью предотвращения взрыва топлива в раскаленной камере сгорания предусмотрена защита, отключающая подачу топлива.

При работе (рис. 7.20) топливо подается к насосу, который создает необходимое давление (0,6...0,8 МПа) для распыления топлива. Одновременно воздух для горения подается вентилятором форсунки.

Рабочая смесь поступает в камеру сгорания и поджигается искрой от трансформатора. Продукты сгорания направляются в теплообменник, а затем в дымоход и атмосферу. При достижении определенной температуры внутри теплогенератора осевой вентилятор 6 продувает воздух между теплообменником и корпусом. Воздух, прогоняемый вентилятором через теплогенератор, омывает камеру сгорания с наружной стороны и, отбирая тепло от ее поверхности нагревается, а затем поступает в отапливаемое помещение.

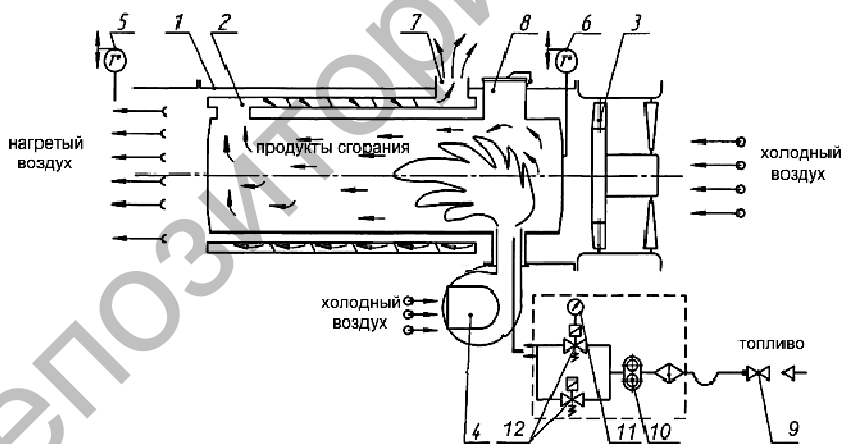


Рис. 7.20. Схема работы теплогенератора ТГ-1А:

- 1 – корпус; 2 – теплообменник; 3 – вентилятор; 4 – вентилятор форсунки;
- 5 – датчик температуры нагретого воздуха; 6 – датчик температуры холодного воздуха; 7 – дымоход; 9 – топливный кран; 10 – топливный насос;
- 11 – манометр; 12 – предохранительный клапан

Автоматические датчики управления позволяют поддерживать постоянную заданную температуру.

Газовый теплогенератор GP 70 (Голландия) (рис. 7.21) предназначен для отопления животноводческих помещений путем сжигания природного газа пропана.

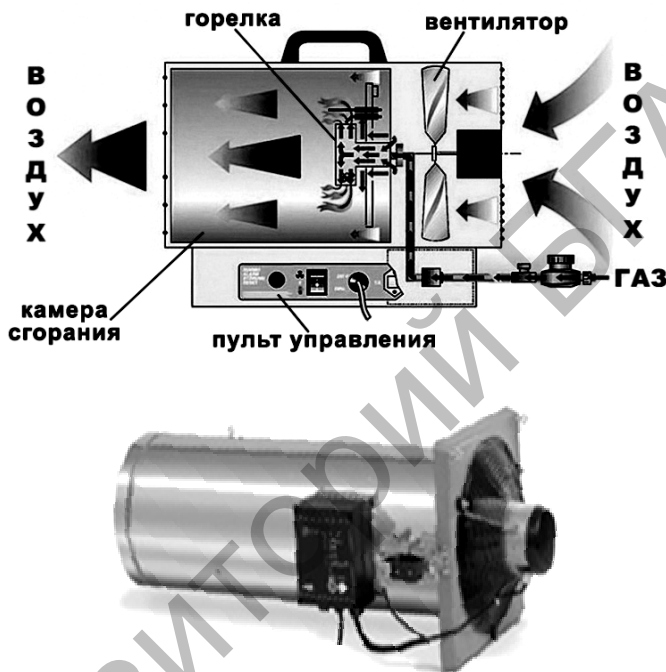


Рис. 7.21. Схема и общий вид газового теплогенератора GP 70

Теплогенератор состоит из корпуса, внутри которого размещается камера сгорания с газовой горелкой. С торца корпуса смонтирован осевой вентилятор. На корпусе закреплены блок управления подачей газа и блок автоматического управления. Внутри корпуса также размещены свеча зажигания, датчик ионизации, датчик температуры и флюгер.

Подвод газа к горелке осуществляется посредством шланга через регуляторный блок. Зажигание газа производится с помощью

свечи зажигания. Автоматическое управление работой теплогенератора осуществляется блоком управления, связанным с датчиками давления газа, ионизации и температуры.

С началом работы открываются газовые клапаны и подается искра на свечу зажигания. При наличии устойчивого пламени срабатывает датчик ионизации и трансформатор отключается. Горение газа обеспечивается подачей газа газовой горелкой. При отключении установки, ее необходимо охлаждать посредством вентилятора минимум 10 с.

Приточно-вытяжные установки типа ПВУ (рис. 7.22) автоматически поддерживают заданную температуру воздуха в помещении и регулируют воздухообмен в зависимости от наружной и внутренней температур.

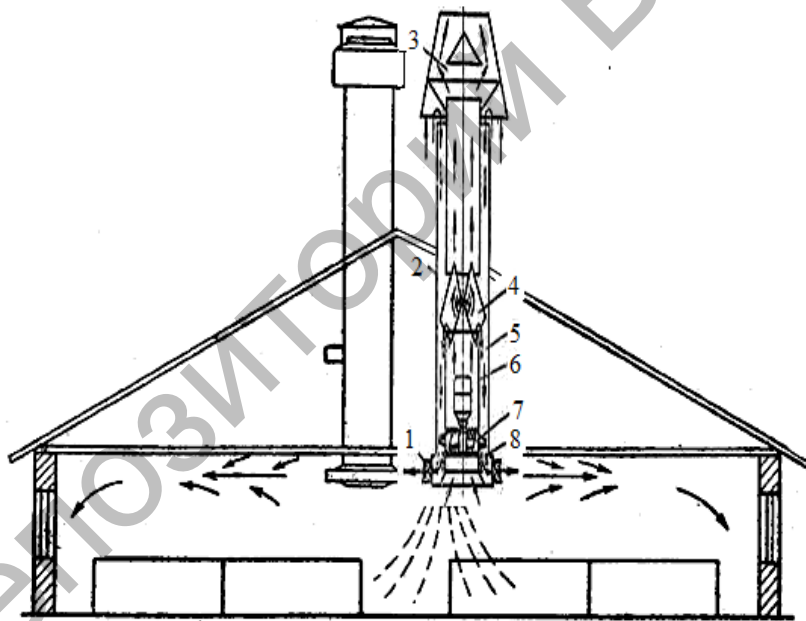


Рис. 7.22 Схема размещения приточно-вытяжной установки типа ПВУ:

- 1 – шарнирные отражатели; 2 – наружный цилиндр;
- 3 – козырек-отражатель; 4 – цилиндрические заслонки;
- 5 – кольцевой приточный канал; 6 – внутренний цилиндр;
- 7 – крыльчатки вентилятора; 8 – нагревательные элементы

Установка состоит из приточно-вытяжных шахт (с цилиндрическими заслонками), установленных в перекрытии здания, силовых блоков с вентиляторами и пульта управления с датчиками. Для подогрева холодного приточного воздуха используются электроннагревательные элементы. Смесительные заслонки регулируют степень рециркуляции воздуха.

В теплый период года заслонки открыты полностью. При этом сообщение между внутренней трубой и внутренней поверхностью наружного цилиндра перекрыто и в помещение поступает наружный воздух.

В холодный и переходный периоды года заслонки устанавливаются в промежуточное положение, при этом происходит частичная рециркуляция, т. е. возвращение внутреннего воздуха в помещение, что обеспечивает предварительное смешивание и наружного воздуха непосредственно в камере установки и исключает попадание холодного воздуха в зону нахождения животных. Приточный воздух при необходимости подогревается трубчатыми электроннагревательными элементами.

Отличительная особенность установок ПВУ – совмещение притока и вытяжки в одном агрегате (шахте), что исключает необходимость устройства воздухопроводов.

Производительность установок ПВУ-4, ПВУ-6 и ПВУ-9 соответственно 4000, 6000 и 9000 м³/ч приточного воздуха, а установленная мощность нагревательных элементов 15...19 кВт.

7.3.3. Технические средства локального обогрева

Для создания благоприятного температурно-влажностного режима при выращивании молодняка сельскохозяйственных животных и птицы в помещениях рекомендуется применять **инфракрасный (тепловой) локальный обогрев**, позволяющий создавать повышенную температуру лишь в зоне расположения животных.

Для инфракрасного обогрева и ультрафиолетового облучения поросят-сосунов, новорожденных телят и ягнят применяют **установку ИКУФ-1М** (рис. 7.23).

Облучатель представляет собой жесткую коробчатую конструкцию 3, на концах которой крепят две инфракрасные лампы мощностью 250 Вт и между ними ультрафиолетовую лампу мощностью 15 Вт с отражателем.

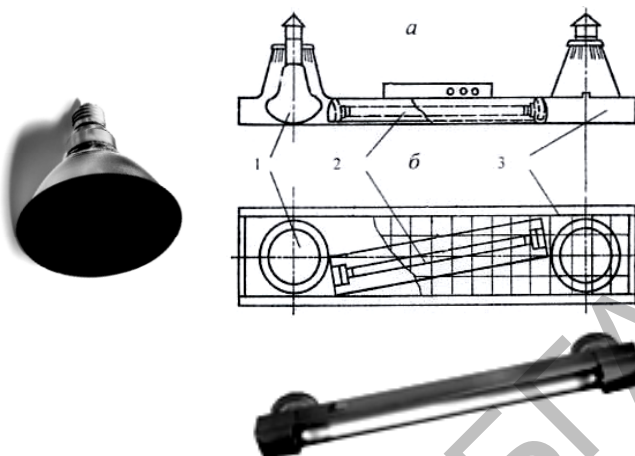


Рис. 7.23. Установка ИКУФ-1М:
 а – вид сбоку; б – вид снизу;
 1 – лампа инфракрасного обогрева;
 2 – лампа ультрафиолетового облучения; 3 – корпус

На облучателе смонтировано пускорегулирующее устройство ультрафиолетовой лампы и три переключателя, которые обеспечивают заданный режим работы облучателей. Максимальная мощность облучателя с тремя лампами 540 Вт.

Электрический брудер БП-1А (рис. 7.24) предназначен для локального обогрева цыплят. Он состоит из набора секций и крышки 21, образующих зонт, четырех трубчатых электронагревателей 7 (тэна) мощностью 250 Вт каждый, установленных на обогревателе 20.

Лампа 2 предназначена для освещения обогреваемой площади под брудером, лампа 18 – для сигнализации выхода из строя хотя бы одного электронагревателя брудера от перегрузки. Крышки 12 предназначены для регулирования степени вентиляции подбрудерного пространства путем изменения величины открытия вентиляционных отверстий.

Стойки 4, на которые опирается брудер, имеют поворотные лапки, которые разворачивают в горизонтальное положение. Для цыплят старшего возраста лапки стоек устанавливают в вертикальное положение, благодаря чему брудер приподнимается над подстилкой.

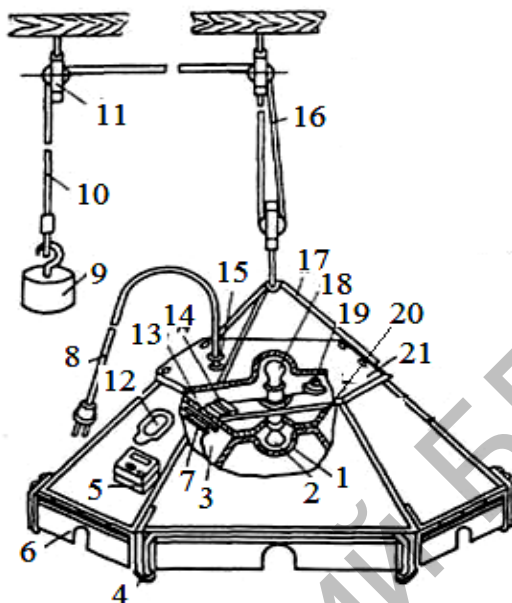


Рис. 7.24. Электрический брудер БП-1А:

- 1 – колпак; 2 – лампа освещения; 3 – отражатель; 4 – стойка;
- 5 – регулятор температуры; 6 – шторка; 7 – электронагреватель;
- 8 – шнур включения в сеть; 9 – груз; 10 – трос; 11 – блок; 12 – крышка;
- 13 – рама; 14 – соединительные клеммы; 15 – уплотнитель;
- 16 – соединительный трос; 17 – подвеска; 18 – сигнальная лампа;
- 19 – предохранитель; 20 – обогреватель; 21 – крышка

Для подъема брудера (в конце периода обогрева) на высоту не менее 2 м используются подвески 17, блоки 11, канат 10 и груз 9. Регулирование температуры под бункером осуществляется автоматически при помощи двухпозиционного полупроводникового регулятора температуры 5.

Самый распространенный на данный момент отопительный прибор для сельскохозяйственного предприятия – **газовые инфракрасные обогреватели**.

Инфракрасный излучатель (рис. 7.25) с газовыми горелками представляет собой один или несколько газопроводов, смонтированных под потолком вдоль продольной оси помещения. К отводным патрубкам этих распределительных газопроводов при помощи

гибких шлангов присоединены горелки. Перед каждой горелкой установлен отключающий газовый кран. Если горелки работают на сжиженном газе, то снаружи помещения устраивают подземные резервуары или устанавливают баллоны.

Системы отопления с газовыми инфракрасными излучателями оборудуют аппаратурой дистанционного зажигания и выключения горелок с пульта управления, а также автоматикой безопасности, отсекающей подачу газа при внезапном погасании пламени и подающей световой сигнал отключения горелки. Газовоздушную смесь в горелке зажигает электрическая искровая свеча или спираль накаливания.



Рис. 7.25. Инфракрасные излучатели

Недостатки газовых инфракрасных обогревателей: не обладают экологической чистотой; не безопасны для здоровья животных; необходимость в обслуживании; способствуют выжиганию кислорода.

7.3.4. Устройства очистки воздуха

Очистка воздуха от пыли может быть грубой, средней и тонкой.

Пылесадительные камеры (рис. 7.26) применяют для осаждения крупной и тяжелой пыли с размером частиц более 100 мкм. Скорость воздуха в поперечном сечении корпуса 2 не более 0,5 м/с. Поэтому габариты камер получаются довольно большими, что ограничивает их применение.

Для очистки приточного воздуха от пыли и тумана применяют **электрофильтры** (рис. 7.27). Работа электрофильтров основана на создании сильного электрического поля при помощи выпрямленно-

го тока высокого напряжения (до 35 кВ), подводимого к коронирующим и осадительным электродам.

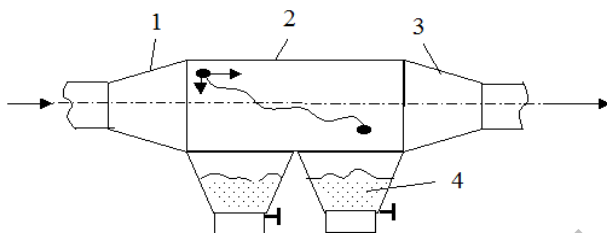


Рис. 7.26. Пылеосадительная камера:

1 – входной патрубок; 2 – корпус; 3 – выходной патрубок; 4 – бункер

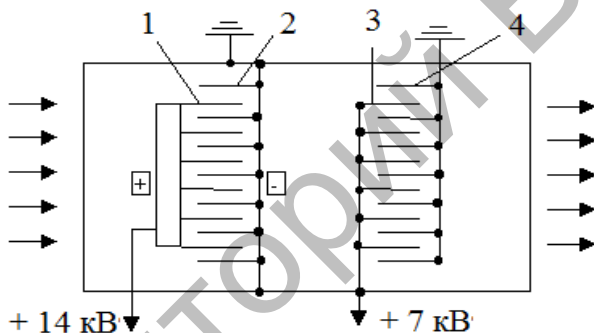


Рис. 7.27. Двухзонные электрофильтры ФЭ и РИОН:

1 и 2 – положительные и отрицательные электроды соответственно;
3, 4 – осадительные электроды

При прохождении запыленного воздуха через зазор между электродами происходит ионизация молекул воздуха с образованием положительных и отрицательных ионов. Ионы, адсорбируясь на частицах пыли, заряжают их положительно или отрицательно. Пыль, получившая заряд отрицательного знака, стремится осесть на положительном электроде, а положительно заряженная пыль оседает на отрицательных электродах. Эти электроды периодически встряхиваются с помощью специального механизма, пыль собирается в бункере и периодически удаляется.

Для *средней и тонкой* очистки воздуха широко используются фильтры, в которых запыленный воздух пропускается через пористые фильтрующие материалы. Если размер частиц пыли больше размера пор фильтрующего материала, то действует поверхностный (сеточный) эффект пылеулавливания. Если размер частиц пыли меньше размера пор, то пыль проникает в фильтрующий материал и оседает на частицах или волокнах, образующих этот материал. Такой процесс фильтрования называется глубинным.

В качестве фильтрующих материалов применяют ткани, войлоки, бумагу, сетки, набивки волокон, металлическую стружку, фарфоровые или металлические полые кольца, пористую керамику или пористые металлы.

7.4. Основы расчета оборудования для создания параметров микроклимата

Воздухообмен ($m^3/ч$), необходимый для поддержания допустимой концентрации углекислого газа, определяют по формуле

$$V_{co2} = n_{ж} C_{ж} / (C_1 - C_2), \quad (7.1)$$

где $n_{ж}$ – число животных;

$C_{ж}$ – количество углекислого газа, выделяемое одним животным, л/ч;

C_1 – предельно допустимая концентрация углекислого газа в помещении, л/м³, в коровнике составляет $C_1 = 2,5$ л/м³;

C_2 – концентрация углекислого газа в атмосферном воздухе, л/м³, $C_2 = 0,3$ л/м³.

Воздухообмен, обеспечивающий допустимое содержание в воздухе водяных паров:

$$V_w = W / \rho_v (d_v - d_n), \quad (7.2)$$

где W – общее количество влаги, выделяемое в помещении (учитывается количество влаги, выделяемое животными при дыхании

и суммарное влаговыделение с открытой и смоченной поверхностей в помещении), г/ч;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/м³;

$d_{\text{в}}$ и $d_{\text{н}}$ – влагосодержание внутреннего и наружного воздуха соответственно.

Влаговыделения в животноводческих помещениях

$$W = W_{\text{ж}} + W_{\text{исп}}, \quad (7.3)$$

где $W_{\text{ж}}$ – расход водяных паров, выделяемых животными, г/ч;

$W_{\text{исп}}$ – расход испаряющейся с поверхности влаги, равный сумме расходов $W_{\text{с.п}}$ (со свободной поверхности) и $W_{\text{м.п}}$ (со смоченной (мокрой) поверхности).

Влаговыделения со свободной поверхности

$$W_{\text{с.п}} = \omega_{\text{с.п}} S_{\text{с.п}}, \quad (7.4)$$

где $\omega_{\text{с.п}}$ – удельное влаговыделение, г/(ч·м²);

$S_{\text{с.п}}$ – свободная поверхность, м².

Количество влаги, испаряющейся со смоченной поверхности пола и стен:

$$W_{\text{м.п}} = \omega_{\text{м.п}} S_{\text{м.п}}, \quad (7.5)$$

где $\omega_{\text{м.п}}$ – удельное влаговыделение, г/(ч·м²);

$S_{\text{м.п}}$ – смоченная поверхность, м².

Из двух расчетных значений расходов вентиляционного воздуха $V_{\text{со2}}$ и V_{w} принимают наибольшее.

Для характеристики воздухообмена пользуются понятием кратности воздухообмена, которая указывает на число смен воздуха в помещении в течение часа:

$$n = V_{\text{в}} / V_{\text{с}}, \quad (7.6)$$

где V_B – расход вентиляционного воздуха, м³/ч;
 V_c – строительный объем помещения, м³.

Для взрослого поголовья при кратности воздухообмена $n < 3$ выбирают естественную вентиляцию, при $n = 3,0 \dots 5,0$ – принудительную вентиляцию без подогрева выдаваемого воздуха и при $n > 5$ – принудительную вентиляцию с подогревом подаваемого воздуха.

Сечение вытяжных и приточных каналов определяют по формуле

$$F = V_B / 3600 v_B, \quad (7.7)$$

где v_B – скорость воздуха в вентиляционном канале, м/с.

Скорость воздуха (м/с) в вентиляционном канале зависит от разности температур внутри помещения и снаружи, а также длины шахты:

$$v_B = 2,3 (h (t_1 - t_2) / 273)^{1/2}, \quad (7.8)$$

где h – высота канала, м;

$(t_1 - t_2)$ – разность температур внутреннего и наружного воздуха, град.

Число вытяжных каналов определяют из выражения

$$n_k = F / f, \quad (7.9)$$

где f – площадь сечения одного канала, м².

Основы расчета электровентиляторов

Исходными данными для выбора вентилятора служат требуемая подача и развиваемое давление (напор).

Требуемая подача вентилятора

$$V = K V_{co2}, \quad (7.10)$$

где K – коэффициент, учитывающий потери или подсос воздуха в воздуховоде ($K = 1,1 \dots 1,5$);

V_{co2} – расчетный воздухообмен, м³/ч.

Общие потери напора ΔH складываются из потерь на трение воздуха о стенки воздуховода H_T и потерь от местных сопротивлений H_M :

$$\Delta H = H_T + H_M. \quad (7.11)$$

Трение воздуха о стенки воздуховода определяется по формуле

$$H_T = \lambda_b \frac{l}{D} \frac{v_b^2}{2} \rho_b, \quad (7.12)$$

где l и D – длина и диаметр воздуховода соответственно, м;
 v_b – скорость движения воздуха, м/с.

Местные сопротивления определяются по формуле

$$H_M = \sum \zeta_m \frac{v_b^2}{2} \rho_b, \quad (7.13)$$

где $\sum \zeta_m$ – суммарный коэффициент сопротивления движения воздуха.

Давление вентилятора должно быть больше или равно ΔH .

Мощность электрического двигателя на привод вентилятора

$$N_{дв} = \frac{V \Delta H K_3}{\eta_n \eta_b}, \quad (7.14)$$

где K_3 – коэффициент запаса мощности двигателя ($K_3 = 1,1$ – для осевых вентиляторов, $K_3 = 1,2 \dots 1,5$ – для центробежных вентиляторов);

η_n – КПД передачи ($\eta_n = 1$ – если рабочий орган вентилятора насажен на вал двигателя, $\eta_n = 0,98$ – если валы соединены муфтой, $\eta_n = 0,95$ – клиноременная передача);

η_b – КПД вентилятора.

Полученные показатели позволяют по каталогу подобрать вентилятор.

Методика расчета калорифера строится следующим образом. Тепловой поток (Вт), необходимый для нагрева воздуха, определяют по формуле

$$Q = V \rho c (t_k - t_n), \quad (7.15)$$

где V – объемный расход воздуха, м³/ч;

ρ – плотность воздуха при средней температуре, кг/м³;

c – средняя удельная теплоемкость воздуха при средней температуре, принимаемая равной 1 кДж/(кг·С);

t_k – температура воздуха после калорифера, °С;

t_n – температура наружного воздуха до входа в калорифер, °С.

Расчетная площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха равна

$$F = \frac{V \rho}{3600 v_p}, \quad (7.16)$$

где v_p – расчетная скорость воздуха, м/с. Для пластинчатых калориферов $v_p = 7 \dots 10$, для оребренных $v_p = 3 \dots 5$ м/с.

По таблицам конструктивных характеристик подбирают модель и номер калорифера с площадью живого сечения по воздуху, близкой к расчетной.

Глава 8
**МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОЕНИЯ
ЖИВОТНЫХ И ПТИЦЫ**

**8.1. Источники водоснабжения и водозаборные сооружения
в животноводстве**

Источники водоснабжения подразделяют на две основные группы:

1) поверхностные источники воды – реки, озера, искусственные водоемы;

2) подземные источники – грунтовые и межпластовые воды.

Для забора воды *из поверхностных источников* используют специальные устройства и сооружения – береговые или русловые. Их размещают по течению реки, обязательно выше населенных пунктов и производственных объектов.

Русловые водозаборы (рис. 8.1) применяют в тех случаях, когда воду берут из средней части реки, имеющей пологие берега и небольшую глубину.

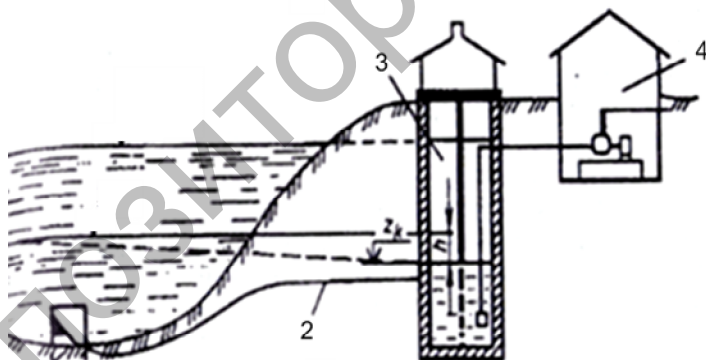


Рис. 8.1. Схема руслового водозабора:

1 – водоприемник; 2 – самотечная линия;

3 – береговой колодезь; 4 – насосная станция;

z_k – отметка воды в приемном отделении;

h – гидравлические потери в тракте самотечных линий
при минимальном уровне воды

Береговые водозаборы применяют при достаточной глубине у берега реки и устойчивом грунте (рис. 8.2).

Однако вода этих источников часто требует очистки или обеззараживания, что значительно увеличивает ее стоимость.

Воду из *подземных источников* используют через шахтные или трубчатые колодцы (буровые скважины).

Шахтный колодец (рис. 8.3) устраивают для забора грунтовых вод, которые залегают на глубине 30...40 м. Он состоит из водоприемной части 5 с фильтром 6 из гравия, шахты 4 и оголовка 2. Вокруг оголовка устраивают глиняный замок 3 шириной и глубиной не менее 1 м для защиты от загрязнений атмосферными осадками. Шахту делают квадратного сечения (со стороной 1...3 м) или круглой (диаметром 1...3 м) из железобетонных колец.

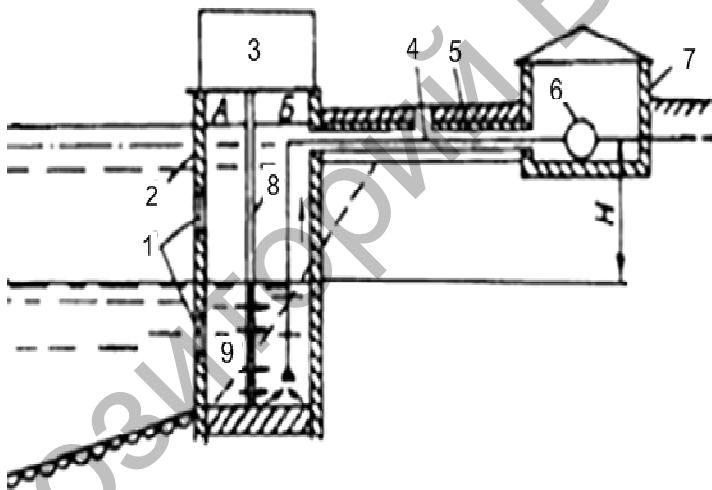


Рис. 8.2. Схема берегового водозабора с насосной станцией первого подъема:

- 1 – входные окна; 2 – береговой колодец; 3 – служебный павильон;
- 4 – всасывающие трубы; 5 – галерея; 6 – насосы;
- 7 – насосная станция первого подъема; 8 – перегородка берегового колодца;
- 9 – сетка; А – приемное отделение; Б – всасывающее отделение

Трубчатый колодец (рис. 8.4) представляет собой скважину круглого сечения, которая укреплена стальными обсадными трубами. В нижней ее части установлен фильтр, сквозь который вода

поступает в колодец. Фильтр предотвращает обрушение породы и поступление в колодец песка.

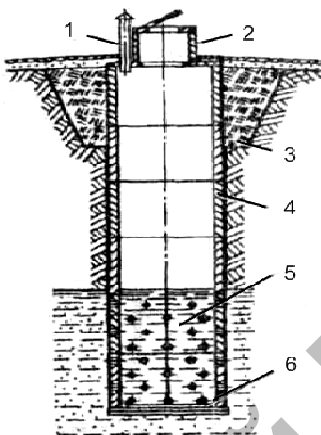


Рис. 8.3. Конструктивная схема шахтного колодца:

1 – вентиляционная труба; 2 – оголовок; 3 – глиняный замок; 4 – шахта;
5 – водоприемная часть; 6 – фильтр

Оголовок (устье)

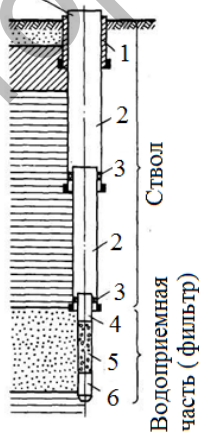


Рис. 8.4. Схема трубчатого колодца:

1 – кондуктор; 2 – обсадные трубы; 3 – сальники; 4 – надфильтровая труба;
5 – фильтрующая часть; 6 – отстойник фильтра

Для водоснабжения животноводческих ферм, создания постоянного достаточного напора в водопроводной сети, а также формирования запаса воды на случай отключения насосной установки устанавливают *водонапорную башню* конструкции А. Рожновского (рис. 8.5). Основная часть водонапорной башни состоит из двух элементов: опорная конструкция, поддерживающая бак с водой на высоте; резервуар (бак).

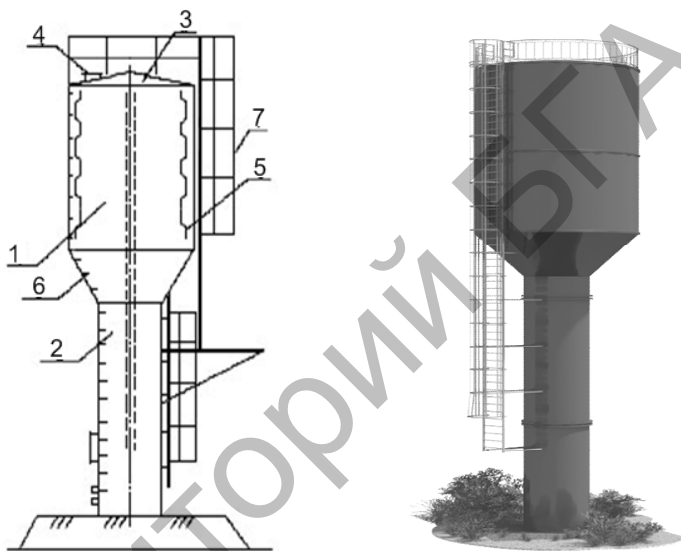


Рис. 8.5. Схема и общий вид водонапорной башни:

- 1 – бак; 2 – водонапорная опора; 3 – крыша бака; 4 – люк для осмотра;
- 5 – скобы льдоудерживателя; 6 – лестница внутренняя; 7 – лестница наружная

Каждая конструкция водонапорной башни оснащена погружным насосом, который опускают в скважину для того, чтобы он подавал воду в бак водонапорной башни, расположенный на высоте. Когда вода поднимется до верхней отметки в водонапорной башне, то насос отключается.

По мере того как вода разбирается из башни по магистрали, ее уровень снижается, и когда вода достигает определенной отметки, включается насос. Включение и отключение насоса осуществляется автоматически.

Расчет водонапорной башни напрямую зависит от объема водопотребления пользователями.

Среднесуточный расход воды на ферме

$$Q_{cc} = q_i m_i K, \quad (8.1)$$

где q_i – среднесуточный расход воды одним потребителем, л/сут;

m_i – количество потребителей;

K – коэффициент суточной неравномерности потребления воды.

Для животноводческих ферм принимают равным 1,3.

Объем водонапорного бака башни

$$V_0 = V_p + V_{п} + V_a, \quad (8.2)$$

где V_p – регулируемый объем башни, м³;

$$V_p = Q_{cc} K_p, \quad (8.3)$$

где K_p – коэффициент регулируемого объема ($K_p = 0,4$);

$V_{п}$ – противопожарный запас воды. Рекомендуется принимать из расчета тушения пожара в течение 10 мин. в двух местах одновременно с общим расходом воды 10 л/с;

V_a – объем воды для бесперебойного водоснабжения в течение 2 часов на случай аварийного отключения электроэнергии:

$$V_a = 2Q_{\max \text{ ч}}, \quad (8.4)$$

где $Q_{\max \text{ ч}}$ – максимальный часовой расход воды:

$$Q_{\max \text{ ч}} = 2,3Q_{cc} / 24. \quad (8.5)$$

Суммарный расчетный объем башни Рожновского сравнивается со стандартным значением и позволяет выбрать типовую башню.

Типовые водонапорные башни проектируют с водопроводными баками вместимостью 15, 25, 50, 160 м³. Высоту от земли до верха опоры бака для башен, объем которых до 50 м³, устанавливают кратной 3 м, с баками вместимостью 100 м³ и более – кратной 6 м.

При наличии надежного электроснабжения используют автоматизированные насосные установки с пневмогидравлическим аккумулятором, которые позволяют отказаться от дорогостоящих водонапорных башен.

В сельском хозяйстве для водоснабжения применяют три типа установок: с погружными электронасосами; с вихревыми насосами; с водоструйными установками. Общим признаком установок первых двух типов является наличие воздушно-водяного котла (бака).

На рис. 8.6 показан общий вид автоматической насосной установки с *погружным* центробежным насосом 10, подающим воду из буровой скважины 9, и пневматическим котлом 5, который устанавливают в подземном помещении.

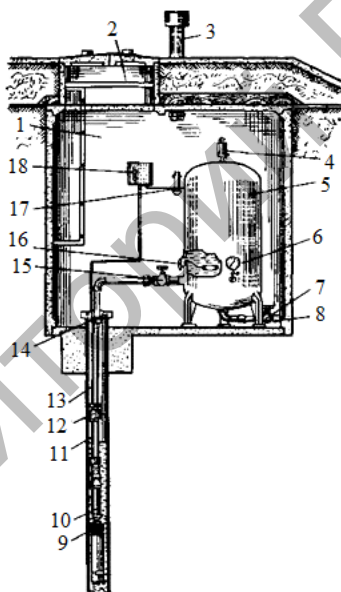


Рис. 8.6. Общий вид автоматической водоподъемной установки ВУ-7-65 с погружным центробежным насосом и пневмогидроаккумулятором:

- 1 – подземное помещение; 2 – люк; 3 – вентиляционная труба;
- 4 – предохранительный клапан; 5 – пневмогидроаккумулятор (котел);
- 6 – манометр; 7, 15 – вентили; 8 – нагнетательный трубопровод; 9 – скважина;
- 10 – насос; 11 – водоподъемная труба; 12 – комбинированный клапан;
- 13 – кабель; 14 – опорная плита; 16 – воздушный регулятор;
- 17 – реле давления; 18 – станция управления

Установка работает следующим образом. Насосом 10 вода подается в воздушно-водяной котел 5, из которого по нагнетательному трубопроводу 8 она поступает к потребителям. Излишки воды накапливаются в котле 5, сжимая воздух. Как только давление в нем достигнет расчетного, реле давления 17 (в нормальном положении его контакты замкнуты) разомкнет электрическую сеть магнитного пускателя, электродвигатель насоса 10 остановится и вода будет подаваться потребителям только под действием сжатого в котле 5 воздуха.

При уменьшении давления до определенного уровня контакты реле 17 замкнутся, включится насос 10, который снова начнет подавать воду в котел 5.

Во время работы объем воздушной подушки в котле 5, вследствие неплотности соединений и растворения воздуха в воде, уменьшается. Это приводит к увеличению частоты включения установки и ускоряет износ электродвигателя и насоса. Для автоматического заполнения котла 5 воздухом служит струйный регулятор 16. При максимальных аварийных давлениях срабатывает предохранительный клапан 4.

Установки применяются преимущественно для подъема чистой воды из поверхностных источников.

8.2. Оборудование для поения крупного рогатого скота, свиней и птицы

Для поения крупного рогатого скота при беспривязном содержании, свиней и птицы применяют групповые поилки. Они могут быть стационарными и передвижными, оборудованы корытами или несколькими индивидуальными поилками.

Индивидуальная автопоилка ПА-1А (рис. 8.7) предназначена для поения *крупного рогатого скота*. Поилку присоединяют к водопроводу посредством трубных вертикальных стояков.

Автопоилка представляет собой чугунную чашу с пружинно-клапаным механизмом. В нейтральном положении под действием пружины клапан 9 плотно закрывает выходное отверстие для воды в седле 6. Педаль 12 в этом случае приподнята над дном чаши 1 и вода в чашу не поступает.

При потреблении воды корова нажимает мордой на педаль 12, которая, поворачиваясь вокруг оси 11, давит на шток с клапаном 9. Вследствие этого пружина сжимается, клапан 9 отодвигается и открывает проход для воды из водоподводящей трубы 7. Вода поступает в чашу 1.

Как только животное отпускает педаль, клапан 9 под действием пружины вновь закрывается и поступление воды в чашу прекращается.

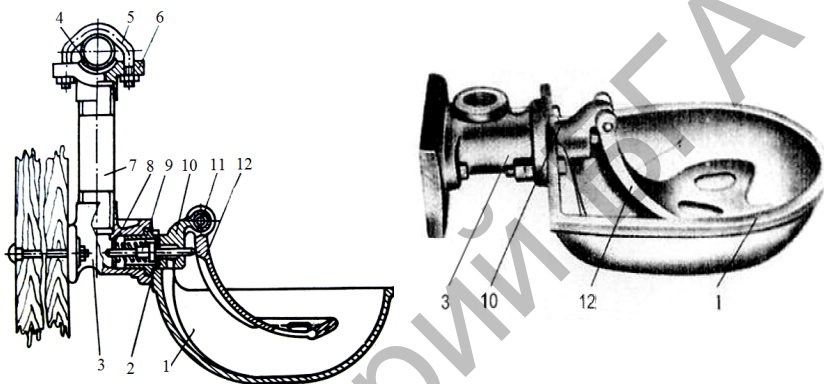


Рис. 8.7. Схема и общий вид чашечной автопоилки ПА-1А:

- 1 – чаша; 2, 4 – резиновые прокладки; 3 – корпус; 5 – хомут; 6 – седло;
7 – водоподводящая труба; 8 – решетка; 9 – клапан;
10 – клапанная коробка; 11 – ось; 12 – педаль

При монтаже поилки необходимо учитывать определенные требования. Так, высота верхней кромки поильной чаши от уровня пола стойла должна быть 500...600 мм, а при расположении в передней части кормушки – не выше 400 мм.

У правильно собранной поилки клапан 9 должен иметь надежную герметичность, полностью открываться при нажатии на педаль 12 усилием 20...25 Н и обеспечивать заполнение чаши водой за 15...20 с.

Шведская фирма Де Лаваль (рис. 8.8) предлагает поилки, большая площадь водной поверхности которых способствует естественному процессу питья. Кислотостойкая эмаль обеспечивает гладкую, гигиеничную и прочную поверхность. Объем 3 л, скорость подачи воды 20 л/мин при давлении 4 бар.



Рис. 8.8. Поилка для воды С20 шведской фирмы Де Лаваль

Немецкая фирма Suevia (рис. 8.9) выпускает ряд автопоилок с клапанным механизмом аналогичным по устройству ПА-1А. Поилки изготавливают из пластмассы или эмалированного чугуна. Для защиты поплавкового клапана устанавливается крышка из нержавеющей стали.



Рис. 8.9. Поилка для воды немецкой фирмы Suevia

Передвижная поилка ПАП-10А (рис. 8.10) предназначена для механизации поения крупного рогатого скота в летних лагерях, отдаленных от водоисточников. Агрегируют поилку с тракторами классов 9 и 14 кН.

Водораздатчик состоит из цистерны, рамы и центробежного лопастного насоса с приводом, ходовой части. Цистерна представляет собой резервуар, в верхней части которого имеется горловина, закрываемая крышкой. Подачу воды в цистерну обеспечивает насос, привод которого осуществляется от ВОМ трактора через карданную и клиноременную передачи. На раме закреплены 10 поилок ПА-1, образующие левую и правую фронтальную магистрали.

Численность обслуживаемых поилкой животных – 110 гол.

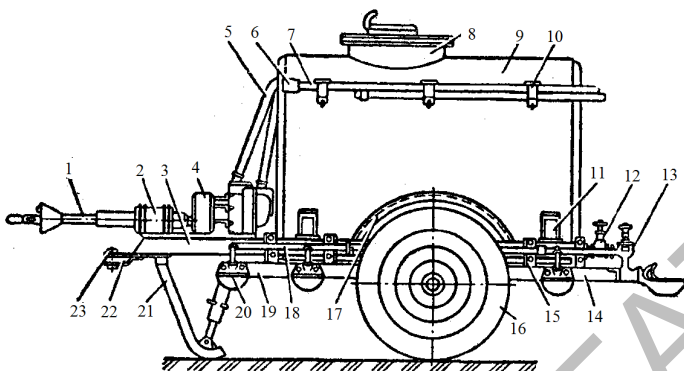


Рис. 8.10. Схема передвижной автопоилки ПАП-10А:

- 1 – карданный вал; 2 – корпус; 3, 14 – рамы; 4 – насос; 5 – сливной рукав;
 6 – фильтр; 7 – всасывающий рукав; 8 – горловина; 9 – цистерна; 10 – хомут;
 11, 19 – кронштейны; 12, 13 – вентили; 15 – уголок рамы; 16 – ходовая часть;
 17 – грязеотбойный щиток; 18 – левая магистраль; 20 – поилка; 21 – подножка;
 22 – прицепная скоба; 23 – плита

Автопоилка групповая с электроподогревом АГК-4А (рис. 8.11) применяется для поения животных на открытых площадках в зимнее время.

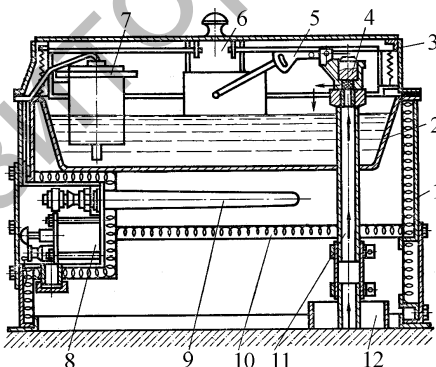


Рис. 8.11. Автопоилка групповая с электроподогревом АГК-4А:

- 1 – корпус; 2 – поильная чаша; 3 – крышка; 4 – клапан;
 5 – поплавковый механизм; 6 – разделитель; 7 – терморегулятор;
 8 – блок заземления; 9 – нагреватель; 10 – изоляция;
 11 – водопроводящая труба; 12 – утеплительная труба

В корпусе 1 вместимостью 60 дм³ с теплоизоляцией находится поильная чаша 2, клапанно-поплавковые механизмы 4 и 5, электронагревательный элемент 9 и терморегулятор 7. Электронагреватель 9 расположен под днищем чаши 2.

В процессе поения животных уровень воды в поильной чаше 2 уменьшается. При этом опускание поплавка вызывает поворот рычага и подъем штока с клапаном 4, в результате чего освобождается входное отверстие для впуска воды. Когда уровень воды в поильной чаше 2 достигнет заданной максимальной отметки, подъем поплавка обеспечивает перевод штока с клапаном 4 в исходное положение и перекрытие входного отверстия для воды.

Температуру воды в чаше регулируют в пределах 4...18 °С. Она поддерживается автоматически с помощью терморегулятора. Поилка рассчитана на 80...100 животных.

Для **поения свиней** применяются бесчашечные сосковые поилки типа ПБС-1 различных размеров. Поилка имеет вид цилиндра, внутри которого имеется сосок 3, нажимая на который, животное смещает с отверстия в водопровод запорный клапан 5 и пьет воду (рис. 8.12). Во время поения животное забирает сосок 3 вместе с носком корпуса 1 и сжимает их. При этом сосок 3 перемещается до соприкосновения с носком корпуса 1, вследствие чего между уплотнением 4 в соске 3 и кольцевым пояском клапана 5 образуется щель, через которую вода течет непосредственно в рот животного.

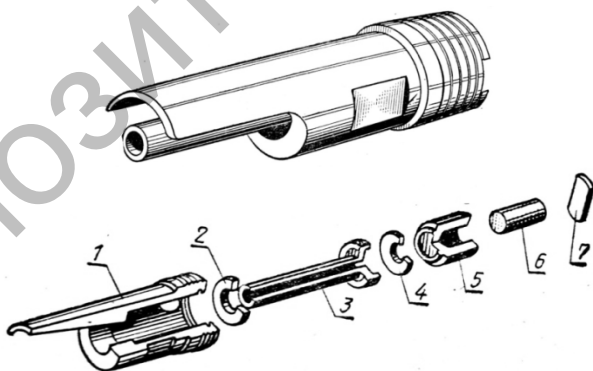


Рис. 8.12. Сосковая автопоилка ПБС-1:

- 1 – корпус; 2, 4 – резиновые прокладки; 3 – сосок; 5 – клапан;
6 – амортизатор; 7 – упор

Напившись, животное выпускает изо рта сосок 3, и тот под действием давления воды и амортизатора 6 возвращается в исходное положение, тем самым прекращая поступление воды в поилку.

Носок корпуса 1 поилки должен находиться сверху соска 3, а корпус быть наклонен к горизонтальной плоскости под углом 30°. Конеч соска поилки ПБС-1 должен располагаться на высоте 420...450 мм от уровня пола, а в станке для содержания свиноматок – на высоте 600 мм. Одна сосковая поилка ПБС-1 рассчитана на обслуживание 20...30 свиней.

Индивидуальная сосково-шаровая поилка Aqua Globe (рис. 8.13) швейцарского производства отличается тем, что животное должно взять поилку в рот целиком, чтобы привести в действие шаровый клапан.

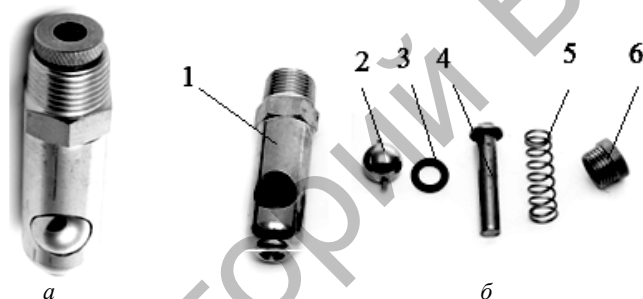


Рис. 8.13. Сосково-шаровая поилка Aqua Globe:
а – общий вид; б – детализовка;

1 – корпус; 2 – шариковый клапан; 3 – резиновая прокладка;
4 – сосок; 5 – пружина 6 – пробка

Поилка самоочищающаяся для свиней ПСС-1 (рис. 8.14) предназначена для поения животных различных возрастных групп при индивидуальном и групповом содержании на свиноводческих фермах. Относится к группе чашечных. Высота от уровня пола до чаши поилки: для свиней – 300 мм, для поросят – 120...200 мм.

Поилка состоит из литой поильной чаши 18, клапанного механизма, крышки 1 и рычага 13. Клапанный механизм имеет крышку 12, седло 11, клапан 10, амортизатор 9 и корпус 8. Крышка 1 имеет патрубок, в который при монтаже ввертывают стояк, соединяющий поилку с водопроводной сетью.

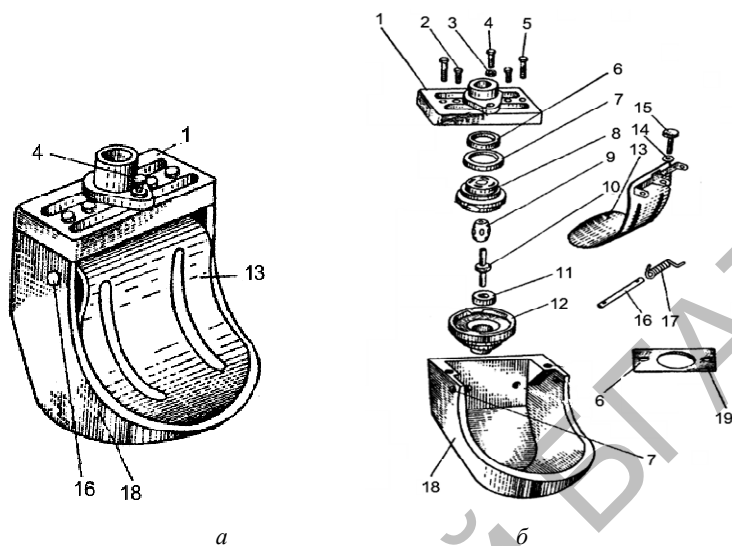


Рис. 8.14. Поилка ПСС-1;

а – общий вид; *б* – деталировка;

- 1 – крышка; 2 – болт; 3 – гайка; 4 – регулировочный винт; 5 – винт;
 6 и 7 – уплотнительные кольца; 8 – корпус; 9 – амортизатор; 10 – клапан;
 11 – седло; 12 – крышка; 13 – рычаг; 14 – контргайка; 15 – упорный винт;
 16 – ось; 17 – пружина; 18 – поильная чаша; 19 – опорная пластина

Работает поилка следующим образом. Когда животное нажимает на рычаг *13*, головка упорного винта *15* воздействует на стержень клапана *10*, приподнимает его слегка, сжимая амортизатор *9*. Через образовавшуюся щель (между седлом и клапаном) вода поступает в поильную чашу.

После освобождения рычага *13* пружина *17* возвращает его в исходное положение, а благодаря упругости амортизатора, клапан прижимается к седлу и перекрывает воду. Самоочищаемость поилки обусловлена наклоном чаши.

В *птицеводстве* наибольшее распространение получили вакуумные, nippleные, чашечные и микрочашечные автопоилки.

Вакуумные поилки предназначены для поения цыплят при полном содержании в первые дни выращивания. Такая поилка (рис. 8.15) состоит из стеклянного или пластмассового баллона *1* вместимостью 3...5 л и круглого поддона *2* диаметром около 230 мм.

Баллон 1 наполняют водой, переворачивают его и ставят на горлышко поддона 2. Вода заполняет поддон 2 водой, из него цыплята пьют воду. Уровень воды в поддоне 2 по мере ее расходования поддерживается постоянным за счет атмосферного давления снаружи баллона и разрежения, создаваемого уровнем воды внутри него.

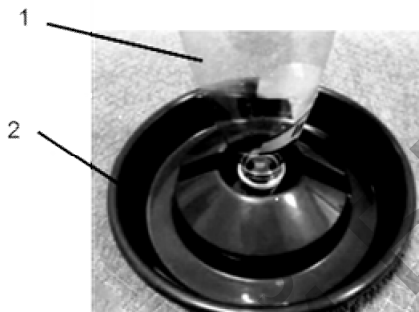


Рис. 8.15. Вакуумная автопоилка для птицы:
1 – баллон; 2 – поддон

Ниппельная поилка (рис. 8.16) предназначена для поения любой птицы при содержании в клетках или на полу и крепиться на распределительном трубопроводе 1 с интервалом 300...400 мм. В каждом корпусе 2 поилки есть верхний 3 и нижний 4 клапаны.

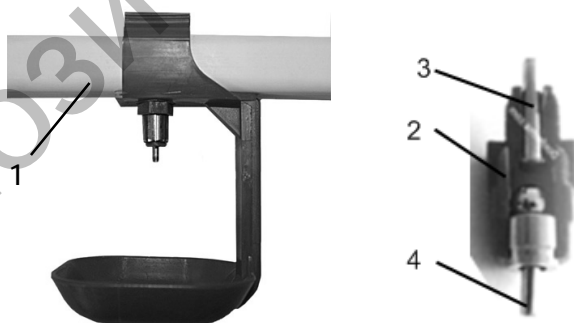


Рис. 8.16. Ниппельная автопоилка для птицы:
1 – распределительный трубопровод; 2 – корпус; 3 – верхний клапан;
4 – нижний клапан

Из водопроводной сети давление воды снижается до 0,05 МПа при помощи разделительного бачка с поплавковым регулятором, который отделяет распределительный трубопровод от сетевого водопровода.

За счет малого давления воды на конце нижнего клапана (ниппель) 4 через каждые 30...40 с появляется капля воды, которая удерживается за счет капиллярного сцепления. Птица проклевывается и выпивает каплю. Для каждого типа птицы используют различные модификации ниппелей.

Микрочашечные поилки (рис. 8.17) предназначены для поения птенцов в возрасте до 10 дней и птиц продуктивного возраста.

Поилка состоит из чаши 1, в которой установлен запорный механизм 2 с шариком 3.

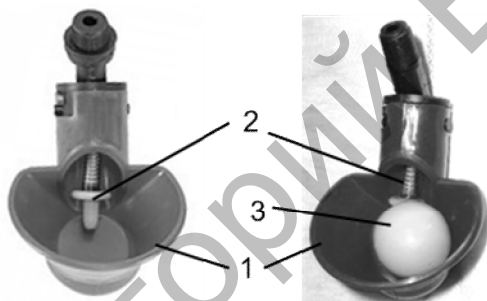


Рис. 8.17. Микрочашечная поилка:
1 – чаша; 2 – запорный механизм; 3 – шарик

Запорный механизм (рис. 8.18) состоит из корпуса 1 в который, при помощи наружной резьбы, вкручивается полая гайка 2. В полость гайки 2 устанавливается шток 3 с пружиной 4 и клапаном 5.

При необходимости птица нажимает клювом на шарик или язычок штока 3, вследствие чего пружина 4 сжимается и клапан 5 открывает доступ воде в чашку. При достаточном уровне воды шарик или шток 3 действием пружины 4 поднимаются вверх и клапан 5 перекрывает доступ воде в чашку.

У микрочашечных систем поения имеются преимущества: гигиеничность; небольшой объем исключает опасность того, что птенцы могут утонуть.

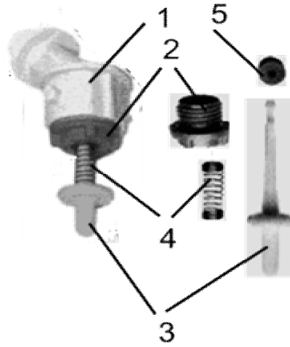


Рис. 8.18. Запорный механизм:

1 – корпус; 2 – полая гайка; 3 – шток; 4 – пружина; 5 – клапан

Чашечные поилки (рис. 8.19) имеют клапано-амортизирующие устройства, отрегулированные на поступление в чашу определенной массы воды.

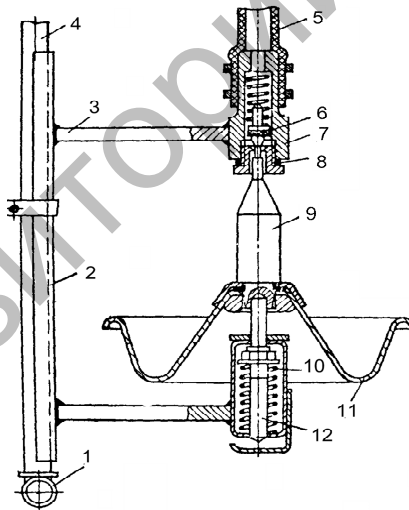


Рис. 8.19. Чашечно-клапанная поилка П-4 для птицы:

1 – угольник водопроводной трубы;
 2 – стойка; 3 – кронштейн; 4 – водопровод; 5 – шланг к водопроводу;
 6 – резиновая прокладка клапана; 7 – корпус клапана; 8 – прокладка;
 9 – стержень; 10 – пружина; 11 – чаша; 12 – ось

При опускании чаши клапан перекрывает поступление воды из водопровода. По мере ее расхода амортизаторы поднимают подвижную часть вместе с запорным клапаном и вода истекает в чашу. Нормальная работа поилки обеспечивается при давлении воды до 0,03 МПа. Для снижения его до такой величины применяют переходник – поплавково-клапанный дроссель.

8.3. Основы расчета оборудования для поения животных и птицы

Количество воды (питьевой, технической), которое должна подавать проектируемая водопроводная сеть, определяют по расчетным нормам ее потребления потребителем каждого вида и их числу, с учетом перспективного плана увеличения потребления воды.

Среднесуточный расход воды на ферме определяется по формуле

$$Q_{\text{ср. сут}} = q_1 n_1 + q_2 n_2 + \dots + q_m n_m,$$

где q_m – среднесуточная норма потребления воды одним потребителем, л;

n_m – количество потребителей.

Величина этого расхода недостаточна для выполнения расчета водопроводной сети, поэтому определяют максимальный суточный расход воды по формуле

$$Q_{\text{макс сут}} = Q_{\text{ср. сут}} \alpha_{\text{сут}}, \quad (8.6)$$

где $\alpha_{\text{сут}}$ – коэффициент суточной неравномерности, $\alpha_{\text{сут}} = 1,3$.

Максимальный часовой расход воды определяется по формуле

$$Q_{\text{макс ч}} = Q_{\text{макс сут}} \alpha_{\text{ч}} / 24, \quad (8.7)$$

где $\alpha_{\text{ч}}$ – коэффициент часовой неравномерности, $\alpha_{\text{ч}} = 2,3$.

Секундный расход воды (л/с) равен

$$Q_c = Q_{\max \text{ ч}} / 3600, \quad (8.8)$$

Суточный расход насосной станции должен быть равен максимальному суточному расходу воды в помещении или на ферме, а часовой расход станции (насоса) определяется по формуле

$$Q_{\text{нас}} = Q_{\max. \text{сут}} / \tau, \quad (8.9)$$

где τ – продолжительность работы насоса или станции в сутки, ч.

На основе сравнительных технико-экономических расчетов времени работы насосной станции принимается равным 7 или 14 часам.

По величине $Q_{\text{нас}}$ и требуемому напору выбирают по рабочим характеристикам тип и марку насоса.

Потребная мощность электродвигателя для привода насоса определяется по формуле

$$N = (Q_{\text{нас}} \rho H K_3 g) / (\eta_{\text{п}} \eta_{\text{н}}), \quad (8.10)$$

где $Q_{\text{нас}}$ – объемный расход воды (подача насоса), м³/с;

ρ – плотность воды, кг/м³;

H – полный напор насоса, м (берется из технической характеристики);

K_3 – коэффициент запаса мощности, учитывающий возможности перегрузки во время работы насоса;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$\eta_{\text{п}}$ – КПД передачи от двигателя к насосу;

$\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса согласно технической характеристике.

Воду необходимо подавать потребителям под определенным напором, называемым свободным напором $H_{\text{св}}$. Для водоразборных точек на животноводческих фермах необходимый

напор $H_{св} = 4...5$ м ($H_{св} = 40...50$ кПа) обеспечивается водонапорной башней.

Необходимая вместимость резервуара (m^3) водонапорной башни равна

$$V_{рез} = (0,15...0,20) Q_{max} \text{ сут.} \quad (8.11)$$

Полученную вместимость резервуара округляем до стандартной.

Диаметр труб выбирается так, чтобы скорость воды в них не превышала $0,40...0,25$ м/с. Диаметр труб внешнего водопровода на начальном участке, на котором проходит все количество воды, определяется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{max}}{\pi v_B}}, \quad (8.12)$$

где Q_{max} – максимальный секундный расход воды, m^3/c ;

v_B – скорость воды в трубах, м/с.

После определения диаметра трубопровода выбирают тип автопоилок и определяют необходимое их количество (n) на животноводческой ферме или комплексе:

$$n = n_{ж} / z, \quad (8.13)$$

где $n_{ж}$ – количество животных, гол.

z – коэффициент, показывающий, на какое количество животных предназначена та или иная автопоилка.

Подается вода центробежным насосом при давлении в трубопроводе до 300 кПа.

Содержание воды в организме животного в значительной степени зависит от его вида, возраста и пола. Взрослые животные КРС при отсутствии автопоения должны обеспечиваться водой три раза в сутки, а высокопродуктивные коровы – $4...5$ раз,

подогретой до 8...11 °С. Молодняк животных также поят подогретой водой, но только при больших значениях температуры ($t = 16...25$ °С).

Взрослых свиней поят чистой питьевой сырой водой из автопоилок и корыт ($t = 15...18$ °С). При отсутствии автопоилок свиней следует поить из корыт не менее трех раз в сутки, при этом воду в корытах необходимо менять 3...4 раза.

Поют животных водой, качество которой соответствует санитарно-гигиеническим требованиям. Питьевая вода должна быть прозрачной и бесцветной, не иметь запаха и постороннего привкуса.

Глава 9
**МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ УДАЛЕНИЯ
И УТИЛИЗАЦИИ НАВОЗА**

**9.1. Классификация технических средств для уборки
и утилизации навоза**

В скотоводстве наибольшее применение находят два способа содержания животных – на подстилке и без подстилки.

На крупных фермах распространен *бесподстилочный способ* содержания животных. Он менее трудоемкий, так как допускает применение комплексной механизации и автоматизации работ, связанных с уборкой навоза из производственных помещений. При таком содержании животных получают жидкий (полужидкий) навоз. Бесподстилочный (чистый) навоз весьма однороден по своему составу. Средний размер частиц чистого навоза крупного рогатого скота составляет 2,6 мм, частиц длиной свыше 10 мм содержится не более 1 %.

На небольших фермах крупного рогатого скота распространено содержание животных *на подстилке*. В этом случае получают твердый (густой) навоз.

Подстилка поглощает жидкие выделения животных и образующийся азот, улучшает физико-химические и биологические свойства навоза, который становится менее влажным, более рыхлым, легче разлагается при хранении. При наличии подстилки пол стойла более ровный, теплый и чистый, облегчаются перевозка навоза, внесение и заделывание его в почву.

Различные виды подстилки поглощают неодинаковое количество жидкости. Так, солома, опилки и измельченные стружки поглощают воду в количестве в 2...3 раза превышающем их массу (при влажности 10...14 %), а сухой верховой торф – в 5...7 раз.

Суточный выход навоза можно определить по формуле

$$Q_{\text{сут}} = \sum_{i=1}^n g_i \cdot m_i, \quad (9.1)$$

где g_i – норма выхода навоза от 1 головы. При ориентировочных расчетах массу экскрементов можно считать равной у молочных коров в среднем 8 % от массы животного;

m_i – количество животных в данном помещении.

При *бесподстильном способе* содержания животных навоз из стойл убирают 2...3 раза в сутки. При содержании скота на глубокой подстилке, 2...3 раза в год.

По назначению навозоуборочные средства делят на: – средства очистки помещений; – средства накопления и удаления навоза; – средства транспортировки его и обработки с целью последующей утилизации.

Уборка навоза из животноводческих помещений может осуществляться двумя способами – механическим и гидравлическим.

9.2. Механические средства для удаления навоза и основы расчета параметров оборудования

При механическом способе уборки навоза применяют скребковые транспортеры и мобильные средства.

К скребковым транспортерам относят:

1. *Цепочно-скребковый транспортер для удаления навоза кругового действия*, который предназначен для удаления навоза из животноводческих помещений с привязным содержанием коров и одновременной погрузкой навоза в транспортные средства (рис. 9.1). В его состав входят горизонтальный 1 и наклонный 2 транспортеры, приведение в действие которых осуществляется посредством индивидуальных электроприводов 4 и 3.

Горизонтальный транспортер устанавливают в навозных канавах, расположенных вдоль рядов стойл в помещениях КРС или внутри. Навоз в навозные канавы сбрасывается операторами вручную специальными скребками.

Горизонтальный транспортер состоит:

– из приводной станции 4, включающей электродвигатель, двухступенчатый редуктор, клиноременную передачу и ведущую звездочку;

- замкнутой круглозвеньевой цепи 7 якорного типа, с закрепленными на ней с шагом 1,12 м скребками 9;
- самонатяжного устройства цепи 6, которое обеспечивает автоматическое натяжение цепи и своевременно компенсирует ее вытяжку и износы;
- двух поворотных устройств 8.

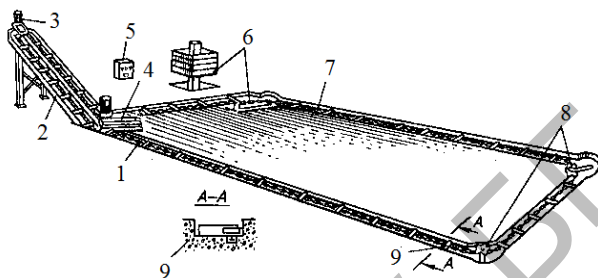


Рис. 9.1. Схема скребкового навозоуборочного транспортера:

- 1 – горизонтальный транспортер; 2 – наклонный транспортер;
- 3 – привод наклонного транспортера; 4 – привод горизонтального транспортера;
- 5 – шкаф управления; 6 – натяжное устройство; 7 – цепь;
- 8 – поворотные устройства; 9 – скребок

Наклонный транспортер 2 представляет собой металлический желоб, который опирается одним концом на стойку, а другим заглублен в приямок. В центре желоба располагается цепь якорного типа со скребками, размещенными с шагом 0,46 м. По концам желоба предусмотрено поворотное и натяжное устройство цепи. Перемещение цепи наклонного транспортера обеспечивает индивидуальный электропривод 3, состоящий из электродвигателя и двухступенчатого редуктора.

Устанавливают наклонный транспортер в отдельном помещении под углом не более 30° к горизонту, что позволяет обеспечить подачу навоза на высоту 2,7 м от нулевой отметки пола коровника.

При удалении навоза, первым включают наклонный транспортер и после – горизонтальный транспортер. Скрепки горизонтального транспортера захватывают навоз и продвигают по дну навозного канала до места сброса навоза на наклонный транспортер, который перемещает его вверх по его желобу и сбрасывает в транспортное средство.

Скорость движения цепи наклонного транспортера выше, чем горизонтального, что необходимо для обеспечения выгрузки жидкого навоза.

Производительность горизонтального транспортера

$$W_{\text{тр}} = b_c h_c V_{\text{тр}} \rho_{\text{экс}} \varphi_n, \quad (9.2)$$

где b_c, h_c – соответственно длина и высота скребка, м;

$V_{\text{тр}}$ – средняя скорость скребка, $V_{\text{тр}} = 0,72$ м/с;

$\rho_{\text{экс}}$ – плотность навоза, кг/м³;

φ_n – коэффициент заполнения межскребкового пространства, $\varphi_n = 0,75 \dots 0,90$.

Продолжительность работы транспортера за сутки

$$\tau_p = \frac{Q_{\text{сут}}}{W_{\text{тр}}}, \quad (9.3)$$

где $Q_{\text{сут}}$ – суточный выход навоза из определенного животноводческого помещения, кг.

Число включений транспортера за сутки

$$K_{\text{вкл}} = \frac{Q_{\text{сут}}}{b_k h_k l \rho_{\text{экс}} \varphi_n}, \quad (9.4)$$

где b_k, h_k – соответственно ширина и высота навозного канала, м;

l – длина навозного канала, м.

2. *Скреперные установки* с возвратно-поступательным движением рабочих органов или дельтаскрепера, обеспечивают механическую транспортировку навоза из животноводческих помещений и его подачу с помощью специальных поперечных навозоуборочных конвейеров в навозосборники или транспортное средство.

В зависимости от вида тягового органа транспортеры с возвратно-поступательным движением делятся на два типа:

- штанговые и тросовые;
- по расположению оси подвески скребков – на две группы:
 - а) с вертикально расположенной осью, когда скребки разворачиваются в горизонтальной плоскости параллельно дну желоба;
 - б) с горизонтально расположенной осью, когда скребки разворачиваются в продольно-вертикальной плоскости.

Наиболее распространены транспортеры первой группы.

Скреперная установка с вертикально расположенной осью (рис. 9.2) предназначена для удаления бесподстилочного навоза из открытых продольных проходов в коровниках длиной до 80 м при боксовом и комбибоксовом содержании животных. Установка может работать в двух режимах – ручном и автоматическом.

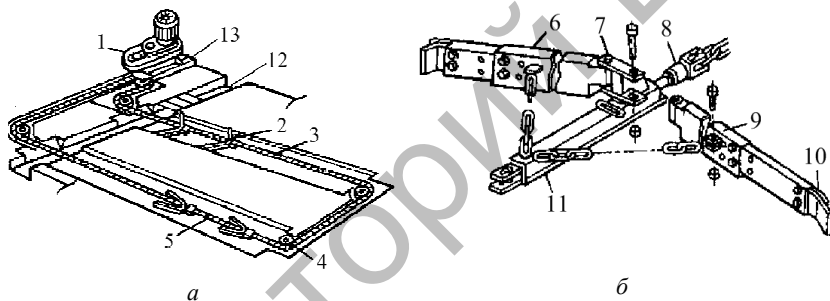


Рис. 9.2. Скреперная установка:

- a* – общий вид установки; *б* – скрепер;
- 1 – электропривод; 2 – скрепер; 3 – рабочий контур;
- 4, 8 – соответственно поворотное и натяжное устройства;
- 5 – промежуточная штанга; 6, 9 – скребки; 7 – шарнир; 10 – резиновый чистик;
- 11 – ползун; 12 – поперечный канал; 13 – рама

Устройство: на раме 13 установлен электропривод 1, в состав которого входит электродвигатель мощностью 2,2 кВт, редуктор, на ведущей звездочке которого закреплена цепь 3 рабочего контура (рис. 9.2, *a*). На цепи закреплены четыре дельтаскрепера 2. По углам цепного контура имеются поворотные устройства 4.

С целью обеспечения возвратно-поступательного движения цепного контура имеется механизм реверсирования электродвигателя.

Механизм реверсирования приводится в действие закрепленным на цепи упором.

Скрепер (рис. 9.2, б) предназначен для перемещения навоза по каналу. Он состоит из ползуна 11, шарнирного устройства 7, скребков 6, 9 и натяжного устройства 8. Для очистки стенок прохода на концах скребков установлены резиновые чистики 10. Чистики, кроме того, обеспечивают бесшумный ход скребков.

При включении в работу скрепер движется со скоростью 0,063 м/с и не беспокоит животных, что делает возможной уборку навоза в их присутствии. Если по одному проходу первая пара скреперов движется в сторону поперечного канала 12, то скребки их за счет сил трения о пол раскладываются и перемещают навоз.

По другому проходу вторая пара скреперов совершает холостой ход в сложенном состоянии и в противоположном от поперечного канала направлении. После сброса навоза в поперечный канал происходит реверсирование движения, и цикл работы повторяется при раскрытых скребках другой пары скреперов.

Навоз из коровника подают в приемную воронку насоса, который перемещает навоз по трубопроводу в навозохранилище. Установки обслуживают коров, размещенных в двух групповых станках.

При двух- и четырехрядном расположении стойл коровников применяют *навозоуборочную установку*, в состав которой входят два горизонтальных штанговых транспортера возвратно-поступательного движения (рис. 9.3).

Такие транспортеры имеют преимущества перед скребковыми транспортерами кругового движения. Благодаря возвратно-поступательному движению штанги навоз подается к месту выгрузки наикратчайшим путем. Посредством направляющих и жесткой штанги предотвращается подъем скребков и обеспечивается устойчивая работа конвейера.

Расчет штанговых скребковых транспортеров сводится к определению хода штанги, шага скребков и их размеров. Ход S штанги должен обеспечивать свободный разворот скребка в рабочее положение после того, как он пройдет мимо порции навоза, оставленной предыдущим скребком.

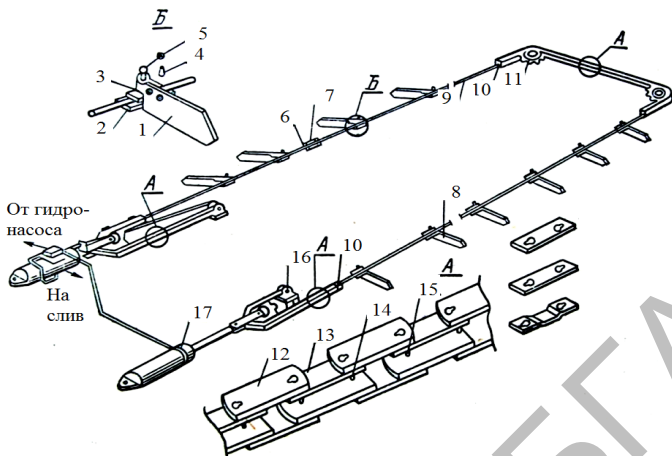


Рис. 9.3. Транспортёр возвратно-поступательного движения:

- 1 – лопатка скребка; 2 – подпятник; 3, 6 – контргайки; 4 – опора;
 5 – стопорное кольцо; 7 – муфта; 8 – скребок правый; 9 – штанга;
 10 – переходник; 11 – поворотное устройство; 12 – планка плоская;
 13 – планка опорная; 14, 15 – пальцы; 16 – кронштейн; 17 – гидроцилиндры

Известны следующие типы приводов транспортёров: цепочно-кулисный, цепочно-кривошипно-шатунный, гидравлический и с реверсированием электродвигателя.

По результатам исследований наиболее надёжным является цепной привод. Для его работы необходимо следующее условие:

$$S = A + 2r_H \geq t_c + B, \quad (9.5)$$

где A – расстояние между центром ведущей и направляющей звездочек, м;

r_H – радиус начальной окружности звездочек, м;

t_c – расстояние между скребками (шаг), м;

B – длина скребка, м.

Для кривошипно-шатунного привода это условие имеет вид

$$S = 2r_k, \quad (9.6)$$

где r_k – радиус кривошипа, м.

Основным фактором, определяющим длину пути штанги, на котором скребок переходит из холостого положения в рабочее, является угол наклона скребка к штанге при холостом положении. Для выбора оптимального значения угла наклона скребка относительно штанги необходимо выяснить его влияние на производительность транспортера. Следует учитывать, что площадь поперечного сечения тела, формируемого скребком при холостом ходе, зависит в основном от средней величины основания тела волочения, т. е. $m_{cp} = (m + n) / 2$. Рабочая ширина желоба транспортера $E = B \sin \alpha + m_{cp}$, отсюда

$$m_{cp} = E - B \sin \alpha, \quad (9.7)$$

где α – угол наклона скребка к штанге при холостом положении, $\alpha = 17 \dots 20^\circ$;

B – длина скребка, м.

Шаг скребков должен быть больше длины нижнего основания тела волочения, т. е. $t_c \geq l_2$, где l_2 – длина нижнего основания тела волочения перед скребком. Определить данный показатель, используя рис. 9.4, можно по формуле

$$l_2 = l_1 + h / \operatorname{tg} \varphi, \quad (9.8)$$

где l_1 – длина верхнего основания тела волочения, м;

h – высота слоя тела волочения, м;

φ – угол естественного откоса грузов движений, град.

Помимо угла α прилегания скребка к штанге и шага t_c , на транспортирующую способность скребка большое влияние также оказывают его форма и зазор между скребком и боковыми стенками.



Рис. 9.4. Расчетная схема тела волочения связного груза (перед скребком)

Наибольшей транспортирующей способностью обладают скребки с отношением высоты к его длине H/B , т. е. $H/B = 0,20...0,25$, где H – высота скребка, м. Широкая, но мелкая навозная канава предпочтительнее, так как в этом случае сопротивление движению навоза будет меньше.

При увеличении отношения H/B возрастает сила трения навоза о боковую стенку канавы. Для устранения защемления связных грузов между скребком и стенкой в момент разворота скребка необходимо конец последнего срезать под некоторым углом к его основанию. Величина угла защемления между боковой стенкой канавы и обрезом скребка должна быть больше суммы углов трения навоза о стенку канавы и о скребок. Скорость движения скребков транспортера изменяется в пределах $0,2...0,4$ м/с.

Значения подачи и потребной мощности рассчитываются по аналогии с цепочно-скребковыми транспортерами.

Недостатком транспортеров с непосредственным приводом на одну штангу является то, что при рабочем ходе она подвержена растяжению, а при холостом – сжатию. Более надежная работа обеспечивается в тех случаях, когда штанга работает только на растяжение. Это требование выполняется при тросовом приводе от барабана, цепи или плунжера гидроцилиндра.

К мобильным средствам для уборки навоза на фермах относят навесные и прицепные устройства для тракторов.

Мобильный агрегат представляет собой трактор с бульдозерной навеской. Такой агрегат используют для удаления навоза из открытых навозных проходов животноводческих помещений для КРС и его подачи в поперечный канал, расположенный внутри помещения, или выталкивания навоза в хранилище, расположенное вблизи фермы.

При уборке навоза бульдозером из помещений для боксового или комбибоксового содержания животных навозный проход должен иметь форму прямоугольного лотка шириной не менее 2200 мм и глубиной 200 мм.

Если он используется в помещениях для привязного содержания коров, то проход выполняют в виде двух канавок глубиной 150...200 мм и шириной 550 мм с расстоянием между ними 1100 мм. Общая ширина проезда должна быть 2200 мм. Бульдозерная лопата должна соответствовать форме канала. В средней части

ее установлен шарнирно закрепленный скребок шириной 1100 мм. При использовании бульдозера пол проходов должен быть монолитным из бетона не ниже марки 200 и толщиной не менее 180 мм с уклоном 0,5 % в направлении транспортирования навоза.

Производительность трактора с навесным скребком определяется с некоторым приближением величиной машинного времени, затрачиваемого на удаление 1000 кг навоза, по формуле

$$t_6 = 1000 l_6 / q_6 v_6, \quad (9.9)$$

где t_6 – время, затрачиваемое на удаление бульдозером из коровника 1000 кг навоза, с;

l_6 – средняя длина пути перемещения навоза, м;

q_6 – количество навоза, убираемое за один рабочий ход бульдозера, кг;

v_6 – средняя рабочая скорость трактора с бульдозером, м/с.

Отношение $1000/q_6$ определяет число рейсов, совершаемых для уборки 1000 кг навоза.

Соппротивление движению навоза, перемещаемого тракторным навесным скребком на выгульной площадке с твердым покрытием или в навозном проходе коровника, может быть рассчитано по зависимости:

$$P = 9,81 k_6 f_{ст} M, \quad (9.10)$$

где k_6 – коэффициент, учитывающий угол постановки скребка;

$f_{ст}$ – коэффициент трения покоя;

M – масса тела волочения, кг.

Производительность бульдозерной навески можно рассчитать по формуле

$$Q = P n, \quad (9.11)$$

где P – грузоподъемность бульдозера, т;

n – число рабочих циклов погрузчика за 1 ч.

Ее можно также представить в виде

$$Q = \frac{V\rho\Psi_{\text{зап}} 360}{t_{\text{ц}}}, \quad (9.12)$$

где V – вместимость ковша, м³;

ρ – насыпная плотность навоза, т/м³;

$\Psi_{\text{зап}}$ – коэффициент заполнения ковша (обычно $\Psi_{\text{зап}} = 0,5 \dots 0,9$);

$t_{\text{ц}}$ – время цикла, включая время, затрачиваемое на зачерпывание груза, разворот трактора, переключение передач и выгрузку груза из ковша, с.

Масса тела волочения перед скребком будет зависеть от длины пути, ширины захвата агрегата и периодичности уборки навоза с площадок.

Мобильные средства сбора подстилочного навоза применяются как при привязном, так и беспривязном содержании. Для того чтобы избежать охлаждения помещений, делают въездные ворота вагонного типа и создают защитные воздушные завесы с забором воздуха из средней части помещения.

9.3. Гидравлические системы удаления навоза и основы расчета параметров оборудования

На животноводческих фермах для уборки навоза в помещениях применяются гидравлические системы удаления навоза.

Известны следующие гидравлические системы удаления навоза:

Самотечная система непрерывного действия (рис. 9.5) предназначена для удаления навоза из коровников при бесподстилочном содержании животных и основана на принципе самопередвижения смеси экскрементов. Система действует непрерывно, по мере поступления навозной массы через щели надканальных решеток и ее стекания через открытый конец канала. Движение навоза по каналам происходит под действием гравитационных сил (навоз сам течет по каналу под действием уклона).

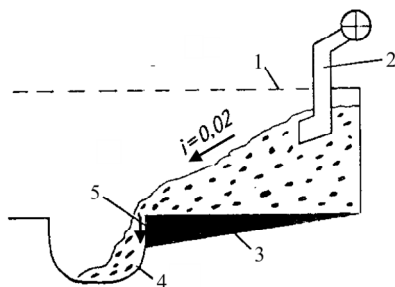


Рис. 9.5. Схема самотечной системы непрерывного действия:
 1 – решетчатый пол; 2 – система смыва;
 3 и 4 – продольный и поперечный каналы; 5 – порожек; 6 – шибер

Толщина слоя навоза по длине канала увеличивается в сторону, противоположную его движению. Навозная смесь располагается под определенным углом к дну канала. С помощью подпора, создаваемого разностью толщины слоя, возникает сила, которая перемещает навоз по каналу. Навозная смесь непрерывно вытекает из канала. Скорость потока смеси невелика (1...2 м/ч), и движение ее едва заметно.

Продольный навозоприемный канал самотечной системы удаления навоза (рис. 9.6) состоит из продольных навозоприемных каналов 3, перекрытых решетчатым полом 7, внутрифермской насосной станции (на рисунке не показана), смывного водопровода обратной воды 1 и магистрального коллектора 6.

В месте примыкания продольных каналов к поперечным делают порожек 4 высотой 100...150 мм. При пуске системы продольный канал предварительно заполняют водой из трубопровода 1 на высоту порожка.

Рабочий процесс самотечной системы непрерывного действия основан на самопередвижении смеси экскрементов, то есть использовании вязкопластичных свойств жидкого навоза. Система действует непрерывно по мере поступления навозной массы через щели надканальных решеток и ее стекания через открытый конец канала в общий поперечный коллектор 6. Толщина слоя навоза по длине канала увеличивается в сторону противоположную его движению. Под действием подпора, создаваемого разностью толщины слоя, возникает сила, перемещающая навоз вниз по каналу. Навозная

смесь непрерывно вытекает из канала с очень малой скоростью и ее движение едва заметно.

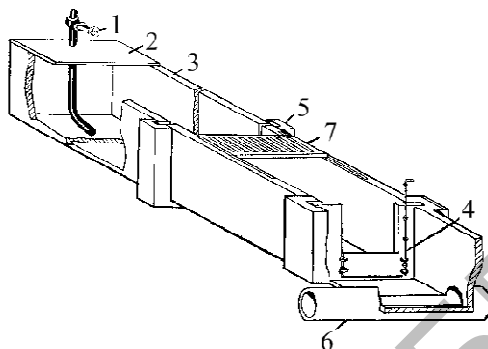


Рис. 9.6. Устройство продольного навозоприемного канала

самотечной системы удаления навоза непрерывного действия:

- 1 – смывной водопровод; 2 – плита; 3 – навозоприемный канал; 4 – порожек;
5 – муфта; 6 – магистральный коллектор; 7 – решетка

При использовании *лотковой самотечной системы* удаления навоза на каждый ряд станков или стоек предусматривается продольный канал с полукруглым дном $R = 150$ мм и шириной по верху 600...700 мм (для свиней) и 700...800 мм (для КРС).

Длина навозного канала

$$L_{\text{к}} = n_i m b + \Delta L, \quad (9.13)$$

где n_i – число животных, расположенных вдоль навозного канала;

b – ширина стойла, м;

ΔL – длина канала, выходящего за пределы стойла, м.

Минимальная глубина h_{min} (м) канала в головной части, которая требуется для нормального самосплава массы:

$$h_{\text{min}} = (h - z) + h_1 + h_2 + h_3, \quad (9.14)$$

где h – высота порожка, $h = 0,10...0,12$ м;

z – разность отметок начала и конца канала, $z = (0,005...0,006) L_{\text{к}}$, м;

h_1 – минимальная начальная глубина потока, при которой возможно движение вязко-пластичной массы навоза по каналу, $h_1 = 0,015 L_k$, м;

h_2 – толщина слоя жидкости над порожком (при влажности навоза 86...92 %, значение $h_2 = 0,05...0,10$ м);

h_3 – минимально допустимое расстояние от наивысшего уровня массы в начале канала до щелевого пола над каналом, $h_3 = 0,25...0,35$ м.

Объемный расход навозного канала

$$Q = 3600 F V_{cp}, \quad (9.15)$$

где F – площадь поперечного сечения слоя массы над порожком, м²;

V_{cp} – средняя скорость навозной массы в канале, $V_{cp} = (8,3...30) \times 10^{-3}$ м/с.

Площадь поперечного сечения канала

$$F = b h_2, \quad (9.16)$$

где b – ширина канала самотечной системы ($b = 0,8...1,2$), м.

Потребный объемный расход каналов

$$Q_n = q n_i / (\rho \tau), \quad (9.17)$$

где q – суточный выход жидкого навоза от одного животного (твердые, жидкие экскременты и вода для смыва), кг;

n_i – поголовье животных в животноводческом помещении;

ρ – плотность жидкого навоза, кг/м³;

τ – продолжительность работы линий гидроудаления навоза, ч.

Самосплавная система периодического действия (рис. 9.7) устроена аналогично системе непрерывного действия, но имеются отличия, в том числе:

– навозоприемный канал 3 выполнен с уклоном дна 0,005...0,007°.
Такой уклон принимают в целях обеспечения очистки (промывки)

канала. При большем уклоне дна канала жидкая часть экскрементов (моча) быстро бы стекала, а кал оставался в канале;

– в конце навозоприемного канала установлен дроссельный шибер 5;

– в конце навозоприемного канала установлена железобетонная перегородка 6 с целью предотвращения контакта между соседними навозоприемными каналами и устранения сквозняков, а также предотвращения попадания вредных газов в животноводческие помещения.

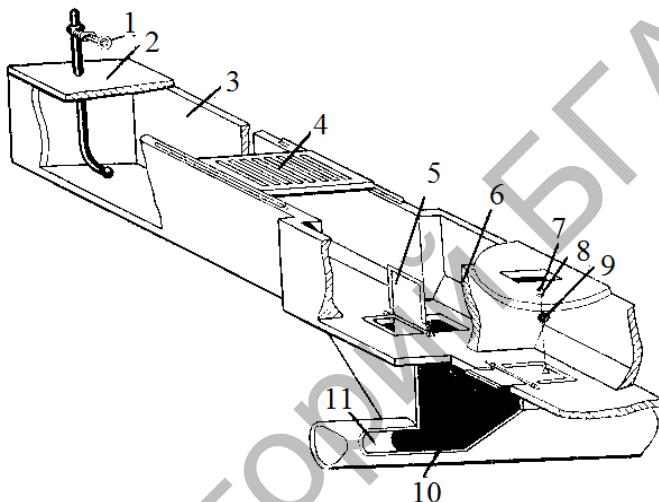


Рис. 9.7. Устройство навозоприемного канала самотечной системы удаления навоза периодического действия:

- 1 – смывной водопровод; 2 – плита; 3 – навозоприемный канал; 4 – решетка;
5 – шибер дроссельный; 6 – перегородка; 7 – скоба; 8 – ручка; 9 – кольцо;
10 – колодец сбросной; 11 – магистральный коллектор

Заслонку дроссельного шибера в вертикальное положение поднимают с помощью троса или тяги, а опускают под действием силы тяжести.

В рабочем процессе экскременты животных, проваливаясь через решетки 4, накапливаются в навозоприемных каналах 3 до уровня в головной его части согласно санитарным требованиям не менее 0,3 м до нижней поверхности решетчатого пола. Период накопления составляет 7...14 дней в зависимости от породы животных, кормового рациона и времени года.

Когда канал заполнен, открывают шибер и выпускают накопившийся навоз, тем самым запускается в действие самотечная система. Оставшийся в канале слой навоза на уровне порожка вытесняется поступающей в канал свежей навозной массой.

Для периодической очистки навозоприемных каналов от остатков навоза и осадка к началу их, как и при самотечной системе непрерывного действия, подводят в смывной водопровод оборотную воду.

Эта система эффективна для бесподстилочного навоза и требует минимальных затрат труда.

Основные недостатки этой системы – повышенный расход воды и значительное выделение сероводорода при спуске навозной массы, что ухудшает микроклимат.

Глубина навозных каналов зависит от высоты слоя навоза, при которой он начинает течь. Минимальную (начальную) глубину потока навоза, при которой возможно движение вязкопластической массы по каналу единичной ширины, можно определить по формуле

$$h_0 = \sqrt{2\tau_0 L_k / (\rho g)}, \quad (9.18)$$

где τ_0 – предельное напряжение сдвига, Па;

L_k – длина канала, м;

ρ – плотность навозной массы, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Начальная и конечная глубины самотечного канала (рис. 9.8):

$$H_{н.к} = \Delta h + h_0 + h_{сл} + h_{рез};$$

$$H_{к.к} = h_{пор} + h_{сл} + h_{рез} + h_0, \quad (9.19)$$

где Δh – превышение высоты порожка над дном канала в начальной его части, м, $\Delta h = h_{пор} - z$, здесь $h_{пор}$ – высота порожка, м. Обычно принимают $\Delta h = 0,05...0,10$ м;

z – разность отметок начала и конца канала, м;

$h_{сл}$ – толщина жидкого слоя над порожком, $h_{сл} = 0,05...0,10$ м;

$h_{рез}$ – резервная глубина канала, т. е. минимально допустимое расстояние от наивысшего уровня массы в начале канала до решетчатого пола ($h_{рез} = 0,3...0,35$ м).

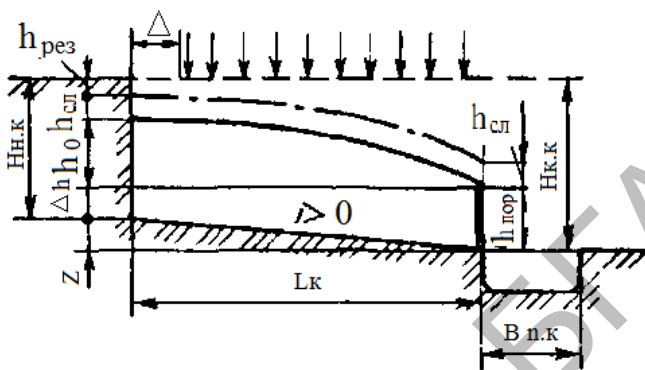


Рис. 9.8. Расчетная схема навозоуборочного канала

Система прямого гидросмыва навоза включает в себя продольные каналы с уклоном $0,007...0,010^\circ$ и поперечные – с уклоном $0,02...0,03^\circ$. За пределами животноводческих помещений и на участке до приемного резервуара поперечные каналы заменяют трубами.

Для удаления и транспортировки навозной массы техническая вода подается под давлением $0,2...0,3$ МПа. На один объем эксскрементов расходуется $6...10$ объемов воды. Движение навоза по каналу происходит под действием внешних (принудительных) сил (смыв навоза в канале потоком воды) (рис. 9.9).

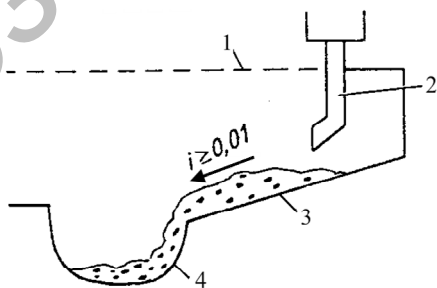


Рис. 9.9. Схема смывной системы непрерывного действия:

1 – решетчатый пол; 2 – система смыва; 3 и 4 – продольный и поперечный каналы

Метод гидросмыва имеет недостатки:

- большой расход воды;
- необходимость иметь очень крупные резервуары для разжиженного навоза;
- большая стоимость очистных сооружений.

Однако при таком способе можно достаточно быстро удалять навоз из животноводческих помещений, что практически в полной мере удовлетворяет зооветеринарным требованиям.

9.4. Технологические схемы транспортировки и хранения навоза, способы переработки

Для доставки навоза из животноводческих помещений в навозохранилища применяют:

1. Тракторные тележки, которые устанавливают в навозном тамбуре (навоз в тележку подают по наклонной ветви скребкового транспортера или скреперной установкой) и по мере наполнения отвозят к навозохранилищу, где и разгружают.

2. Ковшовые транспортеры. Для этого сооружают специальные утепленные навозосборники вместимостью до суточного выхода навозной массы, которая перегружается в транспортные средства планчатый транспортером или ковшовым навозопогрузчиком.

Стационарный *навозопогрузчик* состоит из рамы, ведущего и натяжного валов, цепей с ковшами, подвески и электропривода, расположенного на верхнем конце рамы погрузчика. При движении рабочей ветви снизу вверх ковши захватывают навозную массу и перемещаются. При переходе через верхние ведущие звездочки они опрокидываются и выгружают содержимое в транспортное средство. Наибольший угол наклона транспортера – 63° , скорость подачи – до $30 \text{ м}^3/\text{ч}$.

3. Пневматические установки. Жидкий навоз выгружается из навозосборников с помощью пневмотранспортной установки, вакуумированных цистерн шнекового насоса и др.

При использовании пневмоустановки можно механизировать процесс подачи навоза влажностью 85 % и выше в навозохранилище на расстояние до 500 м с полным исключением мобильных механизмов и ручного труда.

Навоз, поступающий от внутренних навозоуборочных транспортеров, попадает в навозосборник, который потом герметично закрывается. С помощью сжатого воздуха он подается через распределитель в навозопровод и далее в навозохранилище.

4. Скреперные. Скреперную установку можно использовать для транспортировки навоза, поступающего с навозоуборочных транспортеров, если навозохранилище расположено на расстоянии не более 50 метров от коровника.

5. Насосные станции. *Основные сборочные единицы:* поршневой насос, гидроприводная станция, навозопровод (трубопровод) и шкаф управления.

При работе установки навоз под воздействием собственной массы и вакуума, создаваемого насосом, поступает в рабочую камеру. После ее заполнения клапан перекрывает окно загрузочной воронки и открывает нагнетательный клапан навозопровода. Поршень насоса, совершая рабочий ход, выталкивает навоз из рабочего цилиндра по навозопроводу в хранилище. Навозопровод проложен под землей ниже уровня промерзания.

Заборная камера приводится в действие гидроцилиндром. При этом легко разрезаются соломистые материалы, за счет чего обеспечивается надежная транспортировка подстилочного навоза по трубопроводу. Для надежной работы установки влажность навоза должна быть не менее 76 %, а длина резки подстилочного материала – не более 10 см.

6. Самосплавные системы. Самотечная (самосплавная) система подачи навоза непосредственно в хранилища, расположенные на расстоянии более 100 м от животноводческих помещений, целесообразна лишь при благоприятном рельефе местности, обеспечивающем необходимый уклон навозопровода.

Фермы должны обязательно иметь навозохранилища. Беспорядочно хранящийся навоз может явиться источником загрязнения окружающей среды. Навозохранилища должны находиться не менее чем в 50 метрах от фермы. Они бывают котлованные и наземные. В районах с холодной продолжительной зимой навозохранилища делают закрытыми.

Для выбора навозохранилища необходимо знать годовой выход экскрементов по животноводческому объекту Q . Необходимый объем навозохранилища:

$$V_{\text{н-х}} = \frac{Q_{\text{год}}}{H_{\text{б}} \rho_{\text{экс}}}, \quad (9.20)$$

где $H_{\text{б}}$ – высота бурта навоза, $H_{\text{б}} = 1,5...2,5$ м.

На фермах с подстилочным содержанием животных и механической системой уборки навоза его влажность не превышает 75 %. Подстилочный навоз обеззараживают методом самонагревания в буртах. Подготовленный навоз весной и осенью вывозят на поля и с помощью разбрасывателей органических удобрений вносят в почву. Такая технология утилизации проста, не требует какой-либо дополнительной обработки навозной массы и не представляет опасности загрязнения и заражения окружающей среды.

В практике определяют два главных направления обработки жидкого навоза влажностью 90...98 % при использовании его как органического удобрения:

- обработка не разделенного на фракции навоза;
- разделение на жидкую и твердую фракции.

Неразделенный жидкий (полужидкий) навоз обрабатывают двумя способами – гомогенизацией и компостированием.

Технологический процесс гомогенизации бесподстилочного навоза заключается в следующем:

→ из животноводческих помещений навоз направляют на отделитель механических включений;

→ прошедший через отделитель навоз отводят в карантинные емкости, где выдерживают 6...7 суток для выявления инфекции. Карантинные емкости должны быть приспособлены для *дезинфекционной, химической или термической обработки навоза*. Число карантинных навозосборников должно быть не меньше двух. Вместимость каждого навозосборника равна десятидневному поступлению навоза – при двух, пятидневному – при четырех навозосборниках. При таких условиях достигаются семидневный карантинный срок выдержки навоза и дополнительный резерв на проведение в случае необходимости дезинфицирующей обработки навоза. В случае обнаружения в навозе, который находится в карантинных емкостях, возбудителей особо опасных заболеваний его рекомендуется обеззараживать следующими способами:

– *химическим*. К химическим веществам, которыми можно обеззараживать навоз, относятся формальдегид, аммиак, хлор, гипохлорит натрия;

– *биологическим*. Из биологических методов обеззараживания жидкого навоза эффективны интенсивное окисление и термофильное сбраживание в метантанках;

– *термическим*. При термофильном сбраживании наряду с обеззараживанием навозной массы получают ценное органическое удобрение.

Обеззараженный навоз подают насосами в хранилища-гомогенизаторы, где его выдерживают в течение 6...7 месяцев для дегельминтизации и периодически гомогенизируют с целью дезодорации и исключения образования на дне плотного осадка.

После выдерживания в хранилищах-гомогенизаторах навоз выгружают из них и используют в качестве органических удобрений.

Один из наиболее перспективных и экономичных методов обработки, хранения и обеззараживания навоза – его компостирование. По удобрительным свойствам компосты не уступают навозу, а некоторые из них (например, торфонавозные с фосфоритной мукой) превосходят его. В результате компостирования навозная масса становится сыпучей, что дает возможность полностью механизировать все процессы, связанные с погрузкой, транспортировкой и внесением компоста на поля серийно выпускаемыми средствами.

Для компостирования используют твердый навоз (при подстилочном содержании скота) влажностью около 65 %, жидкий неразделенный навоз влажностью 90...92 % и твердую фракцию после разделения навоза влажностью до 75 %. Исходными материалами для приготовления компостов служат торф, навоз, резаная солома, навозная жижа, древесная листва и др.

Компосты готовят следующим образом. Из мест складирования компостируемый материал доставляют на накопительную площадку. Перед подачей навоза компостируемый материал равномерно распределяют по площади секции в количестве, необходимом для получения смеси нужной влажности и выдерживают его в течение шести суток для выявления инфекции.

Неинфицированный или обеззараженный навоз тщательно перемешивают с компостируемым материалом путем многократного уплотнения и перемещения бульдозером. Влажность смеси не

должна превышать 70...75 %, так как при большем ее значении невозможно надежное биотермическое обеззараживание.

В процессе компостирования навоза с торфом и соломой в органической массе создается температура до 65 °С, что обеспечивает обеззараживание большинства видов патогенной микрофлоры, уничтожение яиц гельминтов и потерю всхожести семян сорных трав. В органической массе повышается содержание доступных растениям элементов питания (азота, фосфора, калия и др.).

Другим методом обработки, хранения и обеззараживания бесподстилочного навоза является *разделение его на жидкую и твердую фракции*. При этом сокращаются затраты на хранение, так как твердую фракцию складывают на площадках с твердым покрытием и через 2...3 месяца используют в качестве удобрения.

Для хранения жидкой фракции можно использовать хранилища, которые нет необходимости оборудовать перемешивающими устройствами.

9.5. Способы разделения навоза на фракции и расчет линии удаления и утилизации навоза

Жидкий навоз разделяют на фракции фильтровальными и флотационными установками.

Разделение фильтровальными установками – принудительное фильтрование через пористую перегородку, способную задерживать взвешенные частицы и пропускать жидкость. Фильтрование происходит под действием сил:

- механических (гравитационных, инерционных и поверхностных сил давления);
- гравитационных (в барабанных ситах), инерционных (в виброгрохотах, виброфильтрах, центрифугах);
- поверхностных (в фильтр-прессах и вакуум-фильтрах).

Для разделения навоза на фракции используются *инерционные наклонные грохоты*. Достоинства таких грохотов – простота устройства и эксплуатации, высокая надежность при выполнении технологического процесса. Конструкции грохотов принципиально одинаковы. Они состоят из короба с фильтровальными перегородками, инерционного вибратора, пружинных опор и привода.

Работает грохот следующим образом. Жидкий навоз по лотку подается на верхнее сито. При этом обеспечивается равномерное распределение навозной массы по всей ширине фильтровальной перегородки. Здесь выделяются грубые механические включения, которые направляются в отвал. Очищенный от грубых включений навоз попадает на нижнее сито, где фильтруется, жидкая фракция стекает в поддон и отводится на дальнейшую обработку.

Разделение осадительными и флотационными установками, основанное на расслоении путем осаждения взвешенных твердых частиц под действием силового поля или отделения их в виде осадка от жидкости. Осаждение происходит в гравитационном и инерционном полях механических сил.

Гравитационный способ разделения жидкого навоза на фракции (отстаивание) основан на выпадении в осадок твердых частиц под действием силы тяжести. Для этого используют различные отстойники: вертикальные, горизонтальные, радиальные.

В процессе осаждения под действием инерционных сил, в частности центробежных, применяют осадительные центрифуги и другие установки.

Вертикальные отстойники непрерывного действия предназначены для разделения жидкого (не менее 96,5 %) навоза в потоке. Они служат для выделения тонкодисперсных частиц из фильтрата, получаемого при машинном фракционировании навоза с помощью вибросит, виброгрохотов, дуговых сит, фильтрующих центрифуг и др.

Преимущества вертикальных отстойников – просты по устройству и удобны в эксплуатации; требуют меньшей площади для размещения; обеспечивают высокий эффект разделения (осветления).

Горизонтальные отстойники-накопители периодического действия имеют прямоугольную форму размерами по дну 100×25 м и глубиной до 2 м. По дну отстойников в продольном направлении уложен дренаж из перфорированных чугунных (стальных) труб с отверстиями диаметром 16 мм, расположенными в шахматном порядке через 150 мм. Трубы засыпают крупным гравием. Каждая дренажная линия на выходе заканчивается задвижкой, расположенной в колодце и открывающейся после заполнения (накопления) отстойника твердой фракцией навоза. В торце отстойников размещены шандорные затворы для выпуска осветленной жидкости.

Отстойник заполняется навозом влажностью 90...92 % в течение 30...45 дней. Подсушка (обезвоживание до влажности 75 %), во время которой работает дренаж, заканчивается через 45...60 дней.

Выгружают подсушенную твердую фракцию навоза за 30...40 дней. Гравий из траншеи выгружают с помощью экскаватора со специальным ковшом и промывают на специальной установке.

Для подачи жидкого навоза в отстойники применяют насосы. На выгрузке осадка из радиальных и горизонтальных отстойников используют фекальные насосы.

Радиальные отстойники в технологических линиях обработки жидкого навоза применяют в качестве вторичных отстойников для разделения иловой смеси, полученной в процессе биологической обработки жидкой фракции в аэротанках, а также для осветления жидкой фракции.

Достоинства радиальных отстойников – небольшая глубина, обеспечение высокого качества осветления. Недостаток – образующийся в радиальном отстойнике осадок характеризуется высокой влажностью. К недостаткам радиальных отстойников-сгустителей относятся громоздкость и большая капиталоемкость. Поэтому машинные методы осаждения взвешенных частиц в практике предпочтительнее.

Подсчитывают суточный выход навоза на ферме по формуле

$$G_{\text{сут}} = n_i (q_n + q_m + q_v + q_{\text{п}}), \quad (9.21)$$

где n_i – количество животных на ферме, гол.;

q_n – среднесуточное выделение твердых экскрементов одним животным, кг;

q_m – среднесуточное выделение жидких экскрементов одним животным, кг;

q_v – среднесуточный расход воды на смыв навоза на одного животного, кг;

$q_{\text{п}}$ – среднесуточная норма подстилки на одного животного, кг.

Годовой выход навоза (т)

$$G_{\text{год}} = 1/1000 (G_{\text{сут}} \tau_{\text{ст}}), \quad (9.22)$$

где $\tau_{\text{ст}}$ – продолжительность стойлового периода.

Зная суточный выход навоза на ферме от всего поголовья и продолжительность его хранения, определяют площадь навозохранилища:

$$F_x = (G_{\text{сут}} D_{\text{хр}} / \rho) / h, \quad (9.23)$$

где F_x – площадь навозохранилища, м²;

h – высота укладки навоза, $h = 1,5 \dots 2,5$ м;

$G_{\text{сут}}$ – суточный выход навоза на ферме от всего поголовья, кг;

$D_{\text{хр}}$ – продолжительность хранения навоза в навозохранилище, сут;

ρ – плотность навоза, т/м³.

9.6. Расчет параметров цепочно-скребкового транспортера для уборки навоза в животноводческих помещениях

Так как рассчитываемый транспортер предназначен для уборки навоза, то необходимо определить, исходя из заданного поголовья животных, его суточный выход.

Суточный выход навоза можно определить по формуле

$$Q_{\text{сут}} = \sum_{i=1}^n g_i \cdot m_i, \quad (9.24)$$

где g_i – выход навоза от 1 головы, кг. При ориентировочных расчетах массу экскрементов можно считать равной у молочных коров в среднем 8 % от массы животного;

m_i – количество животных в данном помещении, гол.

Убираемая масса навоза за один цикл

$$Q_{\text{р.м}} = \frac{Q_{\text{сут}}}{T_{\text{ц}}}. \quad (9.25)$$

где $T_{\text{ц}}$ – время цикла уборки, мин.

Производительность скребкового конвейера в основном зависит от поперечных размеров желоба и скорости движения скребков.

Ширина и высота желоба являются основными параметрами, определяющими производительность скребкового конвейера. Сечение желоба принимается прямоугольной формы.

Ширина желоба для обеспечения производительности определяется по формуле

$$B_{\text{ж}} = \sqrt{\frac{Q_{\text{р.м}}}{3600\psi\rho u}}, \quad (9.26)$$

где ψ – коэффициент заполнения желоба (среднее значение $\psi = 0,8$);
 ρ – плотность навоза. Среднее значение $\rho = 740 \text{ кг/м}^3$;
 u – средняя скорость транспортера, м/с.

Высота желоба (м) определяется по формуле

$$h_{\text{ж}} = B_{\text{ж}} / k_h, \quad (9.27)$$

где k_h – коэффициент высоты желоба, $k_h = 2,4...4,5$.

Окончательное значение $h_{\text{ж}}$ выбирается из нормального ряда 100, 125, 160, 200, 250, 320 мм.

Ширина (м) скребка

$$B_c = B_{\text{ж}} - 2\Delta, \quad (9.28)$$

где Δ – зазор между желобом и скребком, $\Delta = 0,005...0,011 \text{ м}$.

Высота скребка (м) при консольном креплении

$$h_c = h_{\text{ж}} + (0,03...0,05). \quad (9.29)$$

Соппротивление, возникающее при перемещении навоза в желобе, определяем по формуле

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4, \quad (9.30)$$

где P_1 – сопротивление от трения навоза о дно канавки, Н;

P_2 – боковое сопротивление от трения навоза о боковые стенки канавки, Н;

P_3 – сопротивление перемещению транспортера на холостом ходу, Н;

P_4 – сопротивление движению от заклинивания навоза между скребками и канавкой, Н;

Сопротивление от трения навоза о дно канавки определяется по формуле

$$P_1 = Q_{p,m} f g, \quad (9.31)$$

где $Q_{p,m}$ – масса навоза в желобе транспортера перед каждым его включением, кг;

f – коэффициент трения покоя навоза о поверхность канавки, $f = 0,99$;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Боковое сопротивление от трения навоза о боковые стенки канавки

$$P_2 = N_6 f, \quad (9.32)$$

где N_6 – нормальное давление на боковую стенку канавки, Н:

$$N_6 = (0,3...0,4) Q_{p,m} g. \quad (9.33)$$

Сопротивление перемещению транспортера на холостом ходу

$$P_3 = q_t L f g, \quad (9.34)$$

где q_t – масса одного погонного метра транспортера, $q_t = 12 \text{ кг}$;

L – длина цепи транспортера, $L = 160 \text{ м}$;

f – коэффициент трения, $f = 0,4...0,5$.

Сопrotивление движению от заклинивания навоза между скребками и канавкой, Н:

$$P_4 = W a_c, \quad (9.35)$$

где a_c – шаг скребков, м.

Шаг скребков принимают больше или равным длине тела волочения:

$$a_c = l_B = h_T \left[\frac{0,5B_{ж}}{n_6 (f_1 + \sin\beta)(B_{ж} + h n_6)} + \frac{0,67}{\operatorname{tg}(\alpha_n + \beta)} \right], \quad (9.36)$$

где h_T – высота тела волочения, $h_T = (0,7 \dots 0,8) h_{ж}$, м;

$h_{ж}$ – высота желоба, м;

$B_{ж}$ – ширина желоба, м;

n_6 – коэффициент бокового давления

$$n_6 = \frac{k_c (1,2 + v)}{1 + 2f^2}, \quad (9.37)$$

где k_c – коэффициент стационарности, $k_c = 1$ для стационарных конвейеров;

v – средняя скорость транспортера, м/с;

f – коэффициент трения;

α_n – угол естественного откоса насыпного груза, $\alpha_n = 45^\circ$;

β – угол наклона конвейера к горизонту, $\beta = 0$;

W – сопротивление одного скребка, Н; для соломистого навоза $W = 15$ Н, а для экскрементов и торфяного навоза $W = 30$ Н.

Окончательно шаг скребков принимают *кратным шагу цепи*.

Подставив полученные значения формул 9.31, 9.32, 9.34, 9.35 в уравнение 9.30, определим сопротивление, возникающее при перемещении навоза в желобе.

Производительность горизонтального транспортера:

$$Q_{\text{тр}} = b_c h_c v \rho \varphi_n, \quad (9.38)$$

где b_c, h_c – соответственно длина и высота скребка, м;
 v – средняя скорость транспортера, м/с;
 ρ – плотность навоза, кг/м³;
 φ_n – коэффициент заполнения межскребкового пространства,
 $\varphi_n = 0,75 \dots 0,90$.

Продолжительность работы транспортера за сутки

$$\tau_p = \frac{Q_{\text{сут}}}{Q_{\text{тр}}}, \quad (9.39)$$

где $Q_{\text{сут}}$ – суточный выход навоза, кг.

Типоразмер цепи определяется по разрушающей нагрузке, зависящей от расчетной нагрузки, действующей на цепь.

Для определения расчетной нагрузки необходимо определить ряд параметров. Линейная сила тяжести (Н/м) насыпного груза

$$q_r = \frac{g Q_{\text{тр}}}{3,6v}, \quad (9.40)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;
 $Q_{\text{тр}}$ – производительность транспортера, т/ч;
 v – средняя скорость транспортера, м/с.

Линейная сила тяжести (Н/м) ходовой части

$$q_o = K_q q_r, \quad (9.41)$$

где $K_q = 0,5 \dots 0,6$ для одноцепных конвейеров и $K_q = 0,6 \dots 0,8$ для двухцепных конвейеров (большие значения принимают при меньшей производительности конвейеров).

Усредненная высота слоя груза в желобе. Усредненную высоту слоя груза в желобе можно приближенно принимать равной

$$h = 0,5 h_{\text{ж}}, \quad (9.42)$$

где $h_{\text{ж}}$ – высота желоба, м.

Коэффициент сопротивления движению груза по желобу равен

$$w_{\text{ж}} = f \left(1 + \frac{n_{\text{б}} h}{B_{\text{ж}}} \right), \quad (9.43)$$

где $n_{\text{б}}$ – коэффициент бокового давления;
 f – коэффициент внутреннего трения груза.

Сила тяжести тела волочения G_i определяется по формуле

$$G_i = \frac{g Q_{\text{тп}} a_c}{3,6v}. \quad (9.44)$$

Минимальное натяжение тягового элемента при верхнем креплении скребка к цепям определяется по формуле

$$S_{\text{min}} = \frac{G_i w_{\text{ж}} h_c}{T_{\text{ц}}^2 \text{tg} \delta_c}, \quad (9.45)$$

где δ_c – допустимый угол наклона скребка от вертикали, принимается в пределах $2...3^\circ$.

Максимальное натяжение (Н) тягового органа

$$S_{\text{max}} \approx S_{\text{min}} + q_{\text{г}} (w_0 L_{\text{г}} + H) + q_0 (H - L_{\text{г}} w), \quad (9.46)$$

где w_0 – обобщенный коэффициент сопротивления перемещению тягового элемента;

$L_{\text{г}}$ – длина конвейера, м;

H – высота подъема груза, м.

При $H < L_r w_0$ последний член формулы принимают равным нулю.
 Масса груза, находящегося на конвейере:

$$m_r = \frac{q_r L}{g}. \quad (9.47)$$

Масса ходовой части конвейера

$$m_x = \frac{2Lq_0}{g}. \quad (9.48)$$

Динамическое натяжение тяговой цепи

$$S_{\text{дин}} = K_{\text{И}} \left(\frac{2\pi v}{z_{\text{зв}}} \right)^2 \frac{k' m_r + k'' m_x}{t_{\text{ц}}}, \quad (9.49)$$

где $K_{\text{И}}$ – коэффициент, учитывающий интерференцию упругих волн ($K_{\text{И}} = 0,75 \dots 1,5$);

k' – коэффициент участия в колебательном процессе массы перемещаемого груза ($k' = 0,3 \dots 0,5$);

k'' – коэффициент участия в колебательном процессе массы ходовой части конвейера.

Расчетная нагрузка (Н), действующая на цепь:

$$S_{\text{расс}} = k_{\text{н}} (S_{\text{мах}} + S_{\text{дин}}), \quad (9.50)$$

где $k_{\text{н}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между цепями ($k_{\text{н}} = 1$ – для одноцепных конвейеров, $k_{\text{н}} = 0,55 \dots 0,62$ – для двухцепных);

$S_{\text{мах}}$ – максимальная нагрузка в тяговом элементе, Н;

$S_{\text{дин}}$ – динамическая нагрузка, Н.

Типоразмер цепи определяется по разрушающей нагрузке, зависящей от расчетной нагрузки, действующей на цепь:

$$S_{\text{раз}} = k_{\text{пр}} S_{\text{расч}}, \quad (9.51)$$

где $k_{\text{пр}}$ – коэффициент запаса прочности, $n = 8 \dots 10$.

По значению разрывной нагрузки $S_{\text{раз}}$ выбирают типоразмер цепи.

Мощность электродвигателя привода скребкового конвейера (кВт) определяется по формуле

$$N = \frac{P \nu k_3}{\eta_{\text{пм}}}, \quad (9.52)$$

где P – сопротивление, возникающее при перемещении навоза в желобе, Н;

k_3 – коэффициент запаса ($k_3 = 1,15 \dots 1,25$);

$\eta_{\text{пм}}$ – КПД привода ($\eta_{\text{пм}} = 0,85$).

В приводных станциях скребковых конвейеров используются трехфазные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором. Двигатель выбирается из справочной литературы.

Глава 10

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДОЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ЖИВОТНЫХ

10.1. Способы доения коров и устройство доильной установки

Процесс доения коров – это извлечение молока из сосков способом ручного выжимания или машинного доения.

Ручное доение имеет сходство с естественной отдачей молока при сосании теленком, при нем почти не травмируются соски вымени и остается фаза отдыха, а заболевания маститом не превышают 2,0...3,5 %. При ручном доении не требуются специальных приспособлений и оно является более щадящим по сравнению с машинным способом. Его применяют в личных подсобных хозяйствах, а также в регионах, где много коров, не отвечающих требованиям машинного доения.

Отрицательной стороной ручного доения являются низкая производительность труда и большая трудоемкость.

Машинное доение облегчает труд, значительно повышает его производительность и способствует улучшению санитарного качества молока. В этом случае используются специальные установки для доения животных. При этом один оператор имеет возможность одновременного отведения молока от нескольких коров, что облегчает условия труда.

Негативным для машинного доения является заболеваемость коров маститом (до 30 %), что обусловлено, в первую очередь, слабой отселекционированностью коров к технологии механизированного доения из-за несоответствия параметров вымени.

В зависимости от принятой системы организации машинного доения коров применяют доильные установки различных типов (рис. 10.1).

Доильная установка должна быть: простой в изготовлении и обслуживании, надежной в работе, не должна требовать ручной регулировки в процессе доения, должна обеспечивать возможность удобного визуального контроля за истечением молока из вымени.

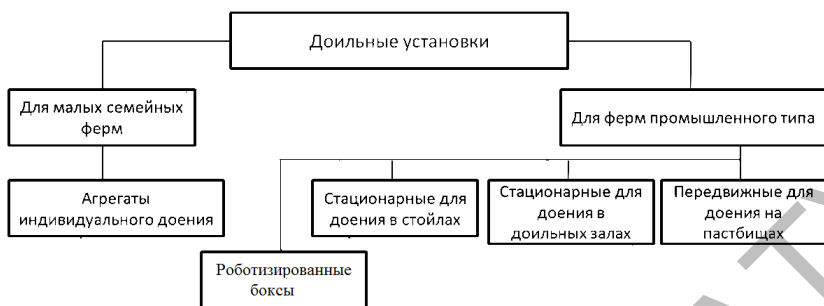


Рис. 10.1. Классификация доильных установок

В состав доильной машины (рис. 10.2) входят: вакуумная установка, включающая вакуумный насос 14 с электродвигателем и предохранителем 13; вакуум-баллон 12; вакуум-провод 9 с вакуумметром 11 и вакуум-регулятором 10; доильные аппараты, подключаемые к вакуумной линии через вакуумные краны 5, 6.

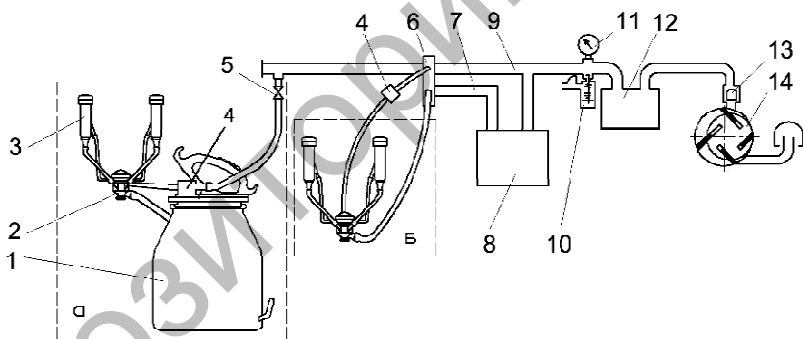


Рис. 10.2. Технологическая схема доильной установки:

а – доильный аппарат для доения в ведро;

б – доильный аппарат для доения в молокопровод;

1 – доильное ведро; 2 – коллектор; 3 – доильный стакан; 4 – пульсатор;

5 – вакуумный кран; 6 – соединительный кран для доения в молокопровод;

7 – молокопровод; 8 – молокоприемник; 9 – вакуум-провод;

10 – вакуум-регулятор; 11 – вакуумметр; 12 – вакуум-баллон;

13 – предохранитель; 14 – вакуумный насос

Молоко собирают в доильное ведро 1 или в молокопровод 7.

Технологический процесс работы доильной установки происходит следующим образом. Создаваемое вакуум-насосом 14 разрежение распространяется через вакуум-баллон 12 по вакуум-проводу 9 в доильные аппараты, обеспечивающие процесс доения и сбора молока в доильном ведре 1 или в молокопровод 7, по которому воздушным потоком транспортируется в молокоприемник 8.

Основными контролируемыми параметрами при работе доильных установок являются: производительность вакуумных агрегатов или станций должна быть не менее 30...45 м³/ч; уровень вакуума должен соответствовать номинальному рабочему вакууму используемых доильных аппаратов (45, 46, 48, 50 кПа); оптимальным считается превышение вакуума в молокопроводе на 1...2 кПа над соответствующими значениями в вакуум-проводе. Допустимо равенство.

10.2. Доильные аппараты, их устройство и рабочий процесс

Основным исполнительным рабочим органом доильной установки, служащим для извлечения молока из вымени коровы и сбора его в емкость или молокопровод, является *доильный аппарат*. Он состоит из четырех доильных стаканов 5, коллектора 6, пульсатора 1, шлангов и объединяющих их патрубков 2, 3 и действует за счет разрежения, создаваемого вакуумным насосом в вакуум-проводе (магистральном трубопроводе) (рис. 10.3).

К доильным аппаратам предъявляются следующие требования: доильный аппарат должен не подвергать соски животного чрезмерному сжатию; не вызывать раздражения у животного; создавать вакуум и обеспечивать продолжительность такта сосания в соответствии с внутривыменным давлением и скоростью молокоотдачи; доильные стаканы не должны наползать на вымя и не пережимать верхнее устье соскового канала, удерживаться на вымени без применения специального приспособления.

Период времени, в течение которого осуществляется физиологически однородное воздействие машины на животное, *называется тактом*, а период времени, в течение которого реализуется совокупность различных тактов, называется *циклом* или *пульсом* рабочего процесса доения.

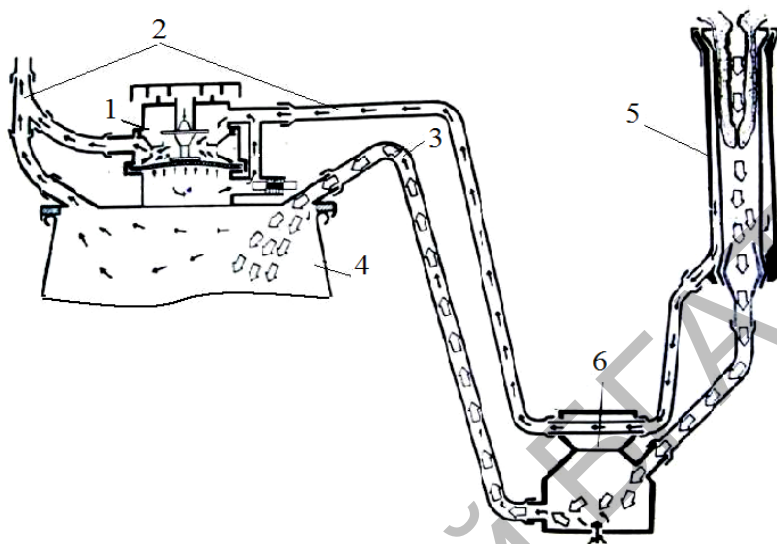


Рис. 10.3. Схема доильного аппарата:

1 – пульсатор; 2 – вакуум-провод; 3 – молочный шланг;
4 – доильное ведро или молокопровод; 5 – доильный стакан; 6 – коллектор

По *принципу действия* аппараты бывают двухтактные и трехтактные.

Двухтактный доильный аппарат осуществляет доение в два такта: сосание (67 %) и сжатие (33 %). В двухтактных аппаратах внутри доильных стаканов (под сосками коров) при доении всегда сохраняется вакуум.

Достоинством двухтактных доильных аппаратов является то, что они быстрее выдаивают коров, доильные стаканы лучше держатся на сосках вымени.

Однако быстрое опорожнение молочной цистерны и распространение вакуума на внутреннюю область соска и в полость вымени может послужить причиной воспалительных явлений (мастит).

Такие аппараты требуют более высокой квалификации дояров и строгого соблюдения правил машинного доения.

Трехтактный доильный аппарат осуществляет доение в три такта: сосание, сжатие и отдых.

В конце такта сжатия истечения молока не происходит, сосок отдыхает, и в нем восстанавливается нормальное кровообращение. Происходит такт отдыха.

Самый длительный такт сосания – 64 %, такт сжатия – 14 %, такт отдыха – 22 %.

Трехтактный режим работы в большей степени отвечает физиологическим особенностям животного, нежели двухтактные.

К недостаткам этих аппаратов относится несколько меньшая скорость выдаивания (по сравнению с двухтактными аппаратами).

Разработаны **четырёхтактные** доильные машины, в которых осуществляется следующая последовательность тактов: сжатие–сосание–сжатие–отдых.

Разработанный фирмой *Alfa-Laval* доильный аппарат «Дуовак 300» позволяет стимулировать вымя коровы с целью ослабления сдерживающих рефлексов животного (рис. 10.4, а).

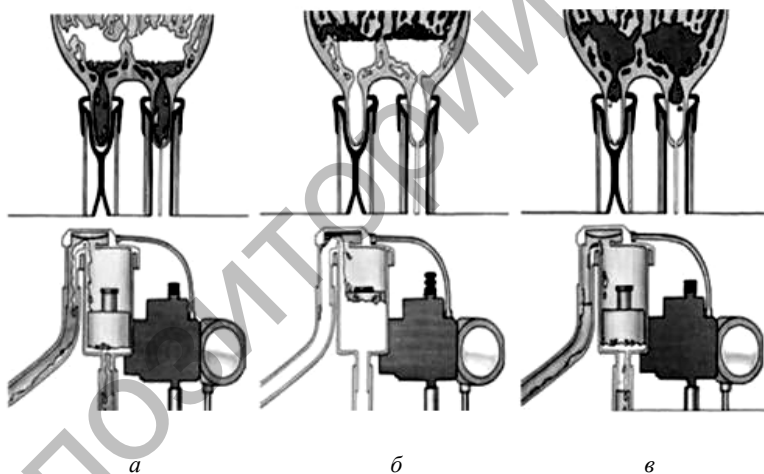


Рис. 10.4. Схема работы доильного аппарата «Дуовак 300»:
а – стимулирование; б – доение; в – додаивание

Эта функция выполняется автоматически. Доильный аппарат работает на низком вакууме (250 мм рт. ст.) и с медленной пульсацией (48 пульсаций в минуту). При этом происходит мягкий массаж сосков.

Когда струя молока достигает определенной силы (рис. 10.4, б), аппарат автоматически переходит к фазе доения. При этом осуществляется быстрое выдаивание молока при вакууме 380 мм. рт. ст. и частоте пульсаций, равной 60 пульсаций в минуту. Доение продолжается лишь пока струя молока соответствует заданному уровню.

При уменьшении потока молока ниже заданного уровня (рис. 10.4, в) аппарат автоматически переходит в фазу низкого уровня вакуума и медленной пульсации, приблизительно через 20 с. При низком вакууме и медленной частоте пульсаций в фазе додаивания соски вымени предохраняются от передаивания.

10.2.1. Назначение и схемы работы доильного стакана

Исполнительным органом доильного аппарата служит доильный стакан, который одевается на сосок вымени. Он может быть одно- или двухкамерным.

Однокамерный доильный стакан (рис. 10.5) имеет конусообразную форму. Стенки 1 сделаны из твердого материала (часто прозрачного). В верхней части стакана находится резиновый колпак 2, предназначенный для лучшего присасывания стакана к соску.

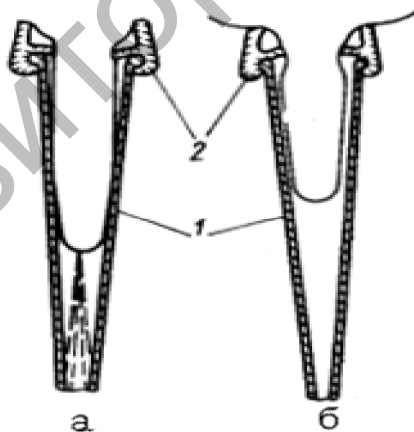


Рис. 10.5. Принцип действия однокамерного доильного стакана:

а – такт сосания; б – такт отдыха;
1 – стенка стакана; 2 – резиновый колпак

Однокамерный доильный стакан работает следующим образом. Во время первого такта из него откачивается воздух пока разрежение под соском не достигнет 40...45 см. рт. ст. (рис. 10.5, а). Такая разность давлений действует примерно 0,5 с. Сосок вытягивается, конец его упирается в конус стакана, сфинктер соска открывается, и молоко вытекает. Номинальная разность давлений при этом действует только на кончик соска, а стенки его подвергаются воздействию меньшего разрежения, так как кончик соска успевает упереться в конус еще до того, как образуется номинальная разность давлений, и препятствует отсасыванию воздуха из верхней части стакана.

Во время второго такта в стакан впускается воздух и давление в нем повышается до атмосферного (рис. 10.5, б). Сосок при этом укорачивается, вытекание молока из него прерывается, и в соске восстанавливается кровообращение, несколько нарушенное во время действия разрежения.

Первый такт называется тактом сосания, второй – тактом отдыха. Такт сосания и такт отдыха составляют пульсационный цикл. Число пульсаций у различных доильных машин с однокамерными стаканами находится в пределах 30...60 в минуту.

Достоинства однокамерного доильного стакана: при правильном соответствии размеров стаканов размерам сосков не оказывает неблагоприятного физиологического воздействия на соски коровы, не нарушает в них кровообращения; очень прост и надежен в работе, так как не имеет быстро изнашивающейся сосковой резины.

Недостатки однокамерного доильного стакана: не всегда обеспечивается чистое выдаивание, так как сфинктер соска при такте сосания в некоторых случаях не может открываться полностью из-за сжатия его с боков при слишком сильном засасывании в конусообразный стакан, вследствие чего у некоторых коров наблюдается нечистое выдаивание (большой ручной додой); необходимо иметь несколько комплектов доильных стаканов различного размера к каждому доильному аппарату, чтобы охватить машинным доением коров, имеющих соски разных размеров.

Чтобы устранить недостатки однокамерного доильного стакана, резиновые присоски на их верхнем конце были сделаны гофрированными (рис. 10.6).

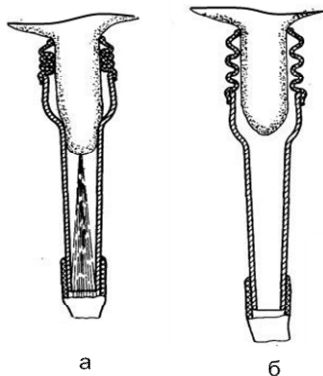


Рис. 10.6. Однокамерный доильный стакан с гофрированным присоском:
а – такт сосания; *б* – такт отдыха

Гофрированный присосок во время такта сосания сокращается по длине, приближая конец соска к конусной части доильного стакана, и отсасывание происходит нормально.

При такте отдыха присосок удлиняется и конец соска поднимается вверх на значительное расстояние (2...4 см), удаляясь от конусной части доильного стакана. Таким образом, засасывание кончика соска в конусную часть стакана становится периодическим, что и обеспечивает более надежное и быстрое выдаивание коров.

Кроме того, периодическое сокращение длины присоска во время такта сосания вызывает периодическое поднимание и опускание доильных стаканов вместе с коллектором, ограничивая наполнение стаканов на соски и обеспечивая более чистое выдаивание.

Периодическое поднимание и опускание доильных стаканов вызывает также стимулирование отдачи молока, что позволяет сократить затраты труда на массаж вымени и увеличить продуктивность коров. Необходимость применения нескольких комплектов доильных стаканов при этом отпадает. Такие присоски пригодны для использования с любыми однокамерными доильными стаканами конической формы.

Наиболее распространенными являются **двухкамерные доильные стаканы**, состоящие (рис. 10.7) из гильзы 1, изготовленной из твердого материала и сосковой резины 2 с присосками 3, вакуумного б и молочного 7 шлангов.

Гильза 1 и сосковая резина 2 образуют две камеры – под соском подсосовую камеру 4 и между стенками гильзы 1 и сосковой резиной 2 – межстенная камера 3.

Подсосовая камера 5 соединена с коллектором, а межстенное пространство 4 через вакуумный патрубкок 4 с пульсатором.

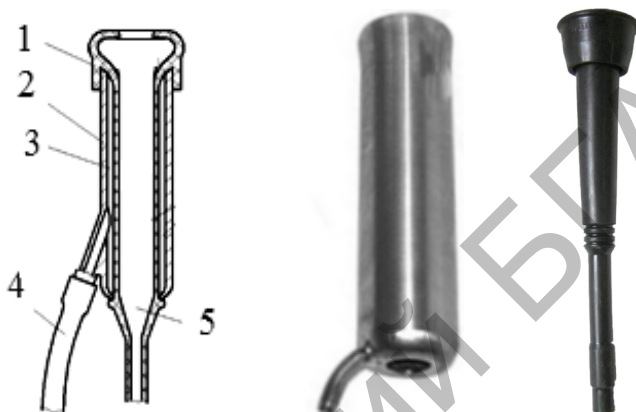


Рис. 10.7. Устройство двухкамерного доильного стакана:
1 – сосковая резина; 2 – гильза; 3 – межстенная камера;
4 – вакуумный шланг; 5 – подсосовая камера

При *такте сосания* (рис. 10.8) в подсосовой камере 4 и межстенном пространстве 5 создается вакуум. Под действием одинаковых распределенных усилий вакуума сосковая резина 2 занимает уравновешенное положение в гильзе 1. В соске действует сила вакуума, которая в совокупности с действующим внутривыменным давлением осуществляет процесс доения – *такт сосания* и молоко выпрыскивается в подсосовую камеру 4 и далее стекает в коллектор, отсюда по молочному шлангу в доильное ведро или молокопровод.

Через некоторое время в межстенной камере 5 действие разрежения прекращается, и давление в ней повышается до атмосферного, а в подсосовой камере 4 сохраняется вакуум. Вследствие разности давлений в камерах стакана сосковая резина сжимается, сфинктер соска закрывается, истечение молока прекращается. Происходит *такт сжатия*. На этом рабочий цикл заканчивается; за тактом сжатия снова следует такт сосания.

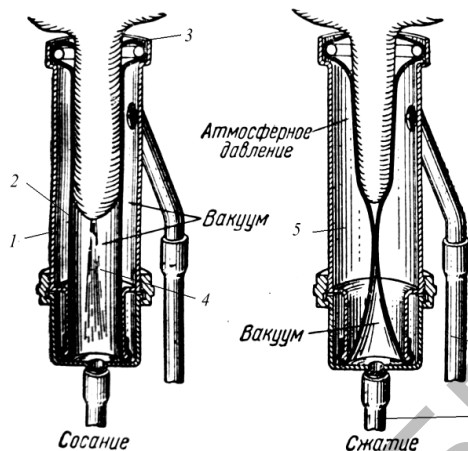


Рис. 10.8. Схема работы доильного стакана по тактам

Оба такта совместно составляют одну пульсацию. Причем такт сосания длится около $2/3$ длительности пульсации. Соответственно, такт сжатия составляет $1/3$ пульсации. Современные доильные аппараты работают в режиме 67 ± 5 пульсаций в минуту. На этом в двухтактных доильных машинах цикл заканчивается и начинается новый.

В *трехтактных* доильных машинах к перечисленным тактам добавляется третий – *такт отдыха*, когда в обеих камерах образуется атмосферное давление (рис. 10.9).

Длительность такта сосания при этом осталась без изменения, а длительность такта сжатия доведена до $10 \dots 15\%$ длительности пульсационного цикла.

Такт отдыха осуществляется путем впуска воздуха внутрь сосковой резины доильного стакана (под сосок).

Характерные особенности трехтактной доильной машины по сравнению с двухтактной: во время доения соски меньше удлиняются и в них не нарушается кровообращение; сведена к минимуму возможность наползания доильных стаканов на соски и вымя коровы; допускается передержка доильных аппаратов на сосках коров после полного их выдаивания без вреда для животных; можно выдаивать любых коров, в том числе и медленно отдающих молоко, и при этом заболеваний сосков и вымени коров не возникает.

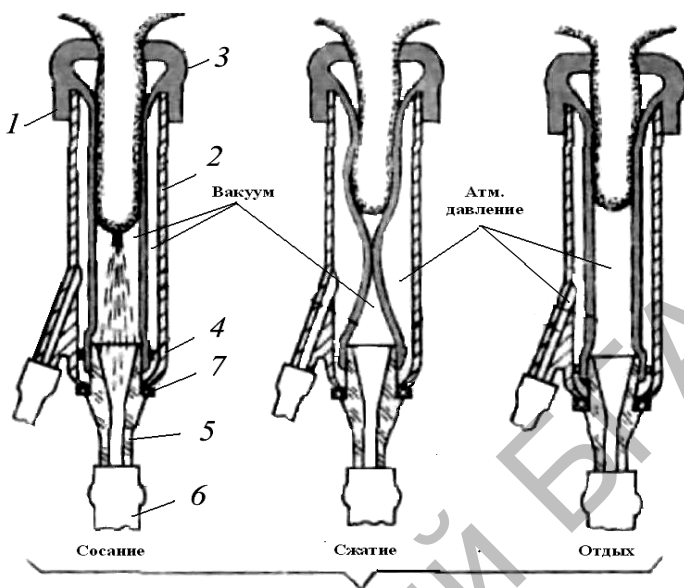


Рис. 10.9. Схема работы доильных стаканов при трехтактном доении:
 1 – резиновая манжета; 2 – корпус стакана; 3 – сосковая резина;
 4 – соединительное кольцо; 5 – прозрачный смотровой патрубок; (конус);
 6 – молочный резиновый патрубок; 7 – уплотнительное кольцо

Недостатки трехтактной доильной машины: как и у двухтактных машин с двухкамерными стаканами имеет место значительный расход резиновых деталей, особенно сосковой резины. Однако срок службы ее при работе аппарата по трехтактному способу в 2 раза больше, чем при работе по двухтактному; для осуществления такта отдыха производится впуск воздуха под соски, как и в однокамерных доильных стаканах, что в некоторой степени загрязняет молоко (повышение бактериальной загрязненности молока из-за впуска воздуха под соски может составить от трех до десяти тысяч бактерий на 1 мл (в самом чистом молоке допускается наличие около 50 тыс. бактерий на 1 мл); дополнительный расход воздуха несколько увеличивает и расход энергии.

Любую двухтактную доильную машину с двухкамерными стаканами можно превратить в трехтактную (и наоборот) путем замены коллектора.

Особенностью конструкции доильного стакана аппарата BIOMILKER фирмы Westfalia Separator (рис. 10.10) является стимулирование процесса молокоотдачи у коров во время такта сжатия, позволяющего увеличить продуктивность коров на 5 %.

Достоинства двухкамерных доильных стаканов: выдаивание коров происходит быстрее, чем однокамерными доильными стаканами.

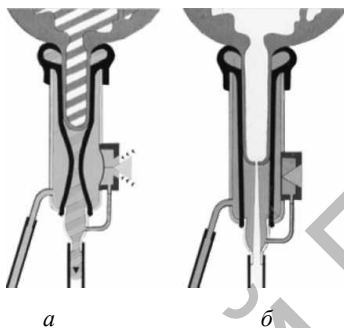


Рис. 10.10. Схема работы доильного стакана аппарата BIOMILKER:
а – стимуляция; б – молокоотдача

Недостатки двухкамерных доильных стаканов при двухтактном способе доения: 1) во время каждого такта сосания несколько нарушается кровообращение в сосках, которое не восстанавливается полностью во время такта сжатия; 2) во время доения соски значительно удлиняются и доильные стаканы наползают на соски и вымя коровы. От этого нередко нарушается сообщение соска с выменем, и доение прерывается преждевременно, что обуславливает нечистое выдаивание коров. Внутренняя ткань у основания соска нередко повреждается, в результате чего возможно заболевание коров маститом; работа стаканов вхолостую при передержке их на сосках коровы особенно вредна и вызывает заболевание вымени; имеют место большие эксплуатационные расходы на сменные резиновые детали, особенно на сосковую резину, которая служит от одного до шести месяцев.

10.2.2. Назначение и устройство коллектора

Коллектор (рис. 10.11) служит для сбора молока от доильных стаканов и подачи для дальнейшей его транспортировки в сторону

молокопровода. На нем располагается распределитель 2, при помощи которого переменный вакуум от пульсатора передается в межстенные камеры стаканов.

В коллекторе нижнюю часть корпуса 8 (камера постоянного вакуума) изготовляют из прозрачной ударопрочной пластмассы. Конструкция резиновой шайбы 9 позволяет поворотом вокруг оси фиксироваться в пазах основания коллектора, обеспечивая поднятое положение клапана 6.

Коллектор имеет две камеры – молокосорбную (постоянного вакуума) и распределительную (переменного вакуума).

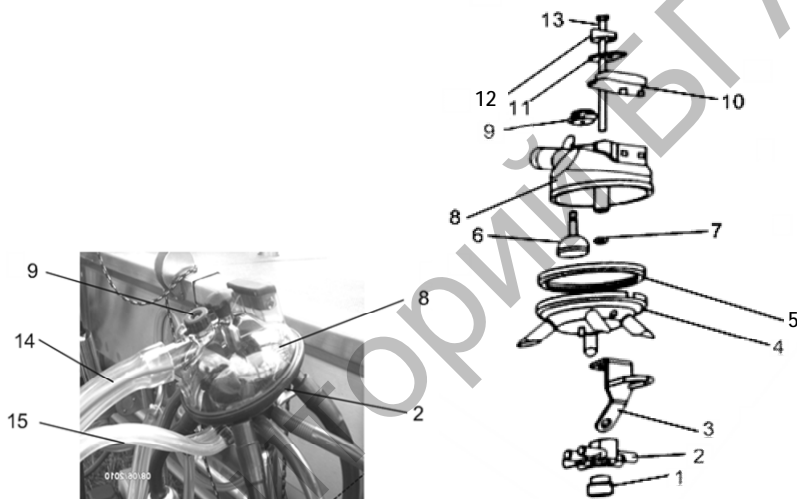


Рис. 10.11. Коллектор:

- 1 – гайка; 2 – распределитель воздуха (камера переменного вакуума);
- 3 – пружина; 4 – верхняя часть корпуса; 5, 7 – кольца уплотнительные;
- 6 – запорный клапан; 8 – нижняя часть корпуса (камера постоянного вакуума);
- 9 – резиновая шайба; 10 – амортизатор; 11 – промежуточный элемент;
- 12 – крепление; 13 – винт; 14 – молокопровод; 15 – вакуум-провод

Камера постоянного вакуума расположена в верхней части 4 корпуса и нижней 8 пластмассовой части корпуса. Четырьмя патрубками верхней части корпуса 4 с косыми срезами, камера посредством сосковой резины соединяется с подсосковыми камерами доильных стаканов.

Через патрубков, расположенный в нижней части пластмассовой крышки 8, посредством молочного шланга 14 происходит соединение камеры с доильным ведром или молокопроводом.

Камера переменного давления расположена внутри распределителя 2. Она имеет корпус, который содержит пять патрубков, из которых четыре предназначены для соединения короткими шлангами с межстенными камерами доильных стаканов, пятый – с камерой переменного давления пульсатора.

В нижней части молокосорборной камеры 8 находится резиновая шайба 9, во втулке которой расположен клапан 6. Через него при доении происходит подсос воздуха, благодаря чему обеспечивается быстрое освобождение молочного шланга – улучшается его транспортирующая способность. Конструкция клапана 3 позволяет поворотом вокруг оси ему фиксироваться в пазах основания коллектора, обеспечивая его поднятое положение.

Вместимость молочной камеры от 58 до 76 см³.

Доильные аппараты «Эклипс» и «Мини-Орбит» (рис. 10.12) имеют коллектор объемом 305 и 640 см³ соответственно. Диаметры входного отверстия 9 мм, а выходного 16 мм обеспечивают свободный отток молока от сосков при минимальном вакууме, что снижает случаи заболевания маститом.



Рис. 10.12. Коллектор доильного аппарата «Эклипс»

Особенностью коллектора доильного аппарата фирмы S.A.C. (Дания) является плавающая конструкция крепления распределителя переменного вакуума, за счет чего исключается перекручивание патрубков и улучшается пространственная ориентация доильных стаканов. Коллектор с вмонтированным маститным индикатором представлен на рис. 10.13.

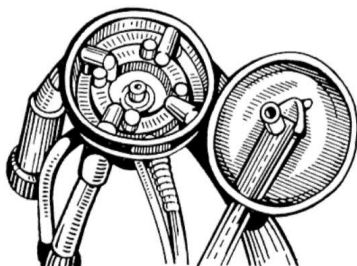


Рис. 10.13. Подвесная часть с маститным индикатором фирмы S.A.C.

Для каждого соска молочной железы имеется отдельный датчик, измеряющий содержание соли в молоке в течение всей дойки. Если содержание соли превышает допустимый уровень, то загорается светодиод, сигнализирующий об отклонении в данной части вымени.

Маститный индикатор при помощи светодиода также показывает окончание дойки. Питание осуществляется от электрической сети или автономного источника питания (батарея).

Отличительной особенностью коллектора Classic 300 (рис. 10.14) является наклон стенок молокособорника 4 к выходному патрубку 6 и наличие в его нижней части двух направляющих пластин 5, которые создают эффект воронки в направлении выходного патрубка 6.



Рис.10.14. Коллектор Classic 300:

- 1 – скоба; 2 – распределитель; 3 – корпус; 4 – молокособорник;
5 – направляющая плоскость; 6 – выходной патрубок

Это уменьшает завихрение молока при выходе и обеспечивает более быструю его транспортировку в молокопровод доильной установки. Корпус 3 коллектора выполнен из нержавеющей стали, а распределитель 2 – из пластмассы.

Доильный аппарат *Westfalia IQ* имеет коллектор с четырьмя отводящими камерами (рис. 10.15). При доении животного молоко с каждой камеры стекает в приемную камеру, соединенную посредством шланга с молокопроводом.



Рис. 10.15. Доильный аппарат Westfalia IQ

Такая конструкция коллектора позволяет контролировать молокоотдачу каждой молочной цистерны вымени животного, бережно и быстро отводить молоко, не причиняя вред животному.

10.2.3. Назначение и виды пульсатора

Пульсатор предназначен для преобразования постоянного по величине вакуума в переменный, необходимый для работы доильных стаканов.

Пульсатор гидравлический (рис. 10.16) имеет камеру постоянного вакуума (соединяющуюся с помощью патрубка с камерой коллектора), две рабочие камеры переменного вакуума (каждая из которых соединяется с межстенными камерами двух доильных стаканов с помощью штуцеров), две гидравлические камеры в поршне пульсатора.

К резиновой стенке мембраны одной из гидравлических камер поршня жестко прикреплен шток (рис. 10.17), на котором перемещается

ползун, соединяющий при возвратно-поступательном движении камеру постоянного вакуума с рабочими камерами переменного вакуума.

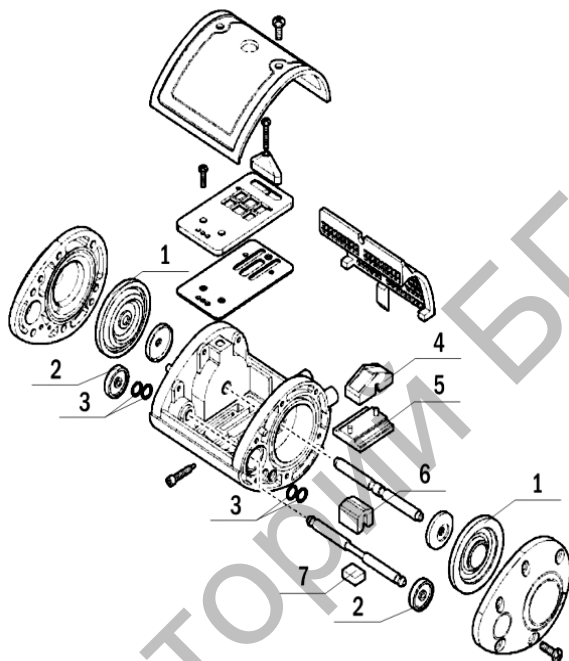


Рис. 10.16. Схема и общий вид гидравлического пульсатора парного доения:
1 – основная диафрагма; 2 – малая диафрагма; 3 – кольцо уплотнительное;
4 – фиксатор главной пластины; 5 – главная пластина;
6 – фиксатор малой пластины; 7 – малая пластина

Механизм управления, состоящий из пружины и поворотного кулачка, приводится в движение ползуном и подключает одну управляющую камеру к атмосферному, а другую – к вакуумметрическому давлению. Под действием атмосферного давления жидкость перемещается из одной гидравлической камеры поршня в другую.

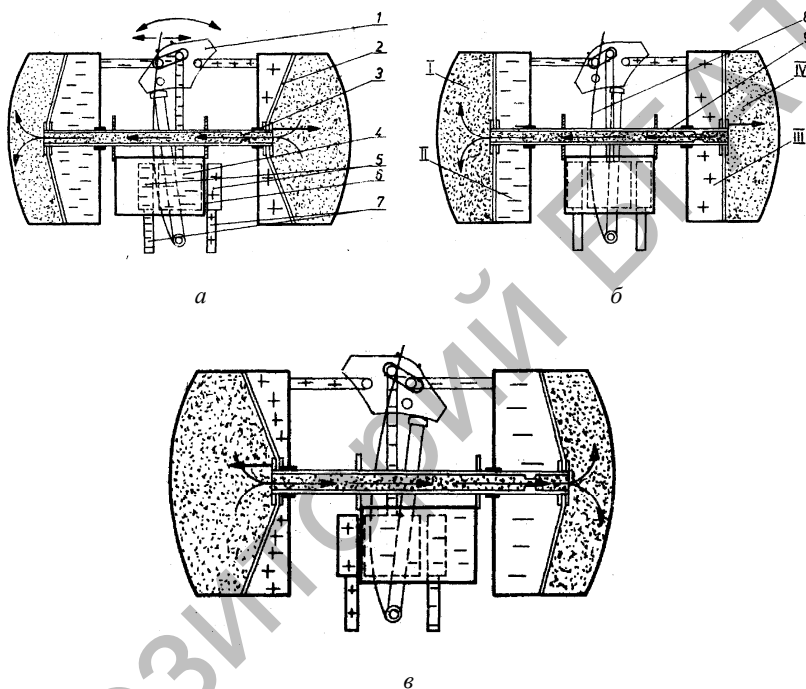


Рис. 10.17. Принцип работы гидравлического пульсатора попарного доения:

I-IV – камеры гидравлические; II-III – камеры воздушные;

1 – переключатель; 2 – мембрана; 3 – крышка; 4 – камера постоянного вакуума;

5 – камера переменного вакуума; 6 – ползунок; 7 – патрубок;

8 – пружина; 9 – трубка

Применяются также *электромагнитные пульсаторы* парного доения. Они действуют от постоянного или переменного электрического тока напряжением 12 В. Конструкция электромагнитного пульсатора приведена на рис. 10.18.

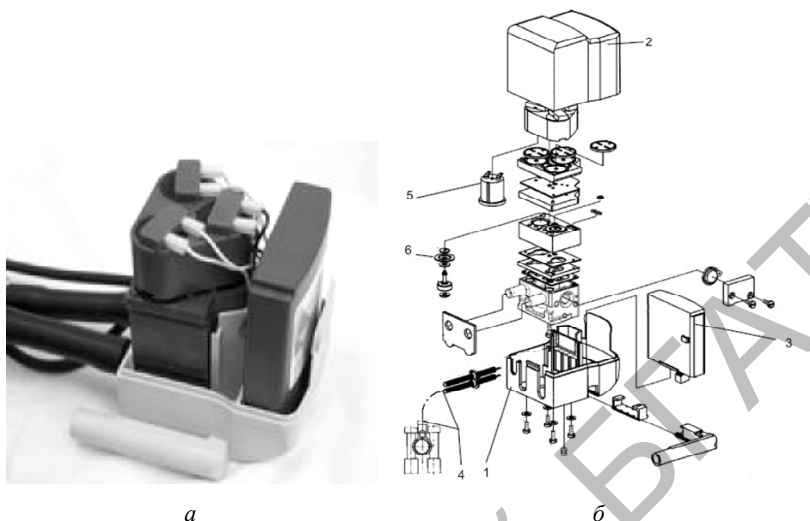


Рис. 10.18. Пульсатор с электромагнитным приводом:

a – общий вид пульсатора; *б* – схема пульсатора;

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – блок электронного управления в комплекте;
4 – пускатель дистанционный в комплекте; 5 – электромагнит клапана; 6 – поршень

Электромагнитный клапан (рис. 10.19) пульсатора содержит сердечник *1* и катушку *б*. Корпус электромагнита вместе с основанием *2* образует камеру переменного вакуума *12*. Камера переменного вакуума связана с вакуумным трубопроводом нижним штуцером, а с атмосферой – отверстием *11*.

При обесточенной катушке электромагнита якорь находится в нижнем положении, перекрывая подачу вакуума. Атмосферный воздух, входящий через отверстие *11*, поступает в камеру переменного вакуума и далее через штуцер *4* в межстенное пространство доильных стаканов.

Когда на катушку электромагнита подается напряжение, якорь притягивается, перекрывая отверстие *11*, в камеру переменного вакуума и в межстенное пространство доильных стаканов подается вакуум. Электромагнитный пульсатор обеспечивает заданную частоту пульсаций и соотношение тактов благодаря малому ходу якоря и параметрам электромагнитного исполнительного элемента. Два воздушных зазора образуются якорем и цилиндрическим сердечником, а также якорем и плоским торцом корпуса.

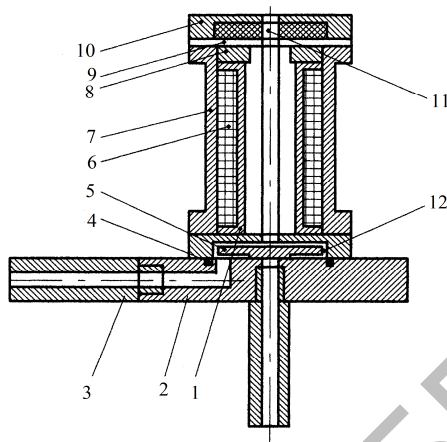


Рис. 10.19. Электромагнитный клапан пульсатора:

- 1 – сердечник; 2 – основание; 3 – штуцер; 4 – прокладка резиновая; 5 – якорь;
 6 – катушка; 7 – корпус электромагнита; 8 – шайба фиксирующая;
 9 – прокладка фиксирующая; 10 – крышка; 11 – отверстие;
 12 – камера переменного вакуума

Управление осуществляется от микропроцессора, который представляет собой электронный мозг Stimopuls Apex P. Пульсатор питается напряжением постоянного или переменного тока (24 В, 0,4 А). Работа пульсатора обеспечивается при температуре окружающего воздуха от 0 до –40 °С.

10.3. Вакуумные установки, их устройство и рабочий процесс

Вакуумный насос предназначен для создания разряжения в вакуумных системах и обеспечивает быстрое восстановление заданной величины вакуума при попадании воздуха в систему. В настоящее время для создания вакуума на животноводческих фермах применяются насосы ротационного типа и водокольцевые вакуумные насосы.

Вакуумные ротационные насосы одинаковы по устройству, отличаются производительностью и расходом масла. Внутри неразъемного корпуса вращается ротор, расположенный эксцентрично относительно оси статора (рис. 10.20).

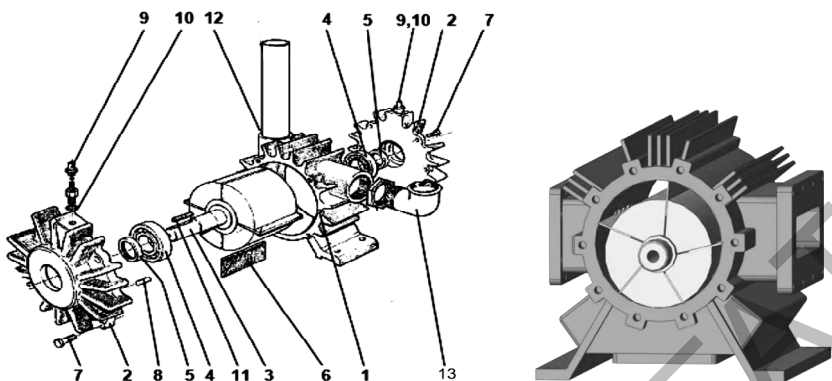


Рис. 10.20. Ротационный вакуумный насос:

- 1 – корпус насоса; 2 – крышка подшипника; 3 – ротор; 4 – сальник вала;
 5 – радиальный шарикоподшипник; 6 – лопатка; 7 – винт;
 8 – цилиндрический штифт; 9 – клапан; 10 – уплотнение; 11 – шпонка;
 12 – выхлопной патрубок; 13 – всасывающий патрубок

В роторе имеются четыре паза, расположенных тангенциально или радиально, в которые свободно вставлены пластинчатые лопатки. При вращении ротора центробежная сила выталкивает их из пазов и прижимает к внутренней поверхности статора (рис. 10.21).

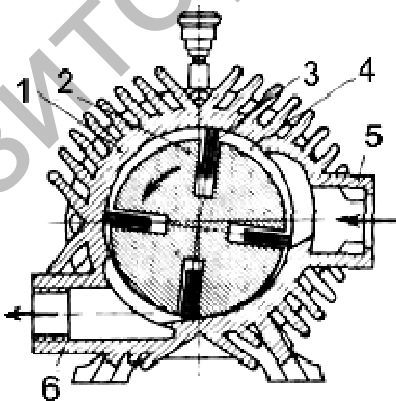


Рис. 10.21. Схема работы ротационного вакуумного насоса:

- 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка; 4 – камера, 5 – всасывающий патрубок;
 6 – выхлопной патрубок

Так как статор и ротор расположены эксцентрично, то каждая лопатка образует замкнутое пространство, переменное по объему. Возле всасывающего патрубка объем увеличивается и воздух засасывается в межлопаточное пространство. Возле выхлопного патрубка объем уменьшается, воздух сжимается и выталкивается наружу.

Для герметизации насоса и уменьшения трения, лопатки обильно смазываются маслом, поступающим из фитильных масленок.

В вакуумных водокольцевых насосах (рис. 10.22) пространство переменного объема образуется кольцевым потоком воды, вращающимся по внутренней поверхности статора и лопатками, выполненными заодно с ротором.

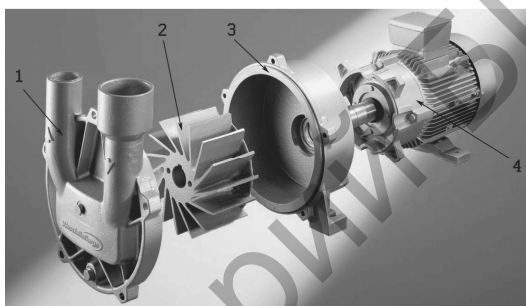


Рис. 10.22. Водокольцевой вакуумный насос:

1 – крышка насоса; 2 – рабочее колесо; 3 – корпус насоса; 4 – электродвигатель

Цилиндрический корпус насоса расположен эксцентрически по отношению к рабочему колесу 2. Благодаря вращению рабочего колеса возникает водяное кольцо, расположенное концентрически к корпусу. Причем лопатки не касаются стенок статора, поэтому смазки не требуется.

Из-за перемещения воды наружу образуются воздушные камеры, и воздух через всасывающую щель всасывается в распределительный диск (левая сторона насоса), возникает вакуум. При дальнейшем вращении рабочего колеса камеры уменьшаются вследствие перемещения воды внутрь. Сжатый воздух вместе с небольшим количеством воды выбрасывается в выхлопную трубу и дальше в разделитель потока, откуда охлажденная вода дозированно опять подается в насос вместе с засасываемым в него воздухом (рис.10.23).

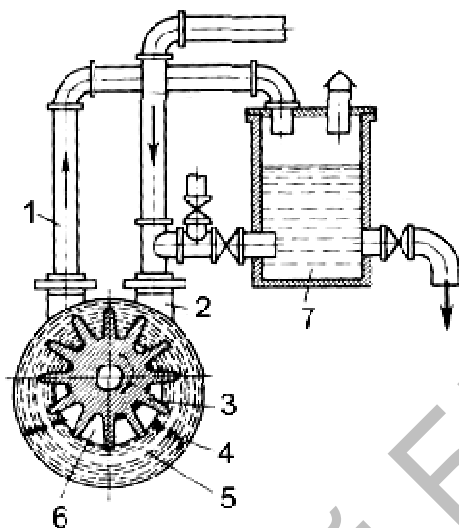


Рис. 10.23. Схема работы водокольцевого вакуумного насоса:
 1 – выхлопная труба; 2 – вакуум-провод; 3 – ротор; 4 – корпус насоса;
 5 – водяное кольцо; 6 – камера переменного объема;
 7 – емкость с водой, для подпитки насоса (водяной танк)

Выходящая с напорной стороны насоса воздушно-водяная смесь почти полностью разделяется в водоотделителе. Отделяемая вода отводится назад в водяной танк 7. Отработанный воздух удаляется в атмосферу.

Для работы к вакуумному насосу должна непрерывно подводиться рабочая вода из водяного танка. В ней не должно быть твердых частиц, например, песка.

Выходящая с напорной стороны насоса воздушно-водяная смесь почти полностью разделяется в водяном танке 7. Отделяемая вода отводится назад в водяной танк 7. Отработанный воздух удаляется в атмосферу. Небольшое уходящее вместе с отработанным воздухом количество воды компенсируется в водяном танке 7 с помощью поплавкового регулятора.

Для некоторых процессов требуется очень большая быстрота откачки и не при низких давлениях. Этим требованиям удовлетворяют двухроторные объемные насосы типа воздушудувки Рутса. Схема такого насоса представлена на рис. 10.24.

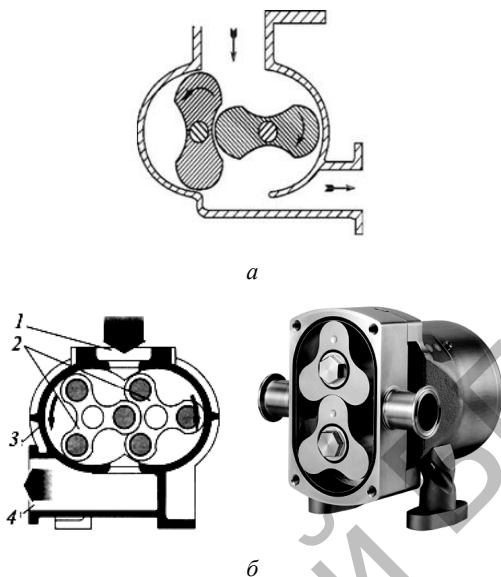


Рис. 10.24. Схема двухроторного объемного насоса:
a – двухкулачковый насос; *б* – трехкулачковый насос;
 1 – вход; 2 – ротор; 3 – корпус; 4 – выход

Два длинных ротора с поперечным сечением, напоминающим восьмерку, вращаются в противоположных направлениях, не соприкасаясь ни друг с другом, ни со стенками корпуса, так что насос может работать без смазки. Необходимости в масляном уплотнении тоже нет, поскольку очень малы зазоры между точно подогнанными деталями конструкции

Ротор вращается с частотой до 50 с^{-1} , и высокая быстрота откачки поддерживается до давлений порядка одной миллионной атмосферного. Каждый ротор может иметь два или три кулачка.

10.4. Вспомогательное оборудование доильной установки

Молоко из стаканов через коллектор и молочный шланг поступает в молокопровод, который должен обеспечивать спокойное прохождение по нему молока без чрезмерного перемешивания его с воздухом.

Изготавливают молокопровод из нержавеющей стали или стекла (рис. 10.25). Диаметр молокопровода должен выбираться таким, чтобы потери давления по всей его длине не превышали 1330 Па в процессе доения коров. *Минимально допустимый диаметр* молокопровода 25...30 мм.



Рис. 10.25. Молокопровод:
а – из нержавеющей стали; б – из стекла

Преимуществом молокопровода из нержавеющей стали является большая надежность и возможность выполнить повороты магистрали под любым углом.

Стеклянный молокопровод позволяет сохранить вкусовые свойства молока, а также содержащиеся в молоке витамины, теряемые при транспортировке по металлическим трубам.

Стеклянные молокопроводы имеют внутреннюю гладкую поверхность, что не позволяет оседать жиру на внутренних стенках труб, они гигиеничны и не подвержены коррозии и соответственно имеют более долгий срок службы.

Прозрачность стеклянных труб обеспечивает визуальный контроль транспортировки молока при доении, а при промывке – качество промывки всего молокопровода.

Низкая теплопроводимость стекла позволяет поддерживать нужную температуру от начала промывки и до самого конца, что обеспечивает качество молока при транспортировке.

Молокоприемник (рис. 10.26) предназначен для разделения молоковоздушной смеси и выведения молока или моющего раствора из-под вакуумметрического давления.

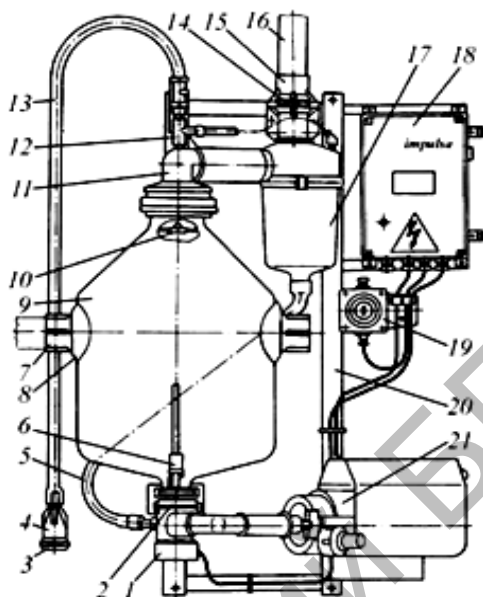


Рис. 10.26. Молокоприемник:

- 1 – поплавковый датчик; 2 – молокопровод; 3 – колпачок защитный;
 4 – переходник; 5 – шланг; 6 – поплавок; 7 – молокопровод; 8 – уплотнитель;
 9 – молокосорбник; 10 – разбрызгиватель; 11 – крышка; 12 – распределитель;
 13 – шланг; 14 – кран; 15 – муфта; 16 – вакуум-провод;
 17 – предохранительная камера; 18 – блок управления молочным насосом;
 19 – переключатель; 20 – рама; 21 – молочный насос

Молокоприемник состоит из рамы 20, к которой прикреплены молокосорбник 9 с поплавковым датчиком, предохранительной камеры 17, молочного насоса 21 и блока управления молочным насосом 18. На блоке управления находится кнопка 19 ручного управления молочным насосом.

Над крышкой 11 молокосорбника установлен распределитель 12. К верхнему штуцеру распределителя подсоединяется шланг для промывки предохранительной камеры и охладителя.

Воздух из молокосорбника отсасывается через предохранительную камеру и вакуум-провод. На нижней части молокосорбника установлен молокопровод 2, имеющий два штуцера, большой – для отвода молока к насосу 21 и малый – для отсоса моющей жидкости из предохранительной камеры 17 при промывке.

Во время доения и промывки вакуумный кран 14 открыт. Вакуум из вакуум-провода 16 распространяется в предохранительную камеру 17, молокосорбник 9 и далее в молокопровод 7. Молоко при доении (моющий раствор при промывке) из молокопровода 7 поступает в молокосорбник 9 и накапливается в нем. По мере заполнения молокосорбника молоком или моющим раствором поплавок 6 с магнитом всплывает, соединяет магнитоуправляемые контакты и подает сигнал в блок 18 управления молочным насосом 21, который включает насос для откачки порции молока или моющего раствора.

Датчик включения молочного насоса работает так, что определенная порция молока всегда находится в молокоприемнике, предотвращая попадание воздуха в молочный насос.

Молокосорбник выполнен цилиндрической формы и может быть расположен вертикально и горизонтально (рис. 10.27).

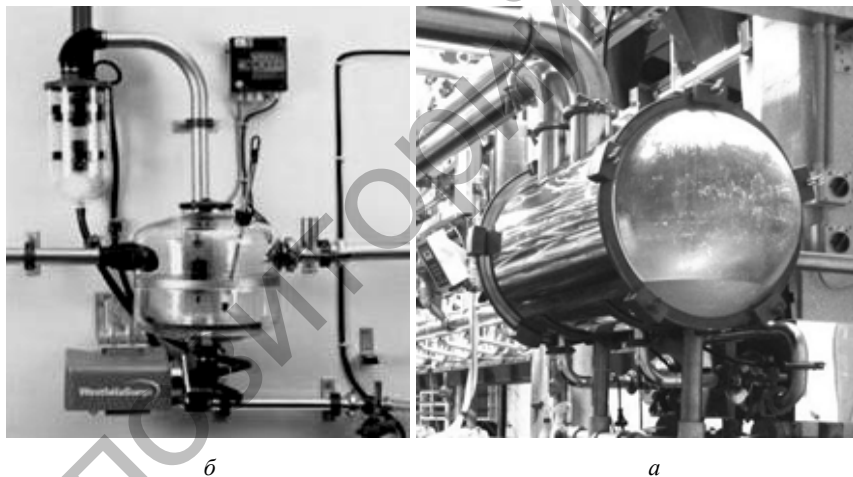


Рис. 10.27. Молокосорбник:

а – вертикально расположенный; б – горизонтально расположенный

Преимуществом *вертикально расположенного* молокосорбника является максимальный коэффициент использования объема емкости.

Преимуществом *горизонтально расположенного* молокосорбника является малое пенообразование при подаче молока в емкость

при доении животного, вследствие чего производительность доильной установки возрастает.

При аварии молочного насоса (переполнение молокоприемника) жидкость (молоко или моющий раствор) из молокособорника засасывается в предохранительную камеру (рис. 10.28).

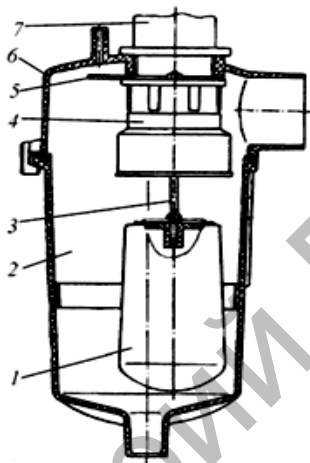


Рис. 10.28. Предохранительная камера:
1 – поплавок; 2 – камера; 3 – шток; 4 – гнездо клапана;
5 – разбрызгиватель; 6 – крышка; 7 – вакуум-провод

При заполнении предохранительной камеры, имеющийся в ней поплавок 1 всплывает и через шток 3 перемещает в гнезде 4 клапан, прекращая доступ вакуума из вакуум-провода 7 в молокособорник и далее в молокопровод, а значит прекращается процесс доения (промывки). Закрывают вакуумный кран, нажимают кнопку на блоке управления молочным насосом

Молоко или моющий раствор откачивается из молокоприемника и одновременно вытекает из предохранительной камеры, поплавок 1 опускается и открывает вакуум-провод 7.

Вакуумный баллон служит для выравнивания колебаний вакуума, предотвращает попадание влаги из вакуум-провода в насос и служит сливной емкостью при промывке вакуумной системы. Емкость отечественных вакуум-баллонов – 0,020...0,025 м³. Баллон, при отсутствии вакуума в системе, должен быть открытым.

Вакуум-регулятор. К условиям успешной дойки относится постоянный заданный уровень вакуума. Для выполнения этой задачи в состав каждой доильной установки входит регулирующий клапан вакуума, устанавливаемый на вакуум-провод (рис. 10.29). При повышении уровня вакуума он впускает свежий воздух, что является противодействующим фактором.

Для выравнивания вакуумметрического давления переходник 3 соединен с атмосферой посредством установленного в корпусе фильтра 16.

Для контроля величины вакуумметрического давления на крышке 4 выполнен патрубок 17, соединенный посредством трубопровода с датчиком.

Регулировка вакуумметрического давления осуществляется регулировочным винтом 14. В зависимости от величины вакуума регулировочный винт 14 ввинчивается или вывинчивается. В любом из предложенных вариантов винт 14 воздействует через тарелку 13 на толкатель 15, который передает усилие на клапан 8. Рекомендуется регулировка на 43 ± 3 кПа.

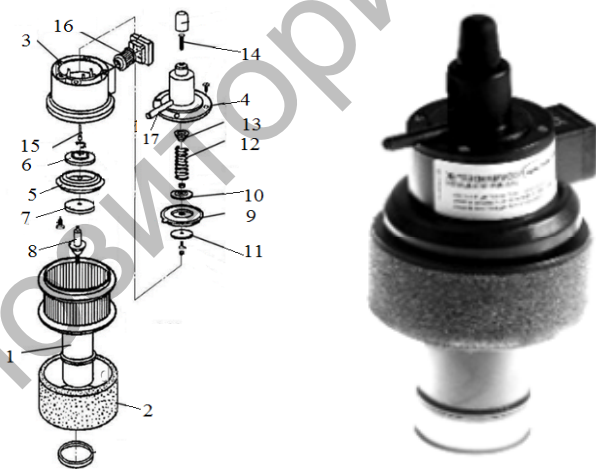


Рис. 10.29. Вакуум-регулятор:

- 1 – цилиндрический корпус; 2 – воздушный фильтр; 3 – переходник;
- 4 – крышка; 5 – диафрагма; 6, 7 – шайбы; 8 – клапан;
- 9 – регулировочная диафрагма; 10, 11 – шайбы; 12 – пружина; 13 – тарелка;
- 14 – регулировочный винт; 15 – толкатель; 16 – фильтр; 17 – патрубок

Вакуумметр – указатель дифференциального давления, служащий для определения величины вакуума в системе. Уровень вакуума следует контролировать манометром (рис. 10.30).



Рис. 10.30. Вакуумметр

Вакуумметры доильных установок имеют градуировку не только в килопаскалях (кПа), которыми измеряется давление в системе единиц (СИ), но и в миллиметрах ртутного столба (мм рт. ст.), а также в килограммах силы на 1 см^2 ($\text{кгс}/\text{см}^2$).

Вакуумный трубопровод обычно разделяется на несколько участков. Основной из них – рабочий участок – часть вакуумного трубопровода, на котором располагаются краны для подключения исполнительных механизмов – доильных аппаратов.

Вакуумные трубопроводы и их арматура должны изготавливаться из материалов с антикоррозионным покрытием (например, из оцинкованных труб) и должны выдерживать вакуум до 700 мм рт. ст. (93 кПа). Диаметр вакуум-провода обычно делают не менее 25 мм, чтобы потери давления по всей длине достигали не более 5 мм рт. ст. (670 Па).

10.5. Насосы для транспортировки молока

10.5.1. Классификация и процесс работы центробежного насоса

Для перемещения молока и молочных продуктов по трубам применяют центробежные и роторные насосы.

Преимущества центробежных насосов: компактность, простота устройства, легкость сборки и разборки, доступность мойки, привод осуществляется непосредственно от вала электродвигателя. Однако правильная эксплуатация центробежных насосов возможна только под уровнем залива молока, хотя они могут создавать такую же высоту всасывания, как и поршневые насосы. Но при этом воздух, проникающий в систему, вызывает сильное вспенивание жидкости. Кроме того, центробежные насосы имеют низкий КПД (0,4...0,7). В насосах, в которых нет направляющих, $\eta_{об} = 0,2...0,4$.

Центробежные насосы применяют главным образом для перекачивания молока и таких маловязких молочных продуктов, как обезжиренное молоко, пахта, сыворотка. Однако их можно использовать и для транспортировки более вязких продуктов – сгущенного, цельного и обезжиренного молока без сахара и в тех случаях, когда интенсивное перемешивание продукта в насосе не отражается на его качестве.

Применяют *лопастные и дисковые центробежные насосы*. Они работают следующим образом (рис. 10.31). Через патрубок молоко поступает в камеру насоса 2, где оно приобретает вращательное движение от рабочего колеса или лопастей 3. Рабочее колесо (лопасть) совершает в минуту 1000...3000 оборотов. Под действием центробежной силы молоко вытесняется в нагнетательный трубопровод, соединенный с камерой 2 через патрубок 4.

Лопастные центробежные насосы делят на однолопастные с прямыми лопатками и многолопастные с лопатками, загнутыми назад (рис. 10.31).

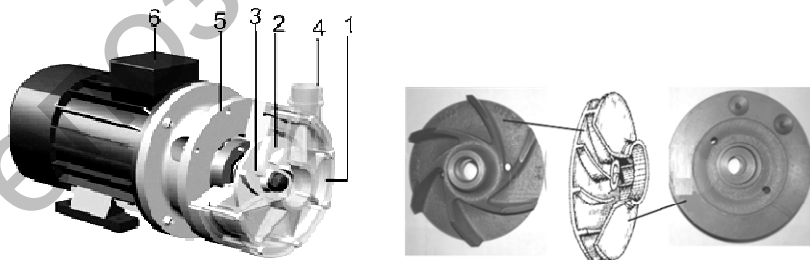


Рис. 10.31. Многолопастной центробежный насос:

- 1 – станина; 2 – камера насоса; 3 – рабочее колесо (лопасть);
4 – патрубок для выхода молока; 5 – основание насоса; 6 – электродвигатель

Центробежное колесо состоит из двух дисков, между которыми, соединяя их в единую конструкцию, находятся лопасти, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. При вращении колеса на каждую частицу жидкости, находящуюся внутри колеса, действует центробежная сила, прямо пропорциональная расстоянию частицы от центра колеса и квадрату угловой скорости вращения колеса. Под действием этой силы жидкость выбрасывается в напорный трубопровод из рабочего колеса, в результате чего в центре колеса создается разрежение, а в периферийной его части – повышенное давление.

Движение жидкости по всасывающему трубопроводу происходит вследствие разности давлений над свободной поверхностью жидкости в приемном резервуаре и в центральной области колеса, где имеется разрежение (рис. 10.32).

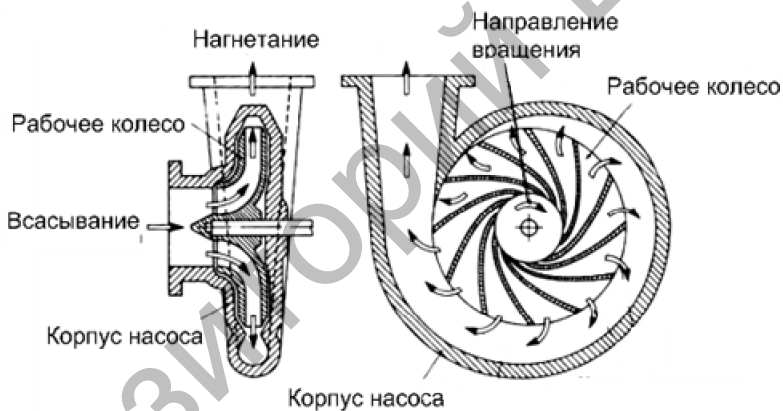


Рис. 10.32. Рабочий процесс центробежного насоса

Привод насоса осуществляется от электродвигателя, соединенного непосредственно с насосом.

Многолопастные центробежные насосы имеют более высокий коэффициент полезного действия; их применяют для нагнетания жидкости на относительно небольшую высоту. Напор, создаваемый ими, не превышает 5...10 м.

В тех случаях, когда необходимо преодолеть относительно большое сопротивление, для транспортировки молока применяют

также *одноступенчатые и двухступенчатые дисковые центробежные насосы* (рис. 10.33, а, б).

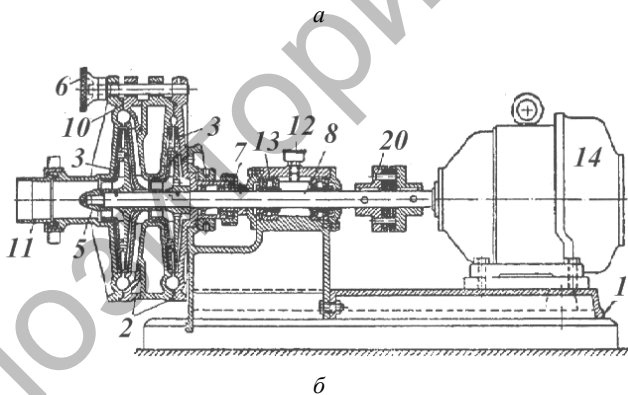
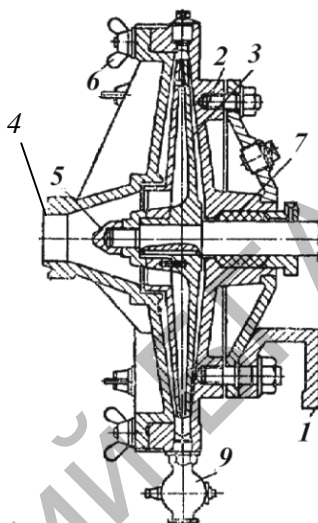
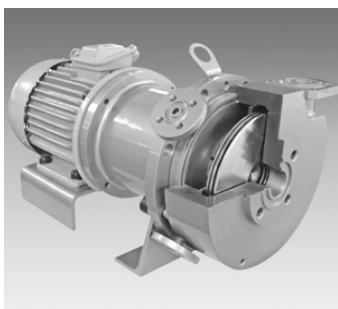


Рис. 10.33. Дисковые центробежные насосы:

а – одноступенчатый; *б* – двухступенчатый;

1 – станина; 2 – камера насоса; 3 – рабочее колесо (лопасть);

4 – патрубок для выхода молока; 5 – гайка рабочего колеса;

6 – прижимные барашки; 7 – сальник; 8 – вал; 9 – краник;

10 – резиновая прокладка; 11 – патрубок для входа молока; 12 – масленка;

13 – подшипники; 14 – электродвигатель; 15 – крышка; 16 – втулка; 17 – клапан;

18 – ограничитель; 19 – прокладка; 20 – муфта соединительная

В герметичном насосе дискового типа давление на нагнетании создается рабочим органом в виде параллельно расположенных дисков, которые перемещают продукт, используя силы пограничного слоя и вязкостного сопротивления. Насосы данного типа имеют преимущество перед центробежными насосами при перекачивании высоковязких, неоднородных и абразивных сред.

Создаваемый ими напор достигает 30 м и более. Коэффициент полезного действия дисковых насосов выше, чем у лопастных, и колеблется в пределах 0,3...0,5.

10.5.2. Процесс работы роторного насоса

Роторные насосы предназначены для перемещения как маловязких, так и высоковязких молочных продуктов. Их разделяют на шиберные, к которым можно отнести самовсасывающие насосы, зубчатые и винтовые.

Основными частями *шиберных насосов* (рис. 10.34) являются ротор 1, корпус 2 и замыкатели 3. Ротор приводится в движение от ведущего вала, корпус обычно неподвижен и имеет приемную 4 и напорную 5 камеры.

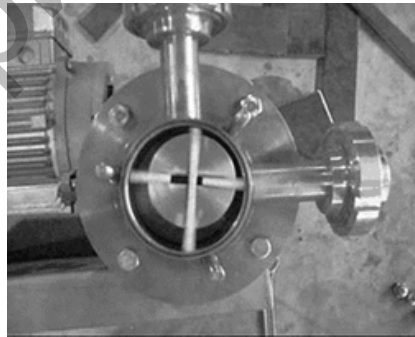
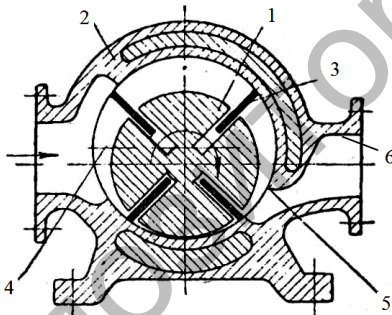


Рис. 10.34. Шиберный роторный насос:

- 1 – ротор; 2 – корпус; 3 – замыкатель; 4 – приемная камера;
5 – напорная камера; 6 – патрубок для выхода молока

Замыкателями являются лопатки, выдвигающиеся из радиальных прорезов. Вращающийся ротор установлен эксцентрично по отношению к неподвижному корпусу, в результате смещения ротора обеспечивается рабочий процесс. Ротор шиберных насосов

совершает 400...1000 мин⁻¹. В зависимости от направления вращения ротора направление движения жидкости в насосе может изменяться. Шибберные насосы применяют для перемещения молока, пахты, сгущенного молока, сливок.

Объемную производительность *шибберного* насоса определяют по формуле

$$V_n = 2l_n e n_n (\pi D_{ц} - \delta_n z_{пл}) 60, \quad (10.1)$$

где l_n – длина поршня, м;

e – относительное смещение поршня и цилиндра, м;

n_n – число оборотов поршня в минуту, мин⁻¹;

$D_{ц}$ – внутренний диаметр цилиндра, м;

δ_n – толщина пластин, м;

$z_{пл}$ – число пластин, шт.

Самовсасывающие (типа водокольцевых) насосы (рис. 10.35) применяют для перемещения сыворотки, пахты, молока. Рабочий орган самовсасывающего насоса выполнен в виде ротора 1 с прямыми лопатками, установленного эксцентрично к корпусу 2. Перед первым пуском камеру 4 насоса через воронку заливают жидкость. При небольших перерывах в работе жидкость из насоса можно не удалять и не требуется повторного залива. Этим они отличаются от центробежных насосов.

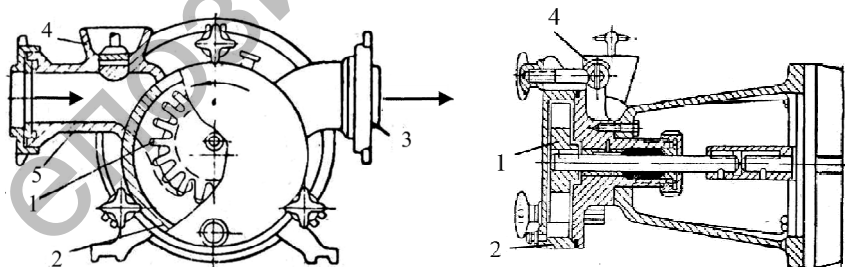


Рис. 10.35. Самовсасывающий роторный насос:

1 – ротор; 2 – корпус; 3 – замыкатель; 4 – приемная камера;
5 – напорная камера

При вращении рабочего колеса жидкость под действием центробежной силы отбрасывается к стенкам корпуса и образует жидкостное кольцо. При вращении лопасти рабочего колеса поочередно погружаются в жидкостное кольцо, в зависимости от местоположения, и выходят из него. В результате в пространстве между лопастями создается разрежение или сжатие. Та сторона, на которой создается разрежение, является всасывающей и здесь расположено всасывающее отверстие, на противоположной стороне – нагнетательное.

В начале работы насос откачивает воздух из всасывающей трубы, в результате чего обеспечивается поступление жидкости. Поэтому, например, при опорожнении фляг, удается отсасывать все молоко, так как при попадании воздуха в трубопровод поток молока не прерывается.

Самовсасывающий насос производительностью 13 м³/ч даже при температуре 80 °С может всасывать молоко на высоту 3 м и создавать напор 9...11 м вод. ст.

Объем подачи *самовсасывающих* насосов подсчитывают по формуле

$$V_{\text{н}} = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_a - h_{\text{л}})^2 - D_{\text{н}}^2] - z_{\text{лоп}} (l_1 - a) \delta_{\text{л}} \right\} b_{\text{л}} \frac{\pi}{60} \eta_{\text{об}}, \quad (10.2)$$

где D_a – диаметр ротора с лопастями, м;

$h_{\text{л}}$ – глубина погружения лопастей в нижней части жидкостного кольца, м;

$z_{\text{лоп}}$ – число лопастей, шт.;

l_1 – длина лопастей, м;

$b_{\text{л}}$ – ширина лопастей в осевом направлении, м;

$\eta_{\text{об}}$ – объемный КПД, для насосов с жидкостным кольцом $\eta_{\text{об}} = 0,32 \dots 0,40$.

Зубчатые насосы называют также коловратными или шестеренчатыми. Их применяют главным образом для перекачивания цельного и обезжиренного молока, пахты, сыворотки, а также сливок и сгущенного молока. *Различают зубчатые насосы с внешним и внутренним зацеплением.* Зубчатый насос с внешним зацеплением

(рис. 10.36) работает следующим образом. Ведущая шестерня 3, вращаясь против часовой стрелки, передает движение ведомой шестерне 4, которая вращается по часовой стрелке.

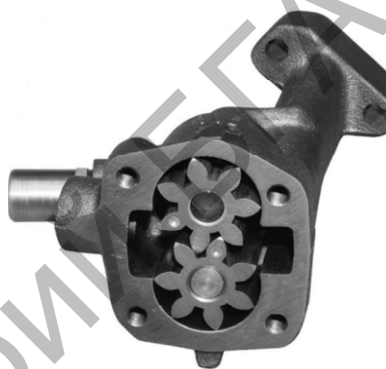
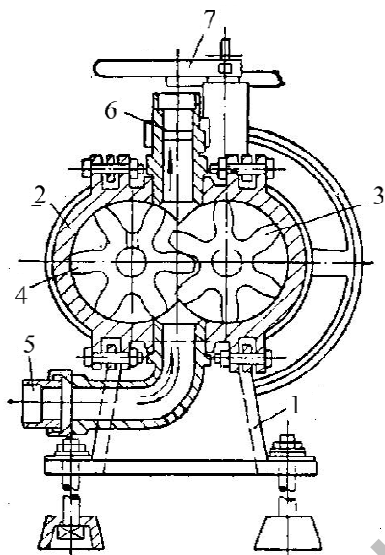


Рис. 10.36. Роторный зубчатый насос с внешним зацеплением:

- 1 – станина; 2 – корпус; 3 – ведущая шестерня; 4 – ведомая шестерня;
5 – всасывающий патрубок; 6 – нагнетательный патрубок; 7 – отводка ремня

Около всасывающего патрубка зубья одной шестерни выходят из зацепления с другой, создавая вакуум, и происходит всасывание жидкости. Жидкость в полостях между зубьями шестерен передается к нагнетательному патрубку. Здесь зубья шестерен начинают приходить в зацепление и жидкость вытесняется в нагнетательную линию.

У насоса с *внутренним зацеплением* (рис. 10.37) ведущим является зубчатый диск 2. Вращаясь, он приводит в движение внутреннее зубчатое колесо 1. При этом жидкость из всасывающего патрубка 5 поступает в пространство между зубьями шестерен и перемещается ими к нагнетательному патрубку. В результате зацепления шестерен жидкость вытесняется в нагнетательный патрубок 6.

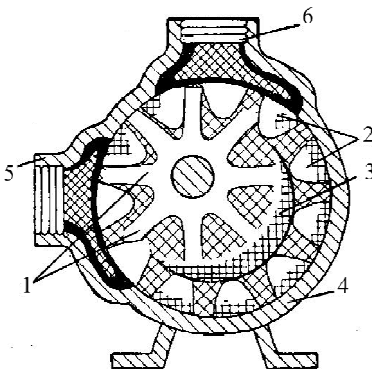


Рис. 10.37. Роторный зубчатый насос с внутренним зацеплением:
 1 – зубчатое колесо; 2 – зубчатый диск; 3 – серповидный вкладыш;
 4 – корпус насоса; 5 – всасывающий патрубок; 6 – нагнетательный патрубок

Таков же принцип работы насосов, у которых ведущим колесом является внутренняя зубчатка. Серповидный вкладыш 3 может быть съемным или вмонтированным в крышку насоса. Он предотвращает обратное движение жидкости, смещение шестерни и облегчает сборку насоса. При нарушении гладкой поверхности зубьев или неточном изготовлении их происходит зажим жидкости при сцеплении зубьев, что может привести к аварии. Чтобы избежать этого, в некоторых насосах во впадинах между зубьями шестерен имеются специальные каналы для отвода зажатой жидкости. Число оборотов шестерни от 200...400 до 1200...1400 об/мин, КПД – 0,60...0,75.

Зубчатые насосы применяют преимущественно для нагнетания. В зависимости от направления вращения шестерен они могут нагнетать жидкость в двух направлениях. Высота нагнетания может достигать 200...250 мм вод. ст.

Объемную производительность зубчатого насоса с внешним зацеплением с достаточной для практики точностью можно определить по формуле

$$V_n = 2\pi 60 D_n m_3 b_{ш} n_{ш} \eta_{об}, \quad (10.3)$$

где D_n – диаметр начальной окружности шестерен, м;
 m_3 – модуль зацепления, м;

$b_{ш}$ – ширина шестерен, м;
 $n_{ш}$ – число оборотов шестерен в минуту, мин^{-1} ;
 $\eta_{об}$ – объемный КПД, $\eta_{об} = 0,7 \dots 0,8$.

Объемную производительность зубчатого насоса с внутренним зацеплением рекомендуется определять по формуле

$$V_n = b_{ш} \frac{\omega_1}{2} \left[2r_{1ш}(h_{B1} + h_{B2}) + h_{B1}^2 - \frac{r_{1ш}}{r_{2ш}} h_{B2}^2 - \left(1 - \frac{r_{1ш}}{r_{2ш}} \right) \frac{l_3^2}{12} \right] \eta_{об}, \quad (10.4)$$

где ω_1 – угловая скорость ведущей шестерни, с^{-1} ;
 $r_{1ш}$ – радиус начальной окружности ведущей шестерни, м;
 $r_{2ш}$ – радиус начальной окружности ведомой шестерни, м;
 h_{B1} – высота головок ведущей шестерни, м;
 h_{B2} – высота головок ведомой шестерни, м;
 l_3 – половина длины линии зацепления, м;
 $\eta_{об}$ – объемный КПД насоса.

По принципу действия к зубчатым насосам примыкают *винтовые насосы* (рис. 10.38). Винтовая нарезка ведомого винта 2 имеет направление, противоположное винтовой нарезке ведущего винта 1. Всасывающие отверстия расположены по концам корпуса, а нагнетательные – в середине. В результате симметричного расположения обеих пар винтов роторы разгружены от осевых сил.

Аналогично устроен трехвинтовой насос. В нем ведущий винт расположен между двумя ведомыми, вследствие чего почти в 1,5 раза увеличивается количество подаваемой жидкости. Число оборотов винтовых насосов может достигать 10 000 в минуту, развиваемое ими давление составляет 200 атм. и количество подаваемой жидкости от 3 до 300 м³/ч.

Объемную производительность *двухвинтового роторного насоса* приближенно можно подсчитать по формуле

$$V_n = \frac{3\pi t n_B}{16} (D_B^2 - d_B^2), \quad (10.5)$$

где $t_{\text{в}}$ – шаг винта, м;

$D_{\text{в}}$ – внешний диаметр винта, м;

$d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр винта, м.

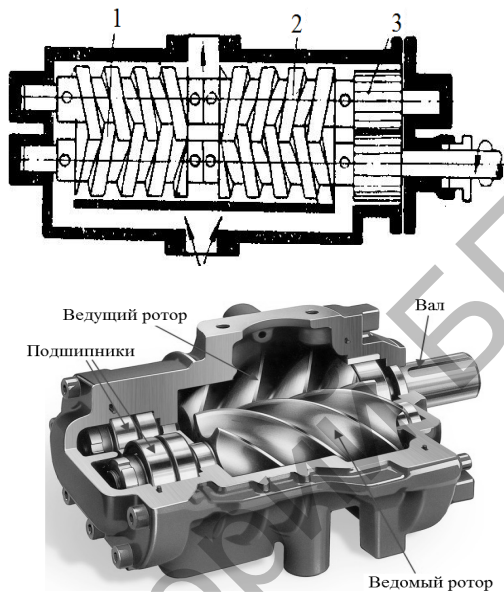


Рис. 10.38. Винтовой роторный насос:

1 – ведущий винт; 2 – ведомый винт; 3 – шестерни

Теоретическую производительность *трехвинтового насоса с циклоидальным профилем* определяют по формуле

$$V_{\text{н}} = 4n_{\text{в}} d_{\text{н}}^3, \quad (10.6)$$

где $n_{\text{в}}$ – число оборотов винтов в минуту, мин^{-1} ;

$d_{\text{н}}$ – основной диаметр винтов (наружного ведомого винта), м.

Мощность, необходимую для работы насосов, исходя из производительности $V_{\text{н}}$, высоты подачи жидкости H и суммы инерционных сил, сопротивления трения и местных сопротивлений определяют по формуле

$$N_{\text{н}} = \frac{V_{\text{н}}(H + h_0)}{3600\gamma_{\text{м}}}, \quad (10.7)$$

где $\gamma_{\text{м}}$ – механический коэффициент полезного действия.

Правильная работа насосов возможна при условии непрерывности потока жидкости на всех участках ее перемещения. Разрывы потока не только нарушают работу насосов, но и вызывают ухудшение качества продуктов, перемещаемых через насосную систему. Вследствие разрыва потока наблюдается сильное пенообразование, что нежелательно, так как изменяются жировая и белковая части молочных продуктов; возможно одновременное как укрупнение, так и раздробление жировых и белковых частиц. Поэтому должно соблюдаться соотношение

$$H_{\text{вс}} \leq P_{\text{атм}} - h_t - \sum h_c - h_{\text{кав}}, \quad (10.8)$$

где $P_{\text{атм}}$ – атмосферное давление, мм вод. ст.;

h_t – давление насыщенного пара всасываемой жидкости, мм вод. ст.;

$\sum h_c$ – гидравлические сопротивления, включая напор на сообщение скорости потоку жидкости, мм вод. ст.;

$h_{\text{кав}}$ – поправка на кавитацию, зависящая от производительности V и числа оборотов n насоса.

Для центробежного насоса

$$h_{\text{кав}} = 0,00125(V_{\text{н}} n_{\text{р}}^2)^{0,67}. \quad (10.9)$$

Герметичность всех соединений насоса (особенно на всасывающей стороне) – крайне важное условие его работы.

10.6. Доильные установки промышленного типа

В зависимости от способа содержания коров, а также от принятой системы организации машинного доения коров применяют доильные установки различных типов (рис. 10.39).

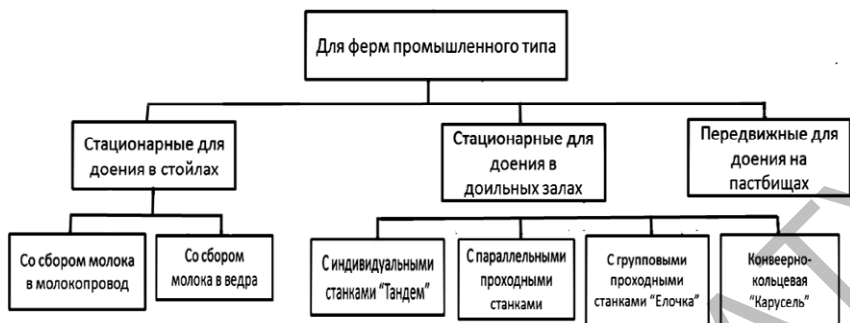


Рис. 10.39. Классификация доильных установок промышленного типа

Машинное доение можно условно разделить на три типа.

1. Стационарные для доения в стойлах – с помощью доильных установок с переносными ведрами или молокопроводом.
2. Доение в доильных залах.
3. Доение с помощью роботизированных установок.

10.6.1. Стационарные доильные установки для доения в стойлах

Стационарные доильные установки применяют при привязном содержании дойного стада. Они могут быть двух типов:

1. Доильная установка для доения *в переносные ведра* (рис. 10.40) включает следующие основные механизмы и узлы: вакуумную установку, включающую вакуумный насос 3 с электродвигателем 1, глушителем и предохранительной камерой, вакуум-баллон 5, вакуум-провод 4 с вакуумметром и вакуум-регулятором 6, доильные стаканы 9 доильных аппаратов, подключаемые к вакуумной линии через вакуумные краны 7. Молоко собирается в доильное ведро 13.

У этого способа доения одно *преимущество* – дешевизна оборудования.

Недостатки: при доении в переносные ведра велика доля ручного труда на единицу продукции (транспортировка молока в молочный блок) и низкая нагрузка на 1 доярку 20...25 коров; низкие гигиенические условия получения молока; молоко соприкасается с воздухом стойлового помещения при переносе ведер и при переливании в танки-охладители; сложно контролировать продуктивность коров.

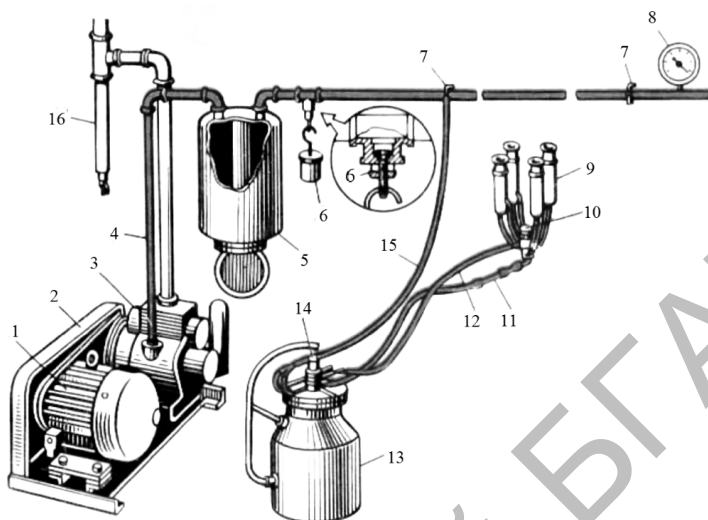


Рис. 10.40. Схема доильной установки для сбора молока в доильные ведра:
 1 – электродвигатель; 2 – ограждение ременной передачи; 3 – вакуум-насос;
 4 – вакуум-трубопровод; 5 – вакуум-баллон; 6 – вакуум-регулятор;
 7 – воздушные краны; 8 – вакуумметр; 9 – доильные стаканы; 10 – коллектор;
 11 – молочный шланг; 12 – вакуумный шланг; 13 – доильное ведро;
 14 – пульсатор; 15 – магистральный шланг;
 16 – маслосборник выхлопной трубы вакуум-насоса

2. Доильная установка с молокопроводом (рис. 10.41) предназначена для доения коров в стойлах коровников, транспортирования выдоенного молока по трубам в молочную, группового учета надоя, фильтрации, охлаждения и сбора его в емкости для хранения.

Такая установка состоит из двух замкнутых систем: воздухопровода 2 для создания в системе разрежения, необходимого для осуществления процесса машинного доения коров, и молокопровода 4 для сбора и транспортирования выдоенного молока.

При работе доильных установок создаваемое установленным в вакуумной установке 1 вакуум-насосом разрежение распространяется через вакуум-баллон 2 по вакуум-проводу 3 в доильные аппараты 4, обеспечивающие процесс доения. Молоко из доильного аппарата 4 отсасывается в молокопровод 5, по которому воздушным потоком транспортируется в молокоприемник 6, из которого поступает в резервуар для сбора молока 7.

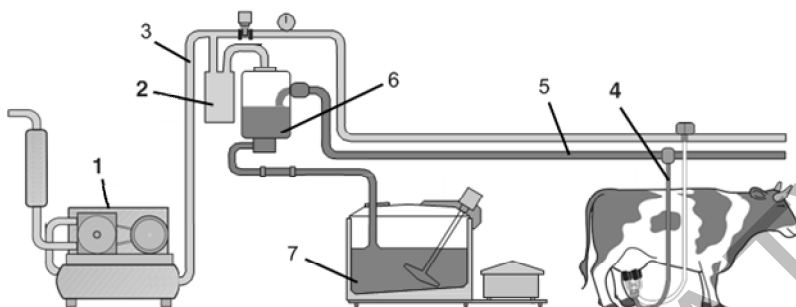


Рис. 10.41. Схема доильной установки с молокопроводом:

- 1 – вакуумная установка; 2 – вакуум-баллон; 3 – вакуум-провод;
 4 – доильный аппарат; 5 – молокопровод; 6 – молокоприемник;
 7 – резервуар для сбора молока

В состав доильного аппарата (рис. 10.42) входит пневматический пульсатор 3, смонтированный на скобе 2 для подвески доильного аппарата; коллектор 8, доильные стаканы 9 с сосковой резиной 10; вакуумные 6 и молочные 7 шланги и патрубки.

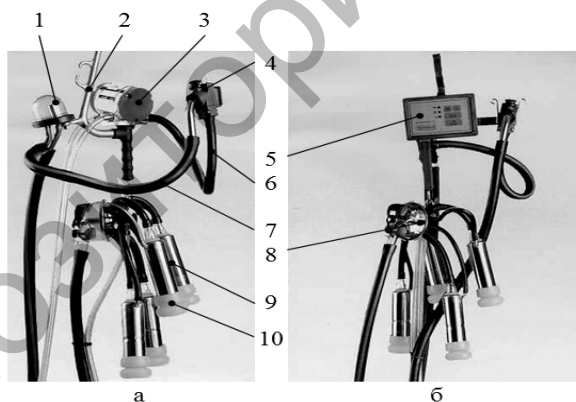


Рис. 10.42. Доильные аппараты компании Westfalia:

- a* – аппарат Classic; *б* – аппарат Stimopuls C;
 1 – устройство для визуального наблюдения за потоком молока;
 2 – скоба для подвески доильного аппарата; 3 – пульсатор;
 4 – молочно-вакуумный кран; 5 – электронный блок управления;
 6 – вакуумный шланг; 7 – молочный шланг; 8 – коллектор;
 9 – доильные стаканы; 10 – сосковая резина

Доильный аппарат к молокопроводу 5 подсоединяется с помощью совмещенного молочно-вакуумного крана 4. Цилиндрическая поверхность крана, прилегающая к молокопроводу, выполнена из нержавеющей стали и имеет высокую чистоту обработки.

Корпус крана (рис. 10.43) может иметь подводящий штуцер для одного или двух доильных аппаратов.

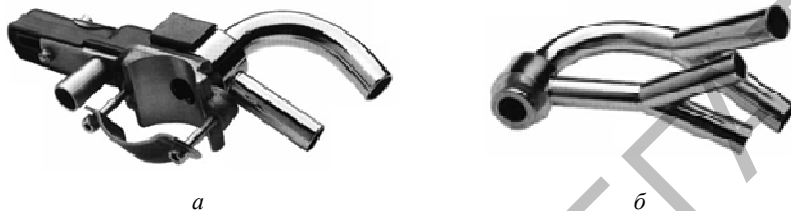


Рис. 10.43. Молочный кран фирмы S.A.C.
а – кран в сборе для одного доильного аппарата;
б – подводящий штуцер для двух доильных аппаратов

В отличие от доения в ведро, при данной системе молоко поступает от коров, стоящих в своих стойлах, через молокопровод непосредственно в танк-охладитель. При этом исключается взаимодействие молока с окружающей средой, что в свою очередь улучшает его санитарно-гигиеническое состояние. Но из-за большой протяженности пути транспортировки молока наблюдается потеря жирности от 0,1 до 0,3 %.

Доильная установка данного типа позволяет увеличить норму обслуживания коров в 2 раза, исключить работы по переносу наполненных ведер в отделение для хранения молока и автоматизировать учет молока от группы животных.

Установки данного типа рассчитаны на обслуживание 100 и 200 коров. Установка на 200 коров состоит из двенадцати доильных аппаратов, двух унифицированных установок для создания разрежения с воздушными баллонами, с двумя регуляторами разрежения и системы воздухопровода.

10.6.2. Стационарные доильные установки для доения в специальных доильных залах

Установки для доения в специальных доильных залах применяются преимущественно при беспривязной системе содержания

коров, но могут применяться и при привязной, в особенности, если имеется автоматическая групповая привязь. На доение коров перегоняют от мест их содержания по очереди или группами, впускают в доильное помещение и размещают в станках. После окончания доения коровы возвращаются на прежние места, а в доильные станки загоняют следующих коров.

Преимуществом доильных установок для доения в доильных залах является: глубокая специализация труда операторов, исключая выполнение таких операций, как раздача корма, чистка стойл и др. Наличие заглубленной траншеи устраняет работу дояра в наклонном положении при проведении подготовительных и заключительных операций; минимальный путь перемещения молока от доильного аппарата к охладителю; возможность максимально автоматизировать доение; взаимодействие с программами менеджмента стада.

Это позволяет повысить производительность труда операторов при машинном доении и получать молочную продукцию более высокого качества.

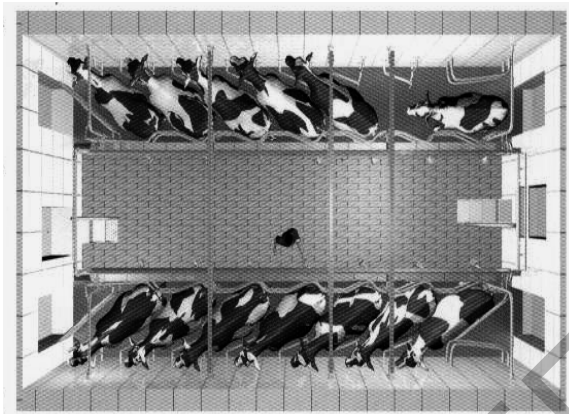
Доильные установки для доения коров в специальных залах *подразделяют* на группы: «Елочка», «Тандем», «Карусель».

Установки класса «*Елочка*» обеспечивают доение коров, которые имеют приблизительно одинаковую интенсивность молокоотдачи (рис. 10.44). В зависимости от особенностей конкретной модели внутрь доильного зала одновременно запускается определенное количество коров. После доения коровы выходят по очереди.

Установки типа «Елочка» выпускают в двух модификациях – с углом постановки коров к траншее дояра 30° и 60°.

Достоинства «Елочка 30°» – небольшая ширина установки, что позволяет размещать эти установки в типовых доильно-молочных блоках молочных ферм, имеющих шестиметровый строительный пролет.

«Елочка 60°» оборудуются быстрым выходом, что ускоряет освобождение установки и повышает ее пропускную способность. Однако эти установки требуют более широкого доильного зала и дорожке. В состав стационарной доильной установки «Елочка» входят два доильных станка на 8 мест каждый. Расстояние между доильными аппаратами составляет 115 см.



a



б

Рис. 10.44. Доильный зал «Елочка»:

а – схема доильной установки; *б* – общий вид доильной установки

Достоинством считается хороший обзор вымени коровы и удобный доступ к нему: оператор получает к вымени безопасный и удобный доступ благодаря тому, что подсоединение сосковой резины к вымени коровы осуществляется сбоку.

К преимуществам можно отнести относительно небольшую площадь, занимаемую залом, относительную дешевизну в обслуживании, высокую унифицированность оборудования.

Однако увеличение фронта работы дояра (длина траншеи) снижает производительность труда, а следовательно, и пропускную способность установки, особенно в группах коров, имеющих разную продуктивность и скорость молокоотдачи – высокоудойные и тугодойные коровы задерживают выход остальных животных из зала, в результате чего замедляется общее время дойки.

В таких установках после окончания доения коровы выходят последовательно друг за другом, что также снижает пропускную способность.

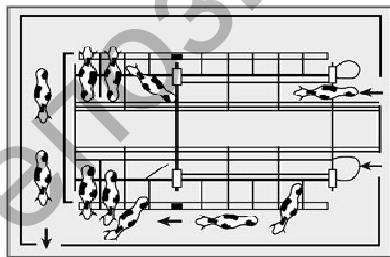
Количество дойных мест в «Елочке», как правило, не больше 28 (2×14, то есть по 14 коров с каждой стороны). «Елочку» рационально использовать на фермах с поголовьем не более 500 гол.

Технологическая линия включает молокопровод, вакуум-провод, устройство для подмывания вымени, а также системы первичной обработки молока.

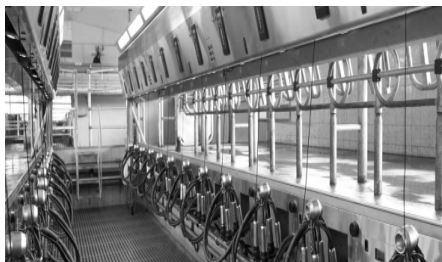
Доильная установка может быть оборудована системой кормораздачи. Выдача корма – групповая со ступенчатой регулировкой порций.

Доение коров на установках типа «*Параллель*» (рис. 10.45).

Особенности установки: животные уже находятся под углом 90° к доильной яме, то есть ровно задом к оператору; благодаря позиционированию коровы близко по краю доильной ямы, доступ к вымени и подсоединение доильного аппарата происходит без усилий; надежная фиксация животных происходит спереди с помощью устойчивой фронтальной решетки. После окончания доения животным для выхода не нужно менять направление движения.



а



б

Рис. 10.45. Доильный зал «Параллель»:

а – схема доильной установки; б – общий вид доильной установки

Подключение доильных аппаратов производится между задних ног животного. Благодаря такой постановке животных длина доильного места уменьшается до 0,75 м, существенно экономится площадь доильного зала. Такая компоновка позволяет монтировать установки до 50 голов в ряд, то есть до 100 коров (2×50) могут доиться одновременно.

Большинство залов типа «Параллель» оборудовано системой индивидуального выхода – отдоившиеся коровы не должны ждать других животных, что способствует быстрому освобождению зала.

Недостаток залов типа «Параллель» – из-за особенности постановки животных на дойку оператору неудобно работать с передними четвертями вымени. Данный тип установок на сегодняшний день является оптимальным решением для крупных хозяйств – 500...2000 гол. Пропускная способность установок данного типа достигает 4,5 гол./ч на одно место.

Доильные установки с индивидуальными станками типа «Тандем» предназначены для доения коров на племенных и товарных фермах, комплексах промышленного типа с неподобранными по продуктивности животными (рис. 10.46).

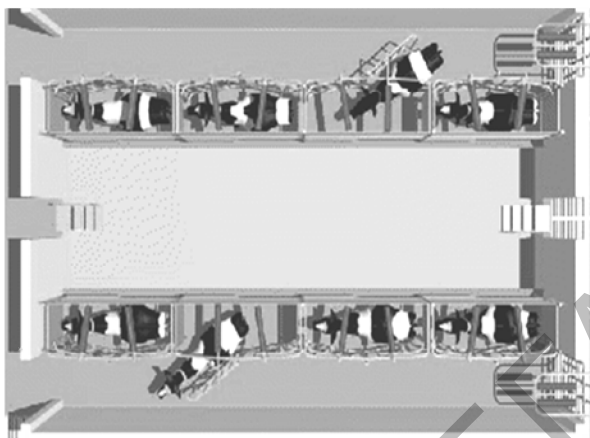
Станки установки «Тандем» обеспечивают возможность индивидуального обслуживания и осмотра каждой коровы.

На установках типа «Тандем» в результате удобной организации рабочего места операторов более высокая производительность труда, чем при доении в молокопровод в стойлах коровников. Операторы находятся в траншее глубиной 0,6...0,75 м, по бокам и параллельно которой расположены индивидуальные станки для коров. В каждом станке имеется свой доильный аппарат.

Для выполнения подготовительных и заключительных операций не приходится нагибаться и работать в согнутом положении.

Входом и выходом коров в станок управляет оператор индивидуально для каждой коровы, не мешая работе в других станках. При этом коровы поедают подкормку из кормушек во время доения.

Преимуществом этой установки является возможность доить в станке коров любой продуктивности и имеющей разную продолжительность доения. Поэтому их применяют на небольших фермах с неоднородными по продуктивности и скорости молокоотдачи стадом.



a



б

Рис. 10.46. Доильная установка «Тандем»:

a – схема доильной установки; *б* – общий вид доильной установки

Из *недостатков* доильной установки «Тандем» нужно отметить относительно большую площадь, занимаемую оборудованием; высокую материалоемкость; низкую унифицированность оборудования; длинный путь оператора от одного доильного места до другого (2,55 м).

Данный тип доильного зала применяется на небольших фермах (100...150 гол. дойного стада). В основном используются залы 2×5

или 2×6 (то есть одновременно с каждой стороны доильной ямы размещается 5 или 6 коров, следовательно, одномоментно может доиться 10 или 12 животных).

Доильная установка «Карусель» (рис. 10.47) представляет собой вращающуюся платформу в виде кольцеобразного диска (внутренний диаметр 12 м, наружный 15 м).



Рис. 10.47. Доильный зал «Карусель»

Она применяется на комплексах и фермах промышленного типа с хорошо подобранным по продуктивности поголовьем и предназначена для непрерывно-поточного доения коров, транспортирования выдоенного молока в молочное помещение, фильтрации, охлаждения его и подачи в емкость для хранения. Позволяет доить коров в ритме конвейера, что создает условия для автоматизации процесса доения и обеспечивает доение от 100 до 120 коров в час на одного оператора, 2 оператора успевают обслужить более 200 коров за час.

Доильные установки данного типа могут быть выполнены по различным схемам расположения доильных станков (рис. 10.48).

В начале дойки животные заходят одна за другой в станок по мере вращения «Карусели». На установках коровы непрерывно едут на платформе. Скорость вращения карусели настраивается в зависимости от скорости молокоотдачи коров, количества операторов и навыков их работы.

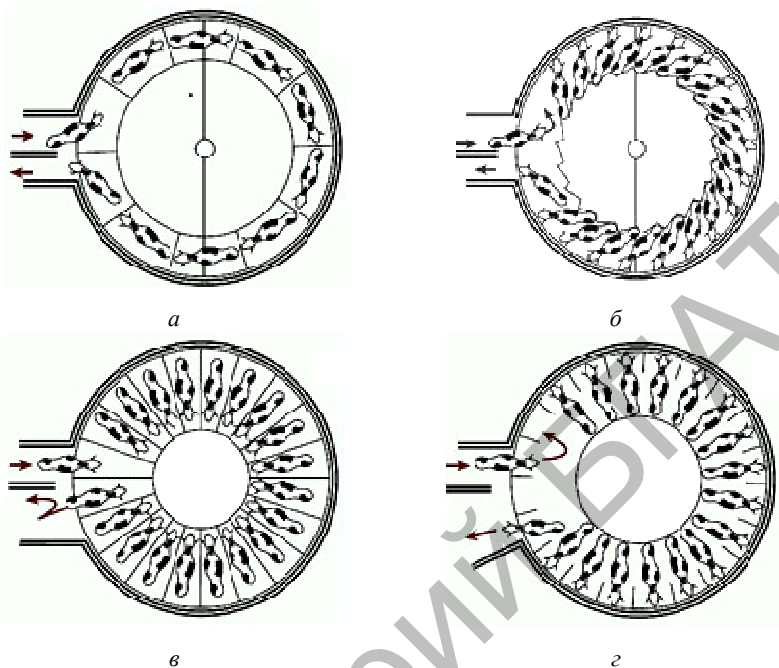


Рис. 10.48. Схемы доильных залов типа «Карусель»

а – со станками типа «Тандем»; *б* – со станками типа «Елочка»;

в – со станками типа «Параллель», головами животных внутрь;

г – со станками типа «Параллель», головами животных наружу

Операторы находятся с внутренней стороны установки на глубине 0,6–0,75 м и свободно двигаются внутри «Карусели». Для выполнения подготовительных и заключительных операций оператору не приходится нагибаться и работать в согнутом положении.

Мощность привода платформы 4 кВт от моторредуктора с бесступенчатым вариатором, обеспечивающим частоту вращения платформы в пределах один оборот за 6...14 минут.

10.6.3. Роботизированные доильные установки

Роботизированные доильные установки работают 24 часа в сутки. Коровы в любое время, по своему желанию, приходят к роботу, доятся и в это время подкармливаются концентратами (рис. 10.49).

Робот при помощи гидравлического манипулятора осуществляет поиск сосков, подключение подмывочного и доильных стаканов, выравнивание шлангов во время доения обработку сосков вымени после доения. Система контролирует количество и качество молока (наличие соматических клеток, наличие крови), скорость молокоотдачи и продолжительность доения. Установка оборудована счетчиками молока для каждой четверти.

Снятие доильных стаканов производится по мере снижения потока молока в каждой отдельной четверти вымени. В компьютер вносятся данные по всему стаду: № коровы, кратность доения за день, продуктивность и другие показатели.



Рис. 10.49. Робот-дояр компании DeLaval
а – робот-дояр; б – рука-манипулятор

Пропускная способность однокоробового робота достаточна для обслуживания 50...70 коров. Для обслуживания более крупного стада необходимо иметь несколько роботизированных дояров.

Каждая корова, имея свободный доступ к роботу, посещает его в среднем 2,6...2,7 раза, а высокопродуктивные (более 30 литров в сутки) – 4...5 раз в сутки. Такая частота обеспечивает увеличение продуктивности животных в первой трети лактации – до 18 %, а за всю лактацию – до 10...14 %.

Для крупных молочных ферм могут быть использованы несколько однокоробовых роботов или одна многокоробовая роботизированная доильная система.

Доильный робот Astronaut фирмы Lely состоит из доильного бокса с размерами 4,5×2,5×2,5 м (рис. 10.50).

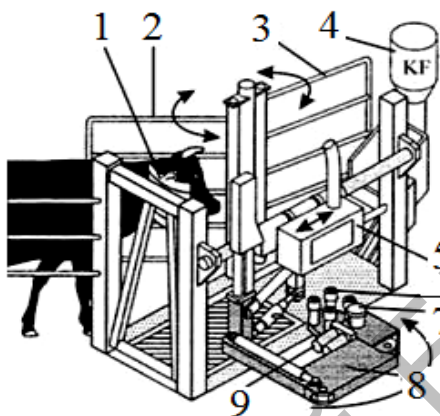


Рис. 10.50. Схема доильного робота Astronaut:

- 1 – манипулятор позиционирования животного; 2 – входная дверца;
- 3 – выходная дверца; 4 – автоматическая кормораздаточная станция;
- 5 – блок регулирования перемещения руки; 6 – доильные стаканы;
- 7 – лазерные датчики; 8 – рука робота; 9 – ролики обмыва вымени

При входе коровы в бокс происходит ее идентификация и компьютер определяет необходимость доения коровы сейчас, или немедленно выпустить ее из бокса. Если необходимо доить корову, то в кормушку выдается порция (1,5...2,5 кг) концентрированного корма. Движение животного сзади ограничивается специальным манипулятором 1. Примерно через 10 секунд после позиционирования коровы рука 8 робота захватывает устройство 9 для обмыва вымени с двумя роликами, покрытыми увлажненной водой хлопчатобумажной тканью и подводит под вымя животного. Определяется место расположения сосков и начинается процесс их очистки вращающимися в разные стороны роликами. После очистки рука робота отводит ролики в специальную выемку, где происходит их промывка водой и обеззараживание дезинфицирующими растворами.

Рука робота снова подводится под корову, но уже с доильным аппаратом 6 и с помощью лазера 7 начинается его позиционирование.

Для позиционирования в качестве точки отсчета служат передние соски. По окончании позиционирования робот начинает последовательно надевать доильные стаканы на соски, начиная с задних четвертей вымени. При этом подвижная тестовая плита передает движение коровы с помощью ультразвукового датчика руке робота, которая повторяет движения коровы.

При неудачной попытке надеть доильные стаканы робот делает еще две дополнительные попытки. При неудачной третьей попытке робот выпускает корову, выдает звуковой сигнал и сообщение на дисплей компьютера.

Первые струйки молока сдаиваются в специальный резервуар. Количество надоенного молока из каждой четверти вымени животного поступает по отдельному молокопроводу. Доильные стаканы снимаются с каждого соска вымени отдельно, по мере прекращения из него молокоотдачи.

Многобоксовая роботизированная доильная установка Liberty фирмы Prolion включает до 4 боксов, обслуживаемых одной рукой.

Преимущества использования роботизированных доильных установок: полное исключение человеческого фактора при доении, так как от запуска коровы в бокс и до ее выпуска из бокса все процессы выполняются в автоматическом режиме; каждое животное выдаивается индивидуально, с наименьшим ущербом для здоровья.

Недостаток: высокая стоимость робота, составляющая около 120 тыс. евро за отдельный бокс, и регулярные затраты на его обслуживание несравненно выше, чем на обычные доильные залы. Однако экономия на помещениях, увеличение молочной продуктивности (в среднем на 10 %), улучшение здоровья животных и, прежде всего, сокращение расходов на оплату труда операторов машинного доения частично компенсируют высокие издержки на приобретение и содержание роботизированной установки.

Доильные установки могут комплектоваться стационарными кормораздатчиками (рис. 10.51), которые предназначены для транспортирования и дозированной выдачи сухих, сыпучих комбикормов с величиной гранул до 14 мм. Кормораздатчики могут работать в ручном и автоматическом режиме заполнения дозаторов.

Система раздачи сыпучих концентрированных кормов включает в себя приводную станцию 1 с приемным бункером 2, цепочно-шайбовый транспортер 8, размещенный в трубе, накопитель

кормов 6, дозатор 5, пульт управления дозаторами, систему пневмопровода, содержащую пульсоусилители 4 и вакуум-провода 3.

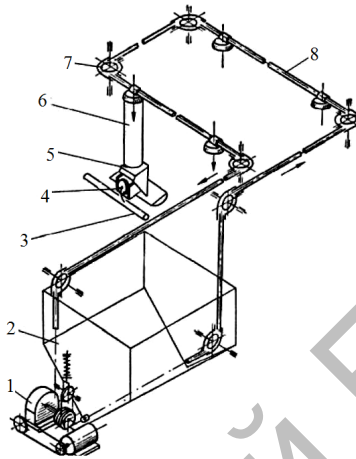


Рис. 10.51. Технологическая схема кормораздатчика сухих кормов:

- 1 – приводная станция; 2 – бункер;
- 3 – вакуум-провод; 4 – пневмокамера;
- 5 – дозатор; 6 – трубчатый накопитель; 7 – поворотный блок;
- 8 – цепочно-шайбовый транспортер кормушки

При включении электродвигателя звездочка привода транспортера протягивает цепь через бункер 2. Шайбы цепи транспортера, проходя через бункер, захватывают корм и по трубе доставляют его к накопителям 5, последовательно заполняя их через отверстие в нижней части трубы над каждым накопителем. После заполнения последнего накопителя микровыключатель соответствующего накопителя выключает привод транспортера.

10.6.4. Универсальные передвижные доильные установки

Передвижные доильные установки применяются при привязном и беспривязном содержании коров. В зимний период такие установки используют в доильных помещениях как стационарные, а летом на пастбищах как передвижные. К ним относятся универсальная доильная станция (рис. 10.52), которая имеет две секции параллельно-проходных станков, установленных на полозьях.

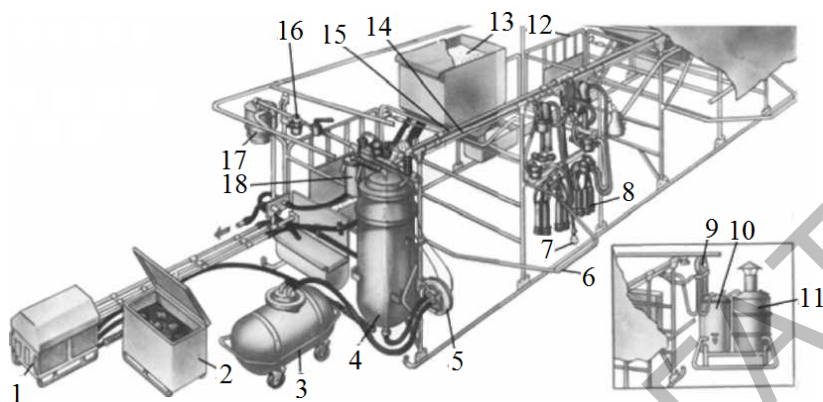


Рис. 10.52. Общий вид доильной установки:

- 1 – силовой агрегат; 2 – ящик со льдом; 3 – цистерна;
 4 – фильтр-охладитель; 5 – диафрагменный насос; 6 – дуга-фиксатор;
 7 – разбрызгиватель; 8 – доильный аппарат; 9 – насос-смеситель;
 10 – бак холодной воды; 11 – водогрейный котел; 12 – выходная дверь;
 13 – бункер кормораздатчика; 14 – вакуум-провод; 15 – молокопровод;
 16 – вакуум-регулятор; 17 – вакуум-баллон; 18 – предохранительная камера

В разрывах, между станками, находятся бункеры для сухого корма. Их дозаторы выведены в кормушки станков, закрепленные на дверцах, которые предназначены для выхода животных из станков и связаны рычажной системой с рукоятью привода.

В комплект станции входят вакуум-силовая установка с электродвигателем, карбюраторный двигатель, водяной и молочный насосы, генератор тока с осветительным оборудованием и установка горячей воды.

На расстояние до 100 м установку можно транспортировать на ползьях со скоростью не более 8...10 км/ч. При больших расстояниях доильные станки перевозят на специальных тележках, а остальное оборудование на других средствах транспорта.

10.6.5. Мобильная установка для доения в ведро

Мобильная установка (рис. 10.53) предназначена для доения небольшого количества коров в индивидуальных и фермерских хозяйствах. Она представляет собой тележку, на которой закреплены предохранительный отстойник, вакуумметр и вакуум-регулятор,

доильный аппарат и доильное ведро, вакуумный насос, клиноремной привод и вакуумный резервуар.

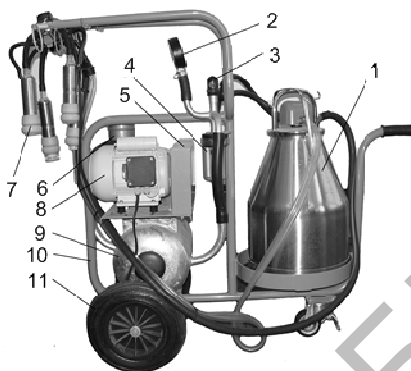


Рис. 10.53. Мобильная установка для доения в ведро:
1 – доильное ведро; 2 – вакуумметр; 3 – клапан предохранительный;
4 – отстойник предохранительный; 5 – кожух для клинового ремня;
6 – глушитель; 7 – доильный аппарат; 8 – насос вакуумный;
9 – вакуумный резервуар; 10 – тележка сварная; 11 – колесо

Крышка доильного ведра (со стороны доильного аппарата) с пульсатором и шлангами показана на рис. 10.54.

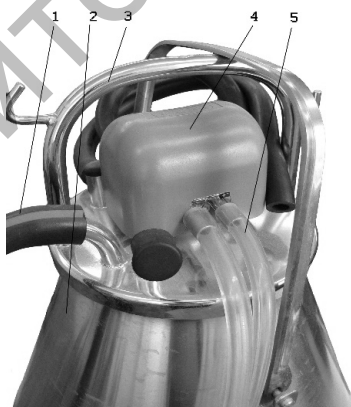


Рис. 10.54. Крышка доильного ведра с пульсатором и шлангами:
1 – молочный шланг; 2 – доильное ведро; 3 крышка;
4 – пульсатор; 5 – вакуумный шланг

Перед началом дойки к электрической сети посредством кабеля подключается вакуумный насос. После включения вакуумного насоса необходимо закрыть отверстие на молочном коллекторе, в результате крышка доильного ведра с уплотнением прочно присосется к ведру и запустится пульсатор.

Далее проводят операции по подготовке вымени к доению (около 1 минуты). После подготовки установки к работе и проведения подготовительных операций над выменем приступают непосредственно к надеванию доильного аппарата, после которого производится машинное доение.

10.7. Расчет основных параметров доильного оборудования

10.7.1. Расчет параметров пульсатора

Расчет пульсатора заключается в определении *длительности тактов* (время, в течение которого на сосок вымени оказывают физиологически однородное воздействие доильным стаканом) и *расхода воздуха*, который происходит через систему и вакуумный насос.

Время откачивания или *такт сосания* определяется по формуле

$$t_1 = V / (76 - k_p) \ln(\psi_1 - h_2 / h - h_1), \quad (10.10)$$

где V – объем камеры постоянного вакуума, м³;

k_p – коэффициент, учитывающий размеры канала и вязкость воздуха;

ψ_1 – переменный коэффициент, учитывающий время на переключение клапанов в пульсаторе;

h – номинальный вакуум, кН/м² (мм рт. ст.);

h_1 – наибольший вакуум в камере переменного вакуума (управляющая) кН/м² (мм рт. ст.);

h_2 – наибольший вакуум в камере постоянного вакуума, кН/м² (мм рт. ст.).

Время выпуска, или *такт разгрузки*:

$$t_2 = \frac{V_n}{76k_p} \ln\left(\psi_2 \frac{h_1}{h_2}\right), \quad (10.11)$$

где $V_{\text{п}}$ – объем камеры переменного вакуума пульсатора, м³;
 ψ_2 – переменный коэффициент, учитывающий уровень вакуума в камерах.

Разделив уравнение (10.10) на (10.11) найдем соотношение тактов:

$$\delta_c = \frac{t_1}{t_2} = \frac{76}{76-h} \frac{\ln\left(\psi_1 \frac{h-h_2}{h-h_1}\right)}{\ln\left(\psi_2 \frac{h_2}{h_1}\right)}. \quad (10.12)$$

Предельные значения вакуума h_1 и h_2 должны определяться с учетом особенностей конструктивной схемы и размеров пульсатора.

Для работы доильных аппаратов достаточна частота пульсаций 40...120 в минуту в зависимости от конструкции аппарата и применительно к индивидуальным особенностям коровы. При эксплуатации трехтактных доильных аппаратов, для большинства коров, эта частота находится в пределах 60...80 пульсаций в минуту.

10.7.2. Расчет вакуумного насоса

Объемная подача ротационного насоса зависит от площади AA_1B_1B камеры всасывания, длины ротора и частоты его вращения (рис. 10.55). Площадь AA_1B_1B является переменной величиной, зависящей от угла поворота ротора φ .

Точное значение максимального и минимального межлопаточного объемов можно получить, составив дифференциальное уравнение изменения площади межлопаточных секторов по углу поворота ротора φ и проинтегрировав его в соответствующих пределах.

Эффективность работы ротационного насоса определяется разностью максимальной и минимальной площадей межлопаточного пространства. Определим данный параметр для четырехлопастного насоса. Примем радиус статора при максимальном межлопаточном объеме равным

$$R_1 = R + e, \quad (10.13)$$

где R – радиус (фактический) статора, м;
 e – эксцентриситет, м.

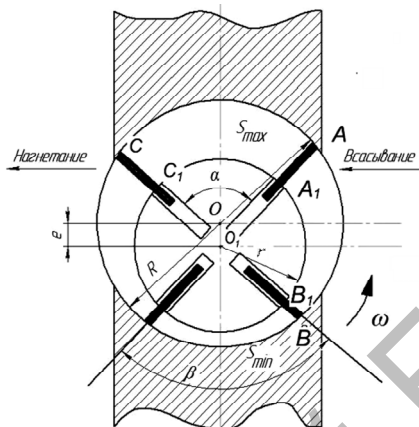


Рис. 10.55. Схема работы ротационного насоса

Тогда, с некоторым превышением над фактической, площадь сектора O_1CA можно определить по формуле

$$S_1 = \frac{\pi R^2 \beta}{2\pi}, \quad (10.14)$$

где β – угол между лопатками, град.

При четырех лопатках $\beta = \pi / 2$, тогда

$$S_1 = \frac{\pi (R + e)^2}{4}. \quad (10.15)$$

Площадь сектора ротора $O_1C_1A_1$ также можно определить по формуле

$$S_1 = \frac{\pi r \beta}{2\pi}, \quad (10.16)$$

где r – радиус ротора, м.

Современные насосы изготавливаются с минимальным зазором (70...100 мкм) между ротором и статором. В таком случае можно считать, что $R - r = e$ или $r = R - e$, тогда

$$S_2 = \frac{\pi (R - e)^2}{4}. \quad (10.17)$$

Тогда значение *максимального межлопаточного* объема

$$\Delta S_{\max} = S_1 - S_2 = \frac{\pi (R + e)^2}{4} - \frac{\pi (R - e)^2}{4} = \pi R e. \quad (10.18)$$

Для *определения минимального межлопаточного* объема примем также с некоторым превышением центральный угол статора равным углу между лопатками ротора. Тогда максимальная межлопаточная площадь сектора с радиусом R равна

$$S_3 = \pi R^2 / 4; \quad (10.19)$$

площадь сектора с радиусом r_p равна

$$S_4 = \frac{\pi r_p^2}{4} = \frac{\pi (R - e)^2}{4}. \quad (10.20)$$

Минимальная площадь между лопатками

$$\Delta S_{\min} = S_3 - S_4 = \frac{\pi R^2}{4} - \frac{\pi (R - e)^2}{4} = \frac{\pi (2Re - e^2)}{4}. \quad (10.21)$$

Эффективность работы насоса определяется разностью максимальной и минимальной межлопаточной площади:

$$\Delta S = \Delta S_{\max} - \Delta S_{\min} = (2Re + e^2) \approx 0,785e (D + e), \quad (10.22)$$

где D – диаметр статора, м.

Полезный объем межлопаточной камеры

$$V_n = 0,785 e (D + e) L_{\text{рот}}, \quad (10.23)$$

где $L_{\text{рот}}$ – длина ротора, м.

При четырех лопатках и угловой скорости вращения ротора ω подача насоса составит

$$Q_n = \frac{4V_n \omega_p}{2\pi} = 0,5e(D + e)L_{\text{рот}} \omega_p. \quad (10.24)$$

Отсюда следует, что теоретическая подача воздушного насоса прямо пропорциональна его геометрическим размерам (e , D , L) и угловой скорости вращения ротора. Действительная производительность насоса

$$Q_d = Q_n \eta_m \eta_n, \quad (10.25)$$

где η_m – манометрический коэффициент, учитывающий условия вакуума, $\eta_m = 0,52 \dots 0,32$;

η_n – коэффициент заполнения камеры, зависит от конструкции насоса и частоты его вращения. Он может колебаться в довольно широких пределах, $\eta_n = 0,3 \dots 0,9$.

При известной подаче насоса и разрежении в доильных установках мощность на привод насоса можно определить по формуле

$$N_n = \frac{Q_n h}{\eta}. \quad (10.26)$$

Таким образом, задав технологические условия можно рассчитать конструктивные параметры роторного насоса.

Производительность отдельных вакуумных агрегатов должна быть не менее $30 \dots 45 \text{ м}^3/\text{ч}$. Оптимальным считается превышение вакуума в молокопроводе на $1 \dots 2 \text{ кПа}$ над соответствующими значениями в вакуум-проводе. Допустимо равенство. При повышенном

относительном вакууме в вакуум-проводе спадают стаканы, быстро изнашивается сосковая резина, доение становится опасным для здоровья животных.

10.7.3. Расчет центробежного насоса

На рис. 10.56 показан один из каналов рабочего колеса, ограниченного с обеих сторон лопатками. Жидкость поступает в канал по всасывающей трубе со скоростью c_1 . Безударный вход ее обеспечивается при соблюдении условия, что скорость движения жидкости на входе не изменяется ни по величине, ни по направлению.

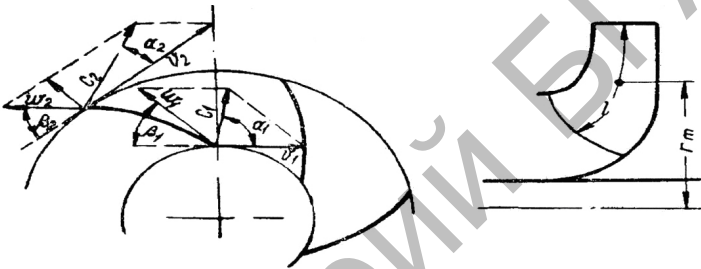


Рис. 10.56. К расчету скорости центробежного насоса

Из канала рабочего колеса жидкость выходит со скоростью ω_2 (относительно рабочего колеса). Абсолютная скорость выхода c_2 находится как диагональ параллелограмма. Весьма существенным для центробежных насосов является правильный выбор числа лопаток насоса. Наивыгоднейшее число лопаток, расположенных под углом к радиусу рабочего колеса, можно определить по формуле

$$z_n = 2K' \frac{r_T}{l_{cp}} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}, \quad (10.27)$$

где r_T – радиус центра тяжести средней линии лопатки, м;

l_{cp} – длина средней линии, м;

$\beta_1 + \beta_2$ – углы наклона лопаток при входе и выходе жидкости, град;

K' – коэффициент, равный 6,5.

Для радиальных лопаток

$$z_{\text{л}} = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}, \quad (10.28)$$

где D_2, D_1 – наружный и внутренний диаметры рабочего колеса, м.

С увеличением числа лопаток, по сравнению с расчетным, уменьшается коэффициент полезного действия насоса. С уменьшением напора наблюдается кавитация, при которой весьма вероятно изменение качества продукта и, в частности, степени дисперсности жировой фазы.

Между параметрами центробежного насоса существует зависимость

$$b_1(\tau D_1 - \delta_{\text{л}} z_{\text{л}}) v_1 \eta_{\text{об}} = b_2(\tau D_2 - \delta_{\text{л}} z_{\text{л}}) v_2 \eta_{\text{об}}, \quad (10.29)$$

где b_1 – ширина колеса на внутренней его окружности, м;

b_2 – ширина колеса на внешней его окружности, м;

$\delta_{\text{л}}$ – толщина лопаток колеса, м;

$z_{\text{л}}$ – число лопаток в рабочем колесе, шт.;

v_1, v_2 – соответственно скорость движения жидкости на внутренней и внешней стороне диска, м/мин;

$\eta_{\text{об}}$ – объемный КПД насоса, $\eta_{\text{об}} = (0,6 \dots 0,8)$.

При радиальном расположении лопаток

$$v_1 = c_1 \sin \alpha_1 \quad \text{и} \quad v_2 = c_2 \sin \alpha_2, \quad (10.30)$$

где α_1, α_2 – угол между касательной и векторами составляющих скоростей c_1 и c_2 при отрыве жидкости от диска, град.

Скорость c_1 принимают равной скорости жидкости во всасывающем трубопроводе.

Создаваемый напор определяют по формуле

$$H_n = \varphi_n \frac{v_{ок}^2}{2g}, \quad (10.31)$$

где φ_n – коэффициент напора $\varphi_n = (0,8 \dots 0,9)$;

$v_{ок}$ – окружная скорость рабочего колеса, м/с;

g – ускорение силы тяжести, м/с².

Критическое число оборотов рассчитывают по формуле

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} 4,76 \sqrt{\frac{EI_B g}{m_B l_B^3}}, \quad (10.32)$$

где E – модуль упругости материала, из которого изготовлен вал, кг/см³;

m_B – масса единицы длины вала, кг;

l_B – длина вала, м;

I_B – момент инерции вала, кг м/с².

При увеличении напора или с целью повышения производительности приходится изменять число оборотов рабочего колеса центробежного насоса. При этом необходимо проверять критическое число оборотов рабочего колеса, особенно в многоступенчатых насосах. Фактические обороты не должны сближаться с критическими.

Глава 11

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПЕРВИЧНОЙ ОБРАБОТКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ МОЛОКА

Операции первичной обработки молока. Так как молоко является скоропортящимся продуктом, то в целях сохранения его в свежем виде, молоко подвергают первичной обработке непосредственно на фермах. Эта обработка включает следующие технологические операции: фильтрование, охлаждение и хранение, в некоторых случаях к ним добавляются пастеризация, сепарирование и нормализация.

На рис. 11.1 показан один из возможных вариантов технологической схемы первичной обработки молока.

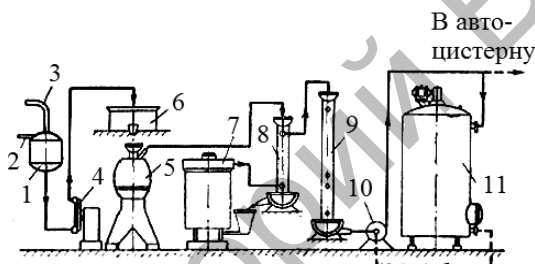


Рис. 11.1. Технологическая схема первичной обработки молока:
1 – бачок-воздухоотделитель; 2 – молокопровод; 3 – вакуум-провод;
4 – молочный насос; 5 – сепаратор-молокоочиститель;
6 – промежуточная емкость; 7 – пастеризатор; 8 – регенеративный теплообменник;
9 – двухсекционный охладитель молока; 10 – насос; 11 – танк для сбора молока

По схеме молоко из молокопровода проходит промежуточный бачок – воздухоотделитель, далее насосом перекачивается на очиститель-охладитель, из которого поступает в танк для хранения и глубокого охлаждения.

Очистка молока от механических примесей (остатки подстилки, частицы корма, волос и т. п.) производится фильтрами и центробежными молокоочистителями.

Нормализация молока по содержанию жира предусматривает получение продукта с заданной жирностью. На фермах нормализация производится путем сепарирования.

Свежевыдоенное молоко обладает бактерицидными свойствами, которые сохраняются определенное время. Понижая температуру молока, увеличиваем срок действия его бактерицидных свойств. У свежего неохлажденного молока при $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ бактерицидная фаза равна 3 ч, при снижении температуры до $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 76 ч, до $10...13\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 36 ч, до $4...5\text{ }^{\circ}\text{C}$ – жизнедеятельность бактерий практически прекращается.

11.1. Способы очистки и классификация очистителей молока

11.1.1. Устройство фильтров для очистки молока

Первой операцией в технологической схеме первичной обработки молока является очистка его от механических примесей, для чего молоко пропускают через сетчатые, марлевые и фланелевые фильтры или используют центробежные очистители. При очистке молока на фильтре образуется осадок, и сопротивление движению жидкости возрастает в несколько раз. Поэтому для создания непрерывного процесса фильтры, как правило, оборудуют двумя секциями.

Пластинчатый закрытый фильтр (рис. 11.2) состоит из двух секций 6. Каждая секция состоит из трех камер, представляющих собой раму 5 с сеткой и фильтровальной тканью 4.

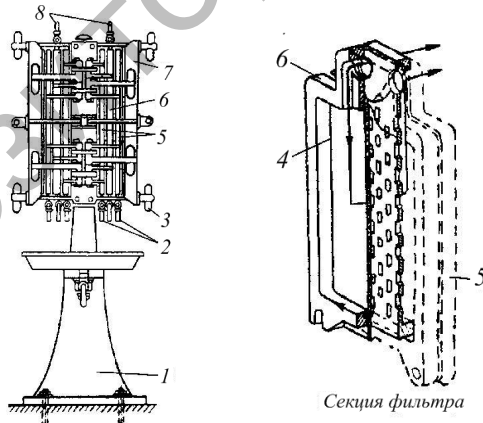


Рис. 11.2. Закрытый пластинчатый фильтр для молока:

1 – станина; 2 – краны для спуска молока; 3 – зажимы; 4 – фильтровальная ткань; 5 – рамы с сеткой; 6 – камеры; 7 – крышки секций; 8 – краны для выпуска воздуха

Молоко через патрубок 10 поочередно, через каждые 10...30 мин, поступает в одну из камер и распределяется параллельно по камерам секций 6. Когда одна секция работает, другую очищают и готовят к работе (меняют фильтровальную ткань). Температура молока при фильтровании 30...35 °С.

Дисковый закрытый фильтр (рис. 11.3) состоит из стального корпуса 3, крышки 7, клапана 8, набора фильтрующих дисков 9 с отверстиями 10, через которые проходит молоко, вставных прокладок 11, внутреннего стакана 5, обоймы 6, стоек 12 и крана 2 для спуска остатков молока.

Молоко поступает в фильтр через патрубок 4, проходит через отверстия 10 в рамках, через фильтровальные прокладки 11 и выходит в трубу 1.

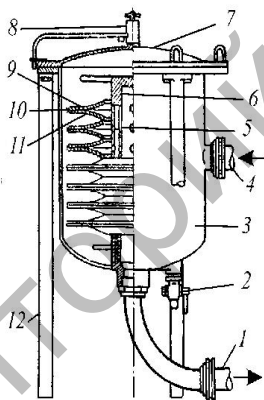


Рис. 11.3. Закрытый дисковый очиститель для молока

Цилиндрический закрытый фильтр для очистки молока показан на рис. 11.4. В цилиндрический фильтр молоко поступает под давлением 200 МПа, проходит фильтровальную ткань 6, натянутую на внутреннюю и наружную сетки 4 и 5. Через патрубок 3 молоко выходит из фильтра.

Скопившийся воздух выходит через кран 9. На патрубке 11 установлен манометр, по которому контролируют давление. Перед фильтрацией молоко нагревают до температуры 30...40 °С. Фильтровальную ткань необходимо менять через 15...30 мин.

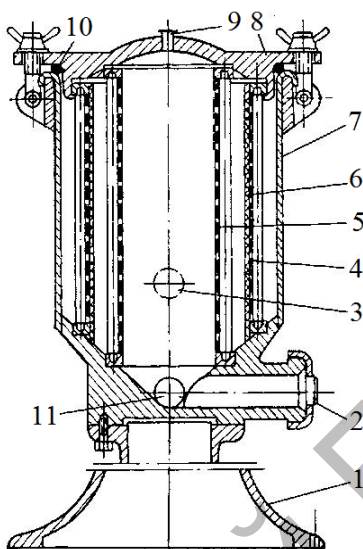


Рис. 11.4. Закрытый цилиндрический фильтр для молока
 1 – станина; 2 – пробка; 3 – патрубок; 4, 5 – сетки; 6 – фильтровальная ткань;
 7 – цилиндр; 8 – крышка цилиндра; 9 – кран; 10 – сальник; 11 – патрубок

Молочно-магистральный фильтр (рис. 11.5), как правило, входящий в состав современных доильных установок с молокопроводом, состоит из корпуса 1, фильтрующего элемента 2, уплотнительных колец 3, 6 и направляющей 7.

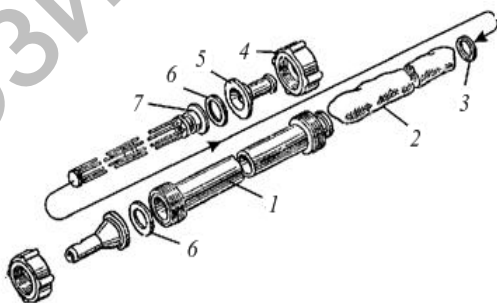


Рис. 11.5. Фильтр молочно-магистральный:
 1 – корпус; 2 – фильтрующий элемент; 3, 6 – уплотнительное кольцо;
 4 – гайка; 5 – переходник; 7 – направляющая

Молоко, проходя под напором или разряжением через фильтрующий элемент 2, очищается от загрязнений. Последний разбирается для промывки и замены фильтрующих элементов (лавсан или энант).

Очистка молока на фильтре имеет недостатки. Перед фильтрацией молоко рекомендуется подогреть до температуры 35...45 °С. Это необходимо потому, что холодное молоко имеет повышенную вязкость и медленно фильтруется. В холодном молоке полуотвердевшие жировые шарики образуют кучки и с большим трудом проходят через фильтрующую ткань, быстро забивая ее. Также при подогревании молока происходит растворение загрязнений и бактериальное обсеменение.

Кроме того, такая фильтрация задерживает только крупные частицы механических загрязнений; требует больших затрат рабочего времени (до 30 % от рабочего цикла), смены фильтрующей ткани, промывки, разгрузки фильтра от осадка, подготовки установки к работе; поступающее в фильтр молоко в процессе очистки контактирует с загрязнениями, отложившимися на фильтрующей ткани из предыдущих порций.

11.1.2. Расчет фильтров для очистки молока

Количество продукта $V_{ц}$, которое можно пропустить через фильтр в течение одного рабочего цикла:

$$V_{ц} = qF, \quad (11.1)$$

где q – нагрузка на 1 м² фильтра в течение цикла работы, л;
 F – площадь поверхности фильтра, м².

Поверхность фильтрации рассчитывают по формуле

$$F = V_{ж} / Q_1, \quad (11.2)$$

где $V_{ж}$ – объем фильтруемой жидкости, м³;
 Q_1 – производительность фильтруемой поверхности, м³/ч.

Производительность фильтра определяют по формуле

$$Q_{ф} = qF / \Sigma\tau, \quad (11.3)$$

где $\Sigma\tau$ – длительность одного цикла работы фильтра, ч:

$$\Sigma\tau = \tau_{\phi} + \tau_{\text{пр}} + \tau_{\text{р}}, \quad (11.4)$$

где τ_{ϕ} – длительность фильтрации, ч;

$\tau_{\text{пр}}$ – длительность промывки, ч;

$\tau_{\text{р}}$ – длительность разгрузки и подготовки фильтра, ч.

11.1.3. Устройство и рабочий процесс центробежного сепаратора-молокоочистителя

В промышленности используют наиболее эффективную центробежную очистку молока с применением сепараторов-молокоочистителей, в которых более тяжелые составляющие перемещаются к периферии вращающегося ротора в поле центробежных сил, а более легкие – вытесняются ими к центру. В очиститель молоко подается насосом с температурой не ниже 25 °С.

По способу выгрузки осадка различают сепараторы с ручной и центробежной выгрузкой. Более эффективны сепараторы с центробежным удалением осадка благодаря большей длительности их непрерывной работы и возможности автоматизации процесса.

По способу подачи разделяемой жидкости и вывода полученных фракций различают сепараторы открытые, полузакрытые и герметические.

В *открытых* сепараторах подача в ротор жидкости и отвод полученных фракций осуществляются открытыми потоками, не изолированными от доступа воздуха.

В *полузакрытых* сепараторах жидкость подается в ротор открытым потоком, а отвод фракций осуществляется под давлением по закрытым трубопроводам.

В *герметических* сепараторах подача жидкости и отвод фракций происходят под давлением по герметически закрытым трубопроводам.

Сепаратор-молокоочиститель с периодической выгрузкой осадка (рис. 11.6) состоит из станины 1, в горловине которой на веретене 12 находится барабан 10.

Сверху барабан 10 закрыт крышкой 7. Привод барабана осуществляется от электродвигателя через фрикционную муфту и червячную пару.

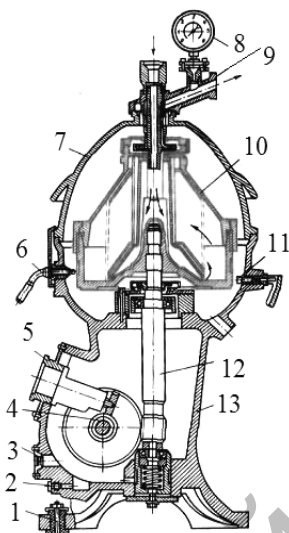


Рис. 11.6. Полугерметичный сепаратор:

- 1 – станина; 2 – канал для слива масла из опоры;
 3 – указатель уровня масла; 4 – вал крепления червячного колеса; 5 – тахометр;
 6 – прижим; 7 – крышка; 8 – манометр; 9 – приемно-выводное устройство;
 10 – барабан (пакет тарелок); 11 – тормоз; 12 – вертикальный вал (веретено)

Барабан 10 (рис. 11.7) состоит из пакета тарелок, которые не имеют отверстий и верхней разделительной тарелки.

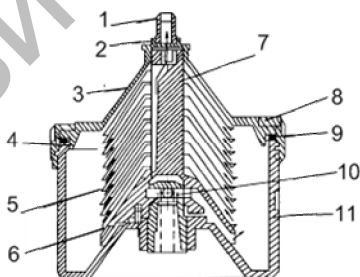


Рис. 11.7. Барабан:

- 1 – труба для выхода очищенного молока; 2 – уплотнительная прокладка;
 3 – крышка барабана; 4 – направляющий выступ барабана; 5 – тарелка;
 6 – направляющий штифт; 7 – тарелкодержатель; 8 – кольцевая гайка;
 9 – резиновое уплотнительное кольцо; 10 – колпачковая гайка; 11 – корпус барабана

Для смазки червячной пары внутри станины имеется масляная ванна. Наличие смазочного масла контролируют по окну с указателем уровня 3. Длительность разгона 3...6 мин в зависимости от типа сепаратора.

Рабочий процесс сепаратора-молокоочистителя протекает в следующем порядке (рис. 11.8).

Барaban очистителя вращается со скоростью около 8000 об/мин. Молоко дозировано, через дроссель молочного насоса поступает в приемную трубку 8. Поскольку в тарелках отсутствуют отверстия, то молоко в межтарелочные пространства входит с периферии и отсюда перемещается под тарелкодержатель 9 и под давлением выходит на периферию барабана.

В барабанах некоторых сепараторов-очистителей расстояние между тарелками – 1...2 мм, в других – 8...10 мм.

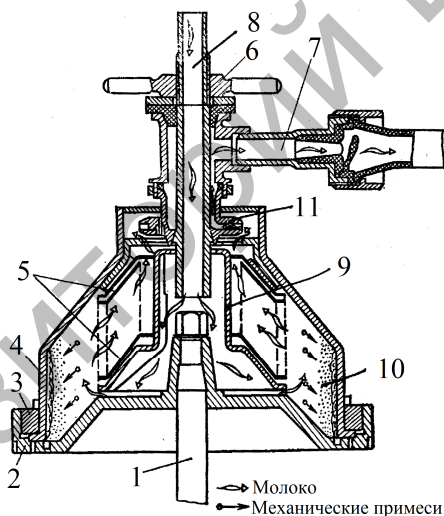


Рис. 11.8. Технологическая схема рабочего процесса сепаратора-очистителя:

- 1 – вал барабана; 2 – основание корпуса; 3 – гайка; 4 – корпус барабана;
- 5 – тарелки; 6 – гайка молокопровода; 7 – молочный патрубок;
- 8 – приемная трубка; 9 – тарелкодержатель; 10 – грязевая камера;
- 11 – напорный диск

Поскольку в этой зоне расстояние от центра вращения значительно, на молоко действует центробежная сила, и примеси, имеющие

удельную массу большую, чем молоко, этой силой из объема молока вырываются и отбрасываются в направлении грязевой камеры 10, где и накапливаются в виде так называемой сепарационной слизи. Очищенное таким образом молоко под давлением молока, вновь поступающего в барабан, проходит в зазоры между конусными тарелками, подходит к напорному диску 11 и выводится из барабана. Далее молоко поступает на охлаждение.

Объем грязевого пространства молокоочистителей принимают из расчета 1 л на 1000 л часовой производительности. Молокоочиститель может работать непрерывно 3...4 ч. В этом случае отложения в грязевом пространстве достигают 0,03 % от объема пропущенного молока. Угол наклона образующей тарелок к горизонтали принимают равным 60...50°.

Сепаратор-молокоочиститель обычно работает в комплексе с пластинчатым охладителем.

11.1.4. Расчет параметров центробежного сепаратора-молокоочистителя

Теоретическую производительность тарельчатого барабана молокоочистителя можно определить по формуле

$$Q_{\text{сеп}} = 0,116\omega^2 z \operatorname{tg}\alpha (R_{\text{max}}^3 - R_{\text{min}}^3) \frac{(\rho_c - \rho_{\text{ч}})}{\mu_c} d_{\text{ч}}, \quad (11.5)$$

где ω – угловая скорость барабана, с^{-1} ;

z – число тарелок в барабане, шт.;

α – угол подъема образующей конуса тарелки, град;

R_{max} – максимальный расчетный радиус тарелки, м;

R_{min} – минимальный расчетный радиус тарелки, м;

μ_c – динамическая вязкость дисперсионной среды, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$;

ρ_c – плотность дисперсионной среды (плазмы), $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\rho_{\text{ч}}$ – плотность частицы дисперсной фазы, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$d_{\text{ч}}$ – минимальный диаметр выделяемой дисперсной частицы, м.

Эта формула дает хорошее совпадение теоретической производительности очистителя с паспортной лишь при расчетном диаметре частиц от 2,0 до 2,5 мк.

Оптимальное расстояние между тарелками очистителя

$$\delta_{\text{опт}} = \frac{1,71}{R_{\text{мин}}} \sqrt[4]{\frac{Q_{\text{д}} \mu_{\text{с}} (R_{\text{max}}^3 - R_{\text{мин}}^3) \operatorname{tg} \alpha}{\omega^2 z (\rho_{\text{с}} - \rho_{\text{ч}}) \cos^2 \alpha}}, \quad (11.6)$$

где $Q_{\text{д}}$ – секундный расход сепарируемой жидкости через барабан, м³/с.

Минимальный размер частиц, выделяемых очистителем в межтарелочном пространстве:

$$d_{\text{мин}} = \frac{2,93}{\omega} \sqrt{\frac{Q_{\text{д}} \mu_{\text{с}}}{z (R_{\text{max}}^3 - R_{\text{мин}}^3) (\rho_{\text{с}} - \rho_{\text{ч}}) \operatorname{tg} \alpha}}. \quad (11.7)$$

Время, необходимое для радиального перемещения расчетной частицы от R_{max} до $R_{\text{мин}}$:

$$\tau_{\text{расч}} = 41,5 \frac{\mu_{\text{с}}}{d_{\text{ч}}^2 \omega^2 (\rho_{\text{с}} - \rho_{\text{ч}})} \operatorname{I}g \frac{R_{\text{max}}}{R_{\text{мин}}}. \quad (11.8)$$

Время пребывания молока в барабане

$$\tau_6 = \frac{V_6}{Q_{\text{д}}} = \frac{H}{v_{\text{св}}}, \quad (11.9)$$

где V_6 – объем барабана, м³;

H – рабочая высота кольца жидкости в барабане, м.

Энергия, затрачиваемая при работе сепаратора, используется на сообщение кинетической энергии выбрасываемой жидкости N_1 , преодоление трения барабана о воздух N_2 , в подшипниках N_3 , в редукторе N_4 .

Мощность, необходимую для сообщения кинетической энергии выбрасываемой жидкости, определяют по формуле (для открытых сепараторов)

$$N_1 = \varphi_c Q_c r_o^2 \omega_6^2, \quad (11.10)$$

где φ_c – коэффициент, учитывающий радиальную скорость струи ($\varphi_c = 1, 1 \dots 1, 2$);

Q_c – производительность сепаратора, кг/с;

r_o^2 – расстояние от оси вращения до выходного отверстия, м;

ω_6 – угловое ускорение барабана, c^{-1} .

Мощность, потребную для преодоления трения барабана о воздух, рассчитывают по формуле

$$N_2 = \rho_v F_{\text{бар}} v_{\text{бар}}^3, \quad (11.11)$$

где ρ_v – удельный вес воздуха, $кг/м^3$;

$F_{\text{бар}}$ – площадь боковой поверхности барабана, $м^2$;

$v_{\text{бар}}$ – окружная скорость барабана, $м/с$.

Величину $F_{\text{бар}}$ (рис. 11.9) вычисляют по формуле

$$F_{\text{бар}} = \frac{\pi D^2}{4} + \pi D H_1 + \frac{\pi(D+d)c}{2} + \pi d H_2, \quad (11.12)$$

где D – диаметр нижнего основания барабана, м;

d – диаметр верхнего основания барабана, м;

c – длина боковой образующей барабана, м;

H_1 – высота нижнего основания барабана, м;

H_2 – высота верхнего основания барабана, м.

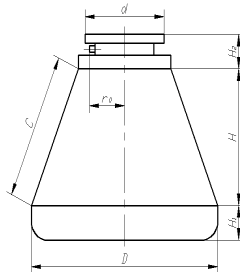


Рис. 11.9. Основные размеры барабана сепаратора

Мощность, используемую на преодоление трения в опорных подшипниках вала барабана, вычисляют по формуле

$$N_3 = \frac{C_{\text{тр}} G_i v_{\text{бар}}^3}{d_i}, \quad (11.13)$$

где $C_{\text{тр}}$ – коэффициент ($C_{\text{тр}} = 0,002$);

G_i – нагрузка на подшипники, кг;

d_i – диаметр цапфы, м.

Общая потребляемая мощность

$$N_{\text{общ}} = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta}. \quad (11.14)$$

Работу, необходимую для сообщения кинетической энергии барабану в период разгона сепаратора, определяют по формуле

Если разгон барабана продолжается τ_1 секунд, то средняя потребность мощности на сообщение барабану кинетической энергии во время разгона равна

$$N_{\text{ср}} = \frac{r_{\text{ин}}^2 \omega_{\text{бар}}^2 G_{\text{б}}}{\tau_1 g}, \quad (11.15)$$

где $r_{\text{ин}}$ – радиус инерции, м;

$G_{\text{б}}$ – вес барабана, кг.

В период разгона сепаратора мощность необходима и для преодоления трения в пусковом механизме (фрикционных муфтах с колодками или с раздвигающимися кулачками, либо при сдвигании ремня с холостого шкива на рабочий).

В среднем, в период разгона сепаратора, пусковым приспособлением поглощается около 40 % потребной мощности.

Мощность, потребная сепаратором в период рабочего хода, определяется примерно следующим образом: на трение в пусковом

механизме – 25 %; на трение барабана о воздух – 50 %; на сообщение кинетической энергии выбрасываемой жидкости и преодоление гидравлических сопротивлений – 25 %.

Число оборотов современных сепараторов обычно ниже верхнего критического числа. Фактическое число оборотов барабана в пределах от 6000 до 12 000 мин⁻¹.

Объем грязевого пространства молокоочистителей принимают из расчета 1 л на 1000 л часовой производительности. Молокоочиститель может работать непрерывно 3...4 ч. В этом случае отложения в грязевом пространстве достигают 0,03 % от объема пропущенного молока. Угол наклона образующей тарелок к горизонтали принимают равным 60...50°.

11.2. Общее устройство, конструктивные особенности и принцип работы сепаратора-сливкоотделителя

На некоторых молочнотоварных фермах, а также на предприятиях молочной промышленности осуществляют переработку молока, к которой относится разделение молока на сливки и обрат.

Молоко, как известно, представляет смесь жира плотностью 877...961 кг/м³ и плазмы (белки, вода, минеральные вещества) плотностью 1006...1036 кг/м³. Такую дисперсную смесь можно разделить *сепарированием* на механических центрифугах в поле центробежных сил на две фракции: сливки и обезжиренное молоко (обрат). При этом более тяжелые составляющие смеси перемещаются к периферии вращающегося ротора, более легкие – вытесняются ими к центру. При этом появляется возможность регулирования качества разделения путем изменения силового поля.

Качество и эффективность сепарирования зависят от следующих факторов:

– чистоты и свежести молока. Чем ниже кислотность и загрязненность, тем дольше может работать сепаратор без остановок для промывки.

Чем крупнее жировые шарики, тем быстрее происходит сепарирование жирности молока и сливок. С увеличением жирности молока подача его должна быть уменьшена.

Сепараторы по конструктивным особенностям подразделяются:

- на *открытые* – поступление молока и отвод продуктов сепарации осуществляется в соприкосновении с окружающим воздухом. Подача их небольшая и не превышает 0,3 кг/с;

- *полузакрытые* – подвод молока осуществляется в соприкосновении с воздухом, а отвод – без соприкосновения. Подача 0,5...1,0 кг/с;

- *герметичные* – отличаются тем, что подача молока и отвод продуктов сепарации происходят без доступа воздуха под давлением. Применяются они в пастеризационно-охладительных установках. Подача превышает 1 кг/с.

На молочно-товарных фермах применяют сепараторы *открытого* и *полузакрытого* типов.

Сепаратор-сливкоотделитель *открытого* типа показан на рис. 11.10.

Его корпус установлен на одном основании с электродвигателем. Вращение от двигателя передается барабану, свободно посаженному на вертикальный вал (веретено), через клиноремennую передачу, фрикционную муфту и червячную пару. Вал сепаратора помещается в станине на двух опорах.

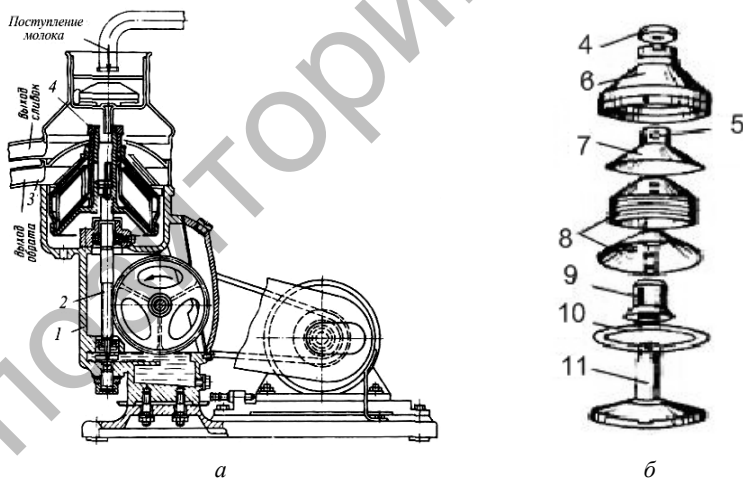
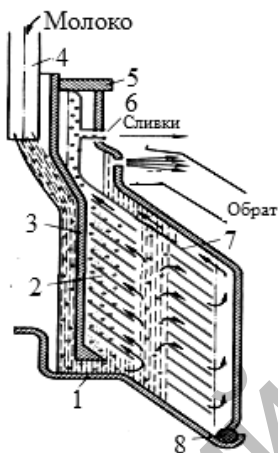


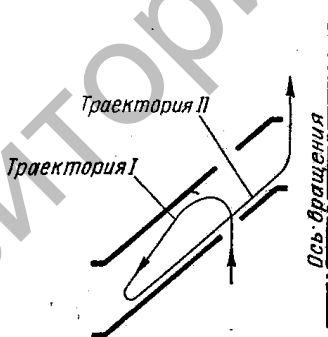
Рис. 11.10. Сепаратор-сливкоотделитель открытого типа:
а – общий вид; б – детали барабана;

- 1 – станина; 2 – вертикальный вал (веретено); 3 – посуда; 4 – накидная гайка;
- 5 – винт регулировки жирности сливок; 6 – корпус; 7 – верхняя тарелка;
- 8 – пакет разделительных тарелок; 9 – тарелкодержатель;
- 10 – уплотнительное кольцо; 11 – основание барабана с центральной трубкой

Сливкоотделительный барабан (рис. 11.11, а) состоит из корпуса, пакета разделительных тарельчатых вставок, тарелкодержателя, крышки, уплотнительного кольца и затяжной гайки.



а



б

Рис. 11.11. Схема работы сепаратора-сливкоотделителя:

а – барабан сепаратора сливкоотделителя:

1 – дно; 2 – пакет тарелок, 3 – тарелкодержатель;

4 – калиброванная трубка поплавковой камеры;

5 – накидная гайка; 6 – винт регулировки жирности сливок;

7 – верхняя разделяющая тарелка; 8 – резиновое кольцо;

б – траектория движения частиц в межтарелочном пространстве

Верхняя разделительная тарелка имеет в центральной части цилиндрическую вытяжку, в которой сбоку помещена впадка с отверстием для регулировочного винта. Поворотами винта изменяют выход и жирность сливок.

Разделительные тарелки имеют отверстия, образующие в пакете три канала для прохода молока. Свободное пространство между пакетом тарелок и крышкой корпуса образует грязевик. Зазор между парами тарелок в разных конструкциях находится в пределах 0,35...0,50 мм.

При выполнении технологического процесса молоко из поплавковой камеры, через центральную трубку и каналы тарелкодержателя, поступает к каналам пакета тарелок и движется по межтарелочным зазорам.

Так как в межтарелочных зазорах движение потока молока ламинарное, а частиц в молоке – плоскопараллельное без завихрений (стоксовое движение), то выделяемые из молока жировые шарики проникают на поверхность тарелки и потоком молока перемещаются по ней в направлении оси барабана.

Снятое молоко (обрат) действием центробежной силы, направленной перпендикулярно оси вращения (горизонтально), движется к периферии барабана, где из него выделяются механические примеси. Очищенное молоко (обрат) проходит над разделяющей тарелкой к отверстиям для выброса в молочную посуду.

Таким образом, траектория движения молока в межтарелочном пространстве состоит из траектории движения обрата в направлении, противоположном общему потоку (1 траектория), и траектории движения жировых шариков в направлении общего потока (2 траектория) (рис. 11.11, б).

С помощью регулировочного винта подпятника веретено можно перемещать по высоте, добиваясь правильного расположения сливных отверстий барабана относительно молочной посуды. Неправильность в установке ведет к попаданию части сливок в обрат.

11.2.1. Расчет параметров сепаратора-сливкоотделителя

Одним из необходимых условий сепарирования является проникновение жировых шариков через толщу жидкости в межтарелочном пространстве. Частицы (жировые шарики), не достигшие

поверхности тарелки, выносятся в потоки обраты. Жировые шарики, проникшие на поверхность тарелки, перемещаются по ней.

Очевидно, что если скорость потока обраты у поверхности тарелки больше скорости движения жировых шариков, то они будут унесены потоком (рис. 11.12). Если же скорость потока обраты меньше скорости, вызываемой центробежной силой, то его частицы будут перемещаться к оси вращения и попадут в поток жировых шариков (сливки).

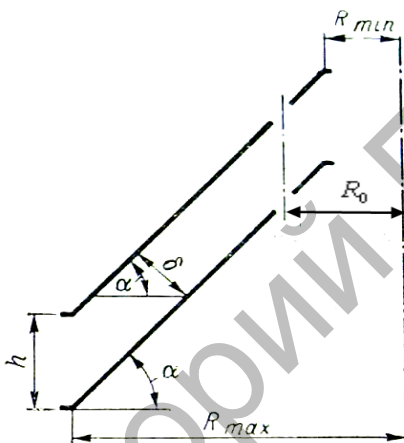


Рис. 11.12. Схема сечения межтарелочного пространства

Радиальную скорость частиц в межтарелочном зазоре определим по формуле

$$v = \frac{1}{18} \omega^2 R d^2 \frac{(\rho_c - \rho_{\text{ч}})}{\mu_c}, \quad (11.16)$$

где ω – угловая скорость барабана, с^{-1} ;

R – радиальное расстояние частицы от оси вращения, м;

d – диаметр жировых шариков (дисперсной фазы), м;

ρ_c – плотность сливок (дисперсионной среды), кг/м^3 ;

$\rho_{\text{ч}}$ – плотность частицы обраты (дисперсной фазы), кг/м^3 ;

μ_c – вязкость сливок, $\text{Н} \cdot \text{с/м}^2$.

Предельно минимальный размер выделяемых сепаратором жировых шариков

$$d_{\min} = \frac{2,94}{\omega} \sqrt{\frac{Q_d \mu_c}{\beta z \operatorname{tg} \alpha (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) (\rho_c - \rho_{\text{ч}})}}. \quad (11.17)$$

Расстояние между тарелками

$$\delta = \frac{2,43}{R_{\max}} \sqrt[4]{\frac{Q_d \mu_c \beta (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \operatorname{tg} \alpha}{\omega^2 z (\rho_c - \rho_{\text{ч}}) \cos \alpha}}, \quad (11.18)$$

где z – число тарелок в барабане, шт.;

α – угол подъема образующей конуса тарелки, град, $\alpha = 45 \dots 55^\circ$;

R_{\max} – максимальный расчетный радиус тарелки, м;

R_{\min} – минимальный расчетный радиус тарелки, м.

Оптимальное расстояние между осью тарелки и осями отверстий в ней определяется по формуле

$$R_0 = \sqrt{\frac{\varphi R_{\max}^2 + R_{\min}^2}{1 + \varphi}}, \quad (11.19)$$

где φ – объемное отношение легкой фракции к тяжелой.

Эффективность работы сепаратора-сливкоотделителя характеризуется степенью обезжиривания:

$$\sigma = 100 \frac{C_{\text{сл}} (C_{\text{м}} - C_{\text{об}})}{C_{\text{м}} (C_{\text{сл}} - C_{\text{об}})}, \quad (11.20)$$

где $C_{\text{об}}$, $C_{\text{сл}}$ и $C_{\text{м}}$ – жирность обрат, сливок и молока, %.

Производительность тарельчатого сепаратора ($\text{м}^3/\text{с}$) для выделения сливок из молока определяется по формуле

$$Q_{\text{сеп}} = d_{\text{ш}}^2 \omega_{\text{рот}}^2 z_m \operatorname{tg} \alpha (R_{\text{max}}^3 - R_{\text{min}}^3) (\rho_c - \rho_{\text{ш}}) \eta / \mu_c,$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр жирового шарика сливок, мкм;
 $\omega_{\text{рот}}$ – угловая скорость вращения ротора, с^{-1} ;
 z_m – число тарелок, шт.;
 α – угол наклона тарелки к горизонту, град;
 R_{max} – больший радиус тарелки, м;
 R_{min} – меньший радиус тарелки, м;
 ρ_c – плотность среды, кг/м^3 ;
 $\rho_{\text{ш}}$ – плотность жирового шарика, кг/м^3 ;
 η – КПД сепаратора;
 μ_c – динамическая вязкость среды, Па·с.

Время разделения молока на фракции

$$\tau = \frac{2 \rho_c - \rho_{\text{ш}}}{9 \mu_c} r_{\text{ш}}^2, \quad (11.21)$$

где $r_{\text{ш}}$ – радиус жирового шарика, равный $(0,6 \dots 0,7) 10^{-6}$ м.

Расчетный объем барабана

$$V_6 = \frac{\pi D_n^2 H_T}{4} = \frac{\pi (D_T^2 + D_T d_T + d_T^2)}{6}, \quad (11.22)$$

где D_n – приведенный диаметр барабана, мм;
 H_T – высота тарелки, мм;
 D_T, d_T – максимальный и минимальный диаметры тарелки, мм.

Мощность, необходимая для работы сепаратора, выбрасывающего полученные фракции напорными дисками, расходуется на работу напорных дисков и преодоление трения получаемых фракций о них, преодоление трения барабана о воздух и трения в опорных подшипниках.

Мощность, расходуемая на работу напорных дисков для отсепарированного молока и сливок, определяют по формуле

$$N_d = Vp / (1000\eta_d), \quad (11.23)$$

где V – объем обрата или сливок, м³/с;

p – давление на выходе из сепаратора обезжиренного молока или сливок, Па;

η_d – КПД напорных дисков, $\eta_d \approx 0,5$.

Мощность, потребляемая на трение обезжиренного молока и сливок о тарелки и напорные диски, определяется по формуле

$$N_T = 7,7 \cdot 10^{-6} K \rho (r_n^{4,6} - r_{вн}^{4,6}) \omega^{2,8}, \quad (11.24)$$

где K – коэффициент сопротивления, $K = 1,45$ для обезжиренного молока, $K = 1,34$ для сливок;

ρ – плотность обезжиренного молока или сливок, кг/м³;

r_n – наружный радиус напорного диска, м;

$r_{вн}$ – внутренний радиус кольца жидкости, м;

ω – угловая скорость барабана, с⁻¹.

Мощность, расходуемая на преодоление трения барабана о воздух в кожухе с гладкими стенками, определяется по формуле

$$N_B = 0,11 \cdot 10^{-5} \rho_B \omega^3 R^5 (1 + 5H/R + 1/\cos\alpha), \quad (11.25)$$

где ρ_B – плотность воздуха, $\rho_B = 1,2 \dots 1,3$ кг/м³;

R – радиус цилиндрической части барабана, м;

H – высота цилиндрической части барабана, м;

α – угол подъема образующей барабана, град.

Мощность, расходуемая на преодоление трения в опорных подшипниках, определяется по формуле

$$N_n = 0,5 \cdot 10^{-3} G_6 d_{ш} \omega g f_n, \quad (11.26)$$

где G_6 – масса барабана с жидкостью, кг;

$d_{ш}$ – диаметр шейки вала, м;

- ω – угловая скорость барабана, с^{-1} ;
 g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;
 $f_{\text{н}}$ – коэффициент трения; для шариковых подшипников $f_{\text{н}} = 0,025$.

На качество сепарирования существенно влияют следующие конструктивно-механические факторы. 1. Число отверстий для ввода продукта, их положение и радиус. Число отверстий должно быть минимальным (3...4), но достаточным для того, чтобы у периферии тарелок жидкость распространилась по всей их окружности. 2. Расстояние между отверстиями должно обеспечивать беспрепятственный отток сливок. 3. Каналы для прохождения исходного продукта и фракций сепарирования должны иметь обтекаемые формы, чтобы сократить до минимума возможность возмущения потока во избежание ухудшения процесса разделения и гомогенизирующего эффекта. 4. Угол наклона образующей тарелки и угол отгиба тарелок на периферии принимают от 40 до 60°. Должно обеспечиваться скольжение отлагающихся масс по поверхности тарелок. 5. На процесс разделения молока существенно влияет кромка тарелок. Она обеспечивает необходимый подпор жидкости, которая у периферии тарелок должна растекаться по всей их окружности. Форма отгиба кромки тарелки не должна способствовать перемешиванию. 6. Барабан сепаратора должен быть тщательно отбалансирован, так как только при этом условии достигается высокое качество разделения. С уменьшением колебаний барабана значительно улучшается качество разделения жидкостей, уменьшается износ деталей и потребная мощность. 7. Грязевое пространство барабана должно вмещать осадок, отлагающийся во время работы сепаратора.

11.3. Классификация, устройство и расчет основных параметров пастеризаторов молока

С целью уничтожения находящихся в молоке бактерий его подвергают нагреванию до определенной температуры в пастеризаторах.

- Ко всем пастеризаторам предъявляются следующие *требования*:
- полное уничтожение микробов всех форм;
 - обработка не должна ухудшать свойства молока;
 - простота устройства и эксплуатации;

– поверхности, соприкасающиеся с молоком, должны быть стойкими к химическому воздействию молока и моющих жидкостей.

Пастеризаторы молока различаются:

– по источнику энергии – паровые, электрические с индукционным нагревом, излучательные;

– по характеру выполнения процесса – непрерывного и периодического действия;

– по конструктивному выполнению – пластинчатые, трубчатые, центробежные с вытеснительным барабаном, емкостные с рубашкой и мешалкой;

– по числу секций – одно-, двух-, многосекционные или комбинированные;

– по направлению жидкости и теплоносителя – прямоточные и противоточные;

– по способу обработки – термические, в которых молоко нагревается ниже температуры кипения и холодные, в которых уничтожение бактерий осуществляется различными физическими воздействиями (облучением ультрафиолетовыми или инфракрасными лучами, радиацией, обработкой ультразвуком и т. п.).

Наибольшее распространение при обработке молока получили термические пастеризаторы, которые по режиму работы подразделяются на три типа:

– аппараты длительной пастеризации молока, в которых нагрев осуществляется до 63...65 °С с выдержкой при этой температуре в течение 30 мин;

– аппараты кратковременной пастеризации, в которых нагревание молока производится в тонком слое до температуры 76 ± 2 °С с выдержкой в течение 20 с;

– аппараты мгновенной пастеризации, в которых молоко в течение нескольких секунд нагревается до температуры 85...87 °С без его дальнейшей выдержки.

Длительная пастеризация оказывает наибольшее воздействие на физико-механические свойства молока, но обеспечивает надежное уничтожение всех видов микроорганизмов за исключением термостойких бактерий.

Ванна пастеризационная (рис. 11.13) состоит из выполненного из нержавеющей стали внутреннего корпуса, заключенного в двустенный наружный корпус. Под внутренним корпусом размещено

паровое устройство, к выводному патрубку которого присоединяется коллектор. Патрубок для слива воды из межстенного пространства выведен вниз и присоединен к запорному вентилю.

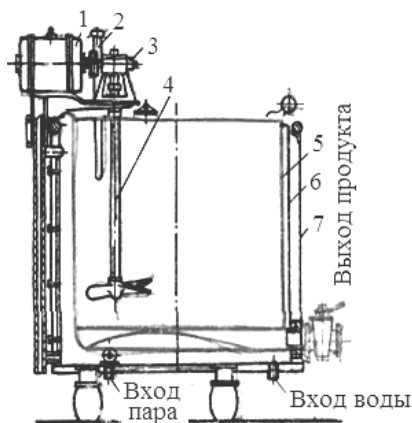


Рис. 11.13. Схема ванны длительной пастеризации:

- 1 – электродвигатель; 2 – термометр; 3 – редуктор; 4 – мешалка;
5 – внутренний резервуар; 6 – наружный резервуар; 7 – обшивка

Блок управления (шкаф управления) осуществляет автоматическое терморегулирование в ванне ВДП в процессе пастеризации, температура задается (до $+95\text{ }^{\circ}\text{C}$) и отображается на дисплее.

Нагрев воды в теплообменной рубашке может производиться электрическим нагревателем ТЭНом, расположенным в пространстве между наружной и внутренней ваннами – водяной рубашке. Поддержание необходимой температуры обеспечивается с помощью датчиков температуры, установленных в рубашке и ванне для молока, и контролируются терморегулятором-измерителем, установленным в пульте управления. Пульт управления позволяет задавать и поддерживать автоматически необходимые режимы работы.

Слив готового продукта производится через молочный кран. Контроль температуры продукта и воды в межстенном пространстве осуществляется термометрами.

Перемешивание продукта осуществляется мешалками различных типов (рис. 11.14), вращающихся от мотор-редуктора, закрепленного на плите.

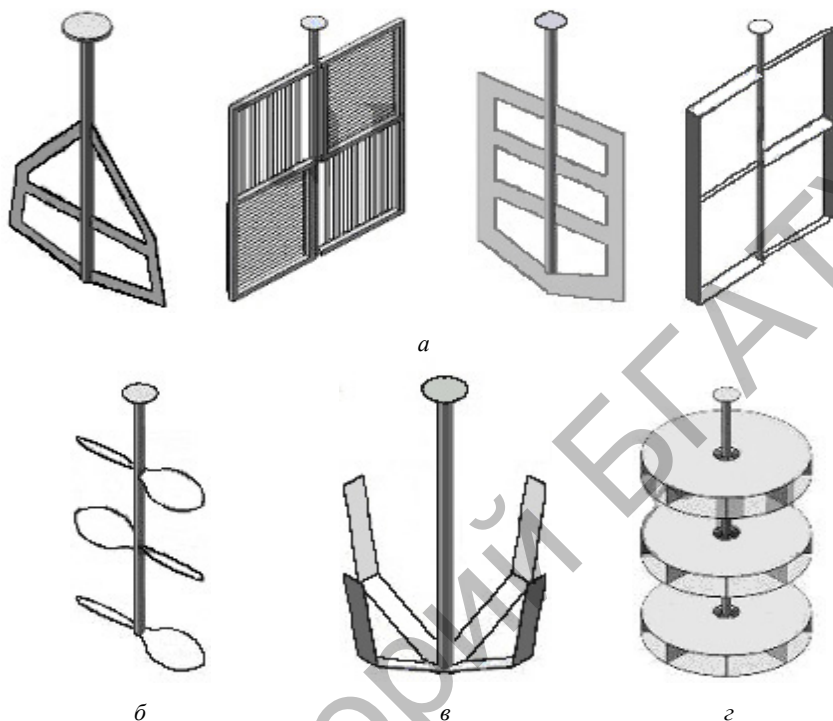


Рис. 11.14. Типы мешалок ВДП:
a – рамные мешалки; *б* – пропеллерная мешалка;
в – якорная мешалка; *г* – турбинная мешалка

В процессе выполнения технологического процесса ванна заполняется молоком. Затем межстенное пространство заполняется водой до уровня переливной трубы. Вода подогревается паром и за счет теплообмена через стенки внутреннего корпуса нагревает молоко. Для увеличения теплообмена молоко перемешивается мешалкой. Охлаждение продукта в ванне осуществляется заполнением межстенного пространства ледяной водой. После приготовления продукт удаляется через молочный кран, вода из межстенного пространства удаляется через сливной патрубок.

После процесса пастеризации необходимо охлаждение молока. Охлаждение молока осуществляется путем подачи охлажденной (ледяной) воды в теплообменную рубашку.

Кратковременную пастеризацию проводят в паровых пастеризаторах с вытеснительным барабаном и в пластинчатых аппаратах с обогревом при помощи горячей воды.

Пластинчатые пастеризаторы не имеют движущихся деталей. В них теплообмен происходит между потоками горячей воды и молока, разделенными тонкими пластинами из нержавеющей стали. Между пластинами молоко и вода чередуются в противотоке. Молочный и водяной насосы создают необходимый для движения потоков напор.

В пастеризаторах *длительного и кратковременного* воздействия на молоко в качестве источника тепла используется горячая вода, в пастеризаторах *мгновенного действия* – насыщенный пар. Для любого типа пастеризаторов их тепловая производительность (ккал/ч)

$$T_{\text{п}} = Q_{\text{м}} C_{\text{м}} (t_{\text{км}} - t_{\text{нм}}) = k_{\text{ст}} F_{\text{тепл}} \Delta t_{\text{ср}}, \quad (11.27)$$

где $Q_{\text{м}}$ – подача молока, кг/с;

$C_{\text{м}}$ – теплоемкость молока, Дж/кг·град;

$t_{\text{нм}}$ и $t_{\text{км}}$ – начальная и конечная температуры молока соответственно, °С;

$k_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопередачи через плоскую стенку, Вт/м²·град;

$F_{\text{тепл}}$ – общая теплообменная поверхность, м²;

$\Delta t_{\text{ср}}$ – средний градиент температур между теплообменными средами, °С.

Для водяных пастеризаторов средняя разность температур между паром в рубашке и продуктом равна

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}}, \quad (11.28)$$

для паровых

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{км}} - \Delta t_{\text{нм}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}}. \quad (11.29)$$

Полная теплообменная площадь водяного пастеризатора

$$F_{\text{тепл}} = \frac{Q_M C_M (t_{\text{кМ}} - t_{\text{нМ}})}{k \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (11.30)$$

Для паровых пастеризаторов

$$F_{\text{тепл}} = \frac{1}{k} Q_M C_M \ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}, \quad (11.31)$$

где для парового пастеризатора $k \approx 2500 \text{ ккал/м}^2\text{ч}\cdot\text{град} = 105 \text{ МДж/м}^2\text{ч}\cdot\text{град}$.

Мгновенная пастеризация молока осуществляется на аппаратах, в которых молоко в течение нескольких секунд нагревается до температуры 85...87 °С без его дальнейшей выдержки.

В паровом пастеризаторе с двусторонним обогревом (рис. 11.15) пар низкого давления подается в пространство паровой рубашки и в полость вытеснительного барабана. Он отдает свое тепло молоку, проходящему из заливной воронки через зазор между рабочими поверхностями пастеризатора. Нагретое молоко, поднимаясь в зазоре, попадает под действие лопастей крышки барабана и по выводной трубе нагнетается ими для дальнейшей обработки.

Паровая рубашка имеет два патрубка. Верхний служит для подсоединения предохранительного клапана, нижний – для подвода пара. Дно паровой рубашки снабжено патрубком отвода конденсата. На входном патрубке ванны находится приемная воронка с поплавковым устройством, обеспечивающим равномерное поступление молока в пастеризатор.

Производительность пастеризатора регулируют сменными вставками в воронке. При вращении барабана создается напор, и конденсат отводится по трубке в конденсатороотвод.

В пастеризаторах с вытеснителем основным процессом является нагревание, в результате которого достигается пастеризационный эффект. Эти аппараты работают и как насосы.

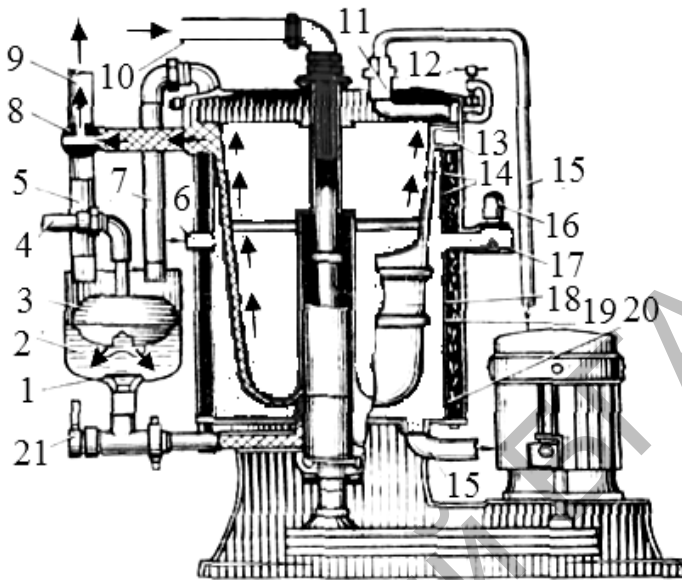


Рис. 11.15. Схема парового пастеризатора:

- 1 – сменная вставка; 2 – воронка молокоприемника;
 3 – поплавковый регулятор напора; 4 – труба подвода молока; 5 – сливная труба;
 6 – патрубок подвода пара; 7 – переливная труба; 8 – кран;
 9 – труба отвода молока; 10 – патрубок подвода пара в барабан;
 11 – верхний сборник конденсата; 12 – винт; 13 – лопатка;
 14 – паровая рубашка; 15 – трубы слива конденсата; 16 – паровой клапан;
 17 – воздушный клапан; 18 – ванна; 19 – капельные кольца;
 20 – нижний сборник конденсата; 21 – сливной кран

Пастеризуемая жидкость, побуждаемая вращающимся вытеснителем, приобретает постоянную угловую скорость и образует параболаид вращения. Глубину его определяют по формуле

$$h = \frac{4\pi R_{\text{мак}}^2 n_{\text{выт}}^2}{2g}, \quad (11.32)$$

где $n_{\text{выт}}$ – число оборотов вытеснителя, мин^{-1} ;

$R_{\text{мак}}$ – максимальный радиус лопастей вытеснителя в расширенной части, м.

Вращающаяся жидкость оказывает значительное давление на крышку и стенки пастеризатора. Силу, приложенную к крышке пастеризатора со стороны жидкости, определяют по формуле

$$P_k = \frac{\pi g h_0^2 \gamma}{\omega_{\text{ж}}^2}, \quad (11.33)$$

где h_0 – суммарное значение фактической высоты подъема и сопротивлений в трубопроводе, м;

$\omega_{\text{ж}}$ – угловая скорость вращения жидкости, с^{-1} .

Давление на стенки резервуара рассчитывают по формуле

$$p = \frac{\omega_{\text{ж}}^2 \gamma}{2g} (R_{\text{max}}^2 - r_0^2), \quad (11.34)$$

где r_0 – радиус полости, образующийся под крышкой, м.

Минимальное значение r_0 равно расстоянию от центра крышки до патрубка переливной трубы, по которой избыток пастеризуемой жидкости возвращается в приемную воронку.

В аппаратах с вращающимся вытеснителем пастеризационный эффект достигается в период нагревания жидкости до температуры пастеризации в зазоре между резервуаром и вытеснителем и во время выдержки ее в расширенной части пастеризатора. В связи с этим необходимо соблюдать следующие два условия:

1. При заданном температурном режиме поверхность нагрева пастеризатора должна соответствовать требуемой производительности, т. е.

$$Q_{\text{ап}} = \frac{k_{\text{ст}} F_{\text{выт}} \Delta t_{\text{ср}}}{C_c (t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}})}, \quad (11.35)$$

где $k_{\text{ст}}$ – коэффициент теплоотдачи от пара к стенке;

$F_{\text{выт}}$ – поверхность вытеснителя, м^2 . Определяют по геометрическим формулам на основании данных обмеров;

Δt_{cp} – средняя температура нагрева. Принимают, исходя из условий, что температура пара постоянная, а температура жидкости возрастает от t_1 до t_2 .

2. Продолжительность выдерживания должна удовлетворять равенству

$$\tau = \tau_1 + \tau_2, \quad (11.36)$$

где τ_1 – продолжительность нагревания молока в зазоре между резервуаром и вытеснителем пастеризатора, ч;

τ_2 – продолжительность нахождения продукта в расширенной части пастеризатора, ч.

В свою очередь

$$\tau_1 = \frac{3600V_1\gamma}{Q_n}; \quad (11.37)$$

$$\tau_2 = \frac{3600V_2\gamma}{Q_n}, \quad (11.38)$$

где V_1 – объем жидкости, находящийся в зазоре, м³;

Q_n – производительность пастеризатора, кг/ч;

V_2 – объем жидкости, находящийся в расширенной части пастеризатора, м³:

$$V_2 = \pi(R_{\max}^2 - r_0^2)H_p, \quad (11.39)$$

где H_p – высота расширенной части, м.

Расход пара на пастеризацию определяют по уравнению теплового баланса:

$$Q_{\text{пара}} = \frac{Q_{\text{расч}} C_M (t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}})}{(C_n - C_k t_{\text{конд}}) \eta}, \quad (11.40)$$

где $C_{п}$ – теплосодержание пара, ккал/кг;

$C_{к}$ – теплоемкость конденсата, ккал/кг·град;

$t_{конд}$ – температура конденсата (температура конденсата на 4...6 °С ниже температуры греющего пара), °С;

$t_{к.м}, t_{н.м}$ – конечная и начальная температуры молока, °С;

$Q_{расч}$ – количество молока подлежащего тепловой обработке, кг;

$C_{м}$ – теплоемкость молока, ккал/кг·град;

η – тепловой коэффициент полезного действия аппарата ($\eta = 0,8...0,95$).

В пастеризаторах мгновенного действия с вытеснительным барабаном молоко под действием составляющей центробежной силы поднимается снизу вверх по параболической поверхности барабана. В верхней части барабана имеются лопасти, под действием которых молоко нагнетается в трубопровод.

Напор, развиваемый лопастями, можно определить по формуле

$$H_{л} = \frac{v_{бар}^2}{2g}, \quad (11.41)$$

где $v_{бар}$ – окружная скорость лопастей барабана, м/с.

Развиваемый напор может расходоваться на преодоление гидравлических сопротивлений молокопровода и геодезический подъем молока. Если учесть, что $v_{бар} = 2\pi r n_{б}$, где r – радиус лопастей барабана, то потребную частоту вращения барабана для преодоления гидравлического сопротивления, равного $H_{л}$, можно определить по формуле

$$n_{б} = \frac{1}{2\pi r} \sqrt{2gH_{л}}. \quad (11.42)$$

Суммарная мощность на привод пастеризатора

$$N = N_{бар} + N_{соп}, \quad (11.43)$$

где $N_{\text{соп}}$ – мощность на преодоление гидравлического сопротивления, равная $N_{\text{соп}} = g Q_{\text{м}} H$, кВт;

$N_{\text{бар}}$ – мощность на привод барабана, $N_{\text{бар}} = P_{\text{окр}} v_{\text{бар}}$, кВт;

$P_{\text{окр}}$ – окружное усилие на привод барабана, при установившемся движении предопределяется силами трения в подшипниках, Н.

11.4. Назначение и расчет регенераторов-теплообменников

Назначение регенератора состоит в том, чтобы использовать тепло пастеризованного молока для подогрева холодного молока, идущего на пастеризацию.

В пластинчатых пастеризационно-охладительных установках, в виде отдельных аппаратов, применяются *регенераторы-теплообменники* с параллельным током молока и с противотоком (рис. 11.16).

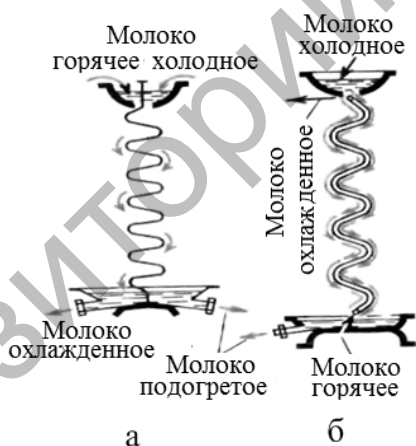


Рис. 11.16. Открытые регенераторы молока: а – прямоточный («зигзаг»); б – противоточный

Количество теплоты, полученной молоком, идущим на пастеризацию:

$$G_p = Q_{\text{м}} C_{\text{м}} (t_{\text{рм}} - t_{\text{нм}}), \quad (11.44)$$

где Q_M – количество молока, идущее на пастеризацию, кг;

C_M – теплоемкость молока, Дж/кг °С;

t_{PM} – температура регенерируемого молока, °С;

t_{HM} – начальная температура молока, °С.

Количество теплоты, необходимой для пастеризации молока, определяется уравнением

$$G = Q_M C_M (t_{KM} - t_{HM}), \quad (11.45)$$

где t_{KM} – конечная температура молока, °С;

t_{HM} – начальная температура молока, °С.

Отношение количества теплоты, полученной в регенераторе, к количеству теплоты, потребной для пастеризации, называется *коэффициентом регенерации*:

$$\xi = \frac{G_p}{G} = \frac{t_{PM} - t_{HM}}{t_{KM} - t_{HM}}. \quad (11.46)$$

Практически для прямоточных регенераторов значение коэффициента регенерации составляет 0,3, для противоточных – 0,5...0,8, в пластинчатых аппаратах за счет развитой поверхности теплообмена, достигает значений 0,90...0,93.

Площадь теплообменной поверхности регенератора определяется исходя из уравнения баланса теплоты:

$$F_{\text{тепл}} = \frac{Q_M C_M \xi}{k (1 - \xi)}. \quad (11.47)$$

Количество пластин в секции пластинчатого пастеризатора

$$z_{\text{пл}} = \frac{F_{\text{тепл}}}{F_{\text{пл}}}, \quad (11.48)$$

где $F_{\text{пл}}$ – рабочая поверхность одной пластины, м².

Расход горячей воды или пара на пастеризацию (нагрев) молока определяется из условия теплового баланса:

$$Q_{п.в} = \frac{Q_M C_M (t_{KM} - t_{HM})}{(C_{ГВ} - C_K) \eta}, \quad (11.49)$$

где $C_{ГВ}$ – теплосодержание горячей воды или пара, Дж/кг;
 C_K – теплосодержание отработавшей воды или конденсата, Дж/кг;
 η – тепловой КПД пастеризатора.

11.5. Охладители оросительного типа

Молоко является скоропортящимся продуктом, поэтому охлаждение его является обязательной операцией при первичной обработке. Молоко должно быть охлаждено до 8 °С.

Охладители молока можно классифицировать по следующим показателям: по характеру соприкосновения с окружающим воздухом – открытые (оросительные) и закрытые (проточные); по числу секций – одно- и многосекционные; по форме – плоские и круглые; по воздействию на теплообменные среды – напорные, вакуумные и гравитационные; по относительному направлению теплообменных сред – прямоточные, противоточные и с перекрестным движением.

На рис. 11.17 показаны *плоские открытые* противоточные охладители.

При работе охладителя данного типа молоко проходит через сетку отверстий в дне верхнего желоба 2 и стекает тонкой пленкой по рабочей поверхности 3 охладителя, состоящего из ряда горизонтальных труб, соединенных коллектором 1 в виде змеевика, по которым противотоком движется охлаждающая жидкость. Далее охлажденное молоко стекает в нижний желоб 5, откуда через сливной патрубок поступает в молокосорную емкость.

Профили наиболее распространенных рабочих частей поверхностей оросительных охладителей показаны на рис. 11.18.

Охладители могут состоять из нескольких параллельно расположенных секций, на которые продукт поступает одновременно

из общего желоба. Во избежание разбрызгивания и загрязнения молока пакетные охладители с обеих сторон закрывают крышками.

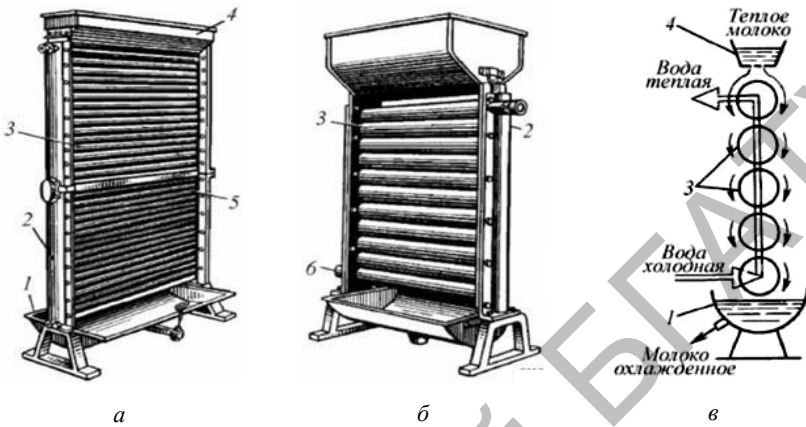


Рис. 11.17. Плоские оросительные противоточные охладители открытого типа:
 а – двухсекционный; б – односекционный; в – схема работы охладителя;
 1 – нижний желоб; 2 – коллектор; 3 – поверхность охлаждения;
 4 – верхний желоб; 5 – рабочая поверхность рассольной секции;
 б – входной патрубок охлаждающей жидкости

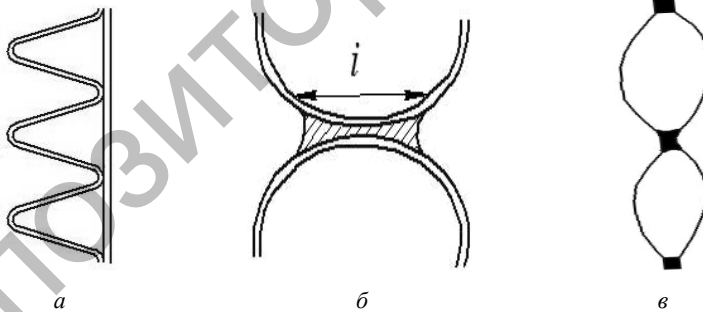


Рис. 11.18. Рабочие элементы оросительных охладителей:
 а – цилиндрический; б – трубчатый; в – фасонный

Плоский оросительный охладитель типа Г2-ООА-1 предназначен для охлаждения молока, сливок и других жидких молочных продуктов (рис. 11.19).

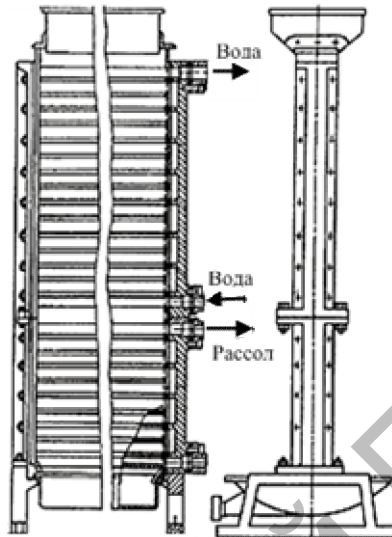


Рис. 11.19. Плоский оросительный охладитель типа Г2-ООА-1

Оросительный охладитель состоит из верхней и нижней секций, собранных из теплообменных труб. По бокам расположены герметически скрепленные с трубной решеткой коллекторы. Эти коллекторы распределяют поток воды и рассола последовательно по каждой трубе.

В верхней части охладителя находится корытообразный приемник для приема горячего молока и распределения его тонким слоем по наружной поверхности теплообменных труб.

В случае установки охладителя не по уровню в нижней части расположен приемник для сбора охлажденного молока, установленный на кронштейне. Оросительные охладители устанавливают строго по уровню как в горизонтальной, так и вертикальной плоскости. Молоко будет стекать к одному из коллекторов с одной стороны трубчатой поверхности, а другая сторона будет недогружена.

При отсутствии компрессорных холодильных установок патрубки для входа воды и выхода рассола соединяют между собой муфтой и в нижнюю секцию вместо рассола подают охлажденную воду, которая проходит через обе секции. Охлаждаемый продукт поступает в верхний приемник, откуда стекает по поверхности труб

в нижний приемник, охлаждаясь по пути в результате теплопередачи от воды и рассола, протекающих внутри труб.

Техническая характеристика плоского оросительного охладителя Г2-ООА-1 представлена в табл. 11.1.

Таблица 11.1

Техническая характеристика плоского оросительного охладителя Г2-ООА-1

Показатель	Значения
Производительность, л/ч	1000
Площадь поверхности охлаждения, м	4,9
Диаметр труб водяной секции, мм	38/35
Количество труб водяной секции, шт.	18
Количество труб рассольной секции, шт.	10
Габаритные размеры, м	1,35×0,55×1,58
Масса, кг	112

Толщину стекающей пленки (рис. 11.20) можно определить по формуле

$$\delta_{пл} = \frac{K Q_m}{\sqrt{r_{тр}} 2g} + \frac{1}{\sin \frac{\theta}{2}}, \quad (11.50)$$

где K – константа, определяемая экспериментально;

$r_{тр}$ – радиус трубы, м;

θ – угол, отсчитываемый от вертикали, град;

Q_m – подача молока, кг/с.

С увеличением угла θ толщина стекающей пленки уменьшается. Для плоских охладителей толщина находится в пределах 0,3...0,6 мм. Чем меньше радиус труб, тем меньше толщина пленки жидкости, а следовательно, выше эффективность действия охладителя при условии равномерного стекания жидкости.

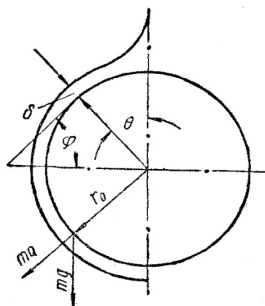


Рис. 11.20. Схема сил, действующих на стекающую по трубе жидкость

Показателем, характеризующим эффективность работы оросительного охладителя, является *коэффициент кратности расхода хладагента*, характеризующий отношение расхода хладагента к расходу охлаждаемой жидкости:

$$K_k = \frac{Q_x}{Q_M} = \frac{C_M (t_{HM} - t_{KM})}{C_X (t_{HX} - t_{KX})}, \quad (11.51)$$

где Q_x – подача хладагента, кг/с;

Q_M – подача молока, кг/с;

C_M – теплоемкость молока, Дж/кг·град;

C_X – теплоемкость хладагента, Дж/кг·град;

t_{HM} и t_{KM} – начальная и конечная температуры молока соответственно, °С;

t_{HX} и t_{KX} – конечная и начальная температуры хладагента, соответственно °С.

Значение K_k для водяных секций охладителей находится в пределах 2,5...3,0, для рассольных – 1,5...2,5.

Коэффициент теплопередачи через плоскую стенку $k_{ст}$ можно определить по формуле

$$k_{ст} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (11.52)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей жидкости, Вт/м²·°С;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от ламинарного наружного потока к стенке, Вт/м²·°С.

Поверхность охлаждения, в зависимости от вида поверхности охладителя, можно определить по одной из формул:

– цилиндрический:

$$F_{\text{охл}} = \pi \frac{D_{\text{макс}} + d_{\text{мин}}}{2} S n + \frac{\pi}{4} (D_{\text{макс}}^2 - d_{\text{мин}}^2) + \pi D_{\text{макс}} \frac{h_1 + h_2}{2}; \quad (11.53)$$

– плоский с круглыми трубами:

$$F_{\text{охл}} = (\pi D_{\text{макс}} - 2h_i) n_{\text{в}} l; \quad (11.54)$$

– плоский с трубами фасонного сечения:

$$F_{\text{охл}} = 2 S n_{\text{в}} l_{\text{охл}}, \quad (11.55)$$

где S – внешняя образующая витка, м;

$n_{\text{в}}$ – число витков, шт.;

$h_1 + h_2 / 2$ – средняя высота нижней цилиндрической части, м;

$D_{\text{макс}}, d_{\text{мин}}$ – максимальный и минимальный диаметры труб, м;

h_i – ширина припайки между трубами, м;

$l_{\text{охл}}$ – длина трубы, м.

Цилиндрические охладители изготавливают с поверхностью охлаждения 0,5...4,5 м и производительностью до 1000 л/ч, трубчатые – поверхностью от 2,4 до 14,5 м и производительностью до 4000 л/ч.

Количество тепла, которое теряет жидкость вследствие испарения, рассчитывают по формуле

$$Q_{\text{т}} = K_{\text{в}} C_{\text{и}}, \quad (11.56)$$

где K_v – количество влаги, испаренной с поверхности оросительного охладителя;

C_n – теплота парообразования при температуре испарения, Дж/кг.

Количество влаги, испаренной с поверхности оросительного охладителя, можно определить по формуле

$$K_v = FT_{\text{охл}} C_o (p_{\text{ж}} - \varphi p_v) 760, \quad (11.57)$$

где $T_{\text{охл}}$ – продолжительность охлаждения, с;

$p_{\text{ж}}$ – давление паров в состоянии насыщения при температуре жидкости, мм рт. ст.;

p_v – давление паров при температуре окружающего воздуха, мм рт. ст.;

C_o – коэффициент, зависящий от скорости движения воздуха.

Во всех конструкциях охладителей молоко протекает по рабочей поверхности тонким слоем, что обеспечивает быструю и равномерную теплоотдачу. Отношение количества затраченного теплоносителя к количеству молока называется коэффициентом расхода воды или рассола. Он равен для водяных секций 2...3, а для рассольных – 1,5...2,5.

11.5.1. Противоточные охладители молока закрытого типа

Закрытые охладители бывают трубчатыми и пластинчатыми. Они обладают следующими преимуществами герметичных аппаратов:

– обеспечивается непрерывность потока и более интенсивная теплопередача;

– улучшаются санитарно-гигиенические условия обработки.

Трубчатый охладитель состоит из комплекта двойных труб, вставленных одна в другую и вальцованных в коллекторы (рис. 11.21). Охладитель имеет кожух с тепловой изоляцией.

Молоко поступает через патрубок 1 во внутренние трубы 2, соединенные калачами 3. Последовательно пройдя все трубы, оно выходит через патрубок 4.

Хладагент циркулирует по кольцевому пространству противотоком сверху вниз.

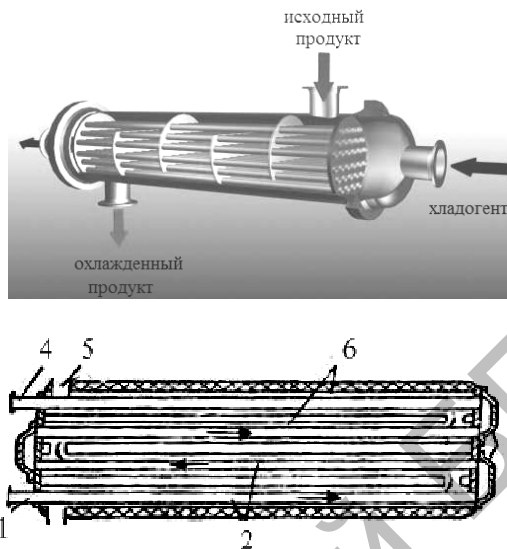


Рис. 11.21. Трубчатый закрытый охладитель:
 1 – патрубок для выхода молока; 2 – внутренние трубы;
 3 – соединительные калачи; 4 – патрубок для выхода молока;
 5 – труба для входа хладогента; 6 – наружные трубы

Закрытый вакуумный охладитель (рис. 11.22) применяется для охлаждения молока в линии молокопровода. Он состоит из корпуса 2, внутреннего гофрированного цилиндра 3, поддона и патрубков для подачи и отвода молока, воды, а также соединения с вакуумной магистралью.

Охладитель работает следующим образом. Молоко из двух магистральных молокопроводов 14 и 11 поступает сначала в горизонтальный фильтр 15 и далее на распределитель 5, у которого по окружности расположен ряд отверстий для подачи молока на внутреннюю гофрированную поверхность цилиндра 3. После этого молоко собирается в поддоне и отводится из охладителя через патрубок 1. Молоко поступает в охладитель за счет вакуума, образуемого во внутреннем пространстве гофрированного цилиндра путем присоединения патрубка 12 к вакуумной магистрали доильной установки. Вода подается через нижний патрубок 4 и проходит в противотоке по спиралеобразному каналу вверх между внутренним

цилиндром корпуса охладителя 2 и внешней стороной гофрированного цилиндра 3 и выходит через патрубок 4.

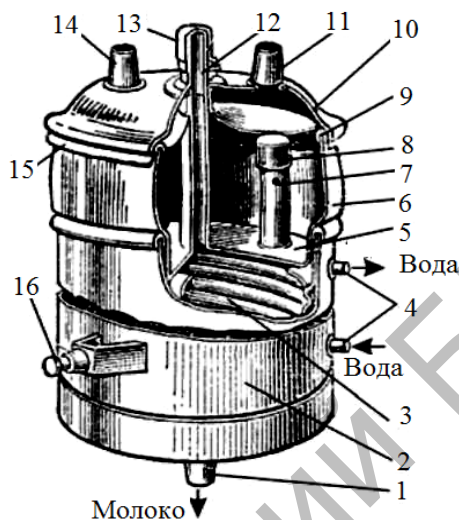


Рис. 11.22. Общий вид закрытого вакуумного оросителя:

- 1 – патрубок для отвода молока; 2 – корпус; 3 – цилиндр гофрированный;
- 4 – патрубок для воды; 5 – распределитель; 6 – приемник молока;
- 7 – патрубок переливной; 8, 13 – колпачки; 9 – прокладка; 10 – крышка;
- 11, 14 – патрубки с колпачком; 12 – патрубок вакуумный;
- 15 – марлевый фильтр; 16 – ось подвеса

Наибольшее распространение в сельскохозяйственном производстве получили закрытые проточные теплообменники с противоточным движением молока и охладителя (рис. 11.23).

Использование пластинчатого охладителя для предварительного охлаждения свежего молока примерно до 15...18 °С позволяет применить холодильный агрегат пониженной мощности для последующего окончательного охлаждения при помощи прямого испарения. Благодаря этому возможна существенная экономия затрат на электроэнергию.

Рабочим органом теплообменного аппарата является пластинчатый охладитель. Пластинчатые охладители могут работать в противоточном и прямоточном режимах.

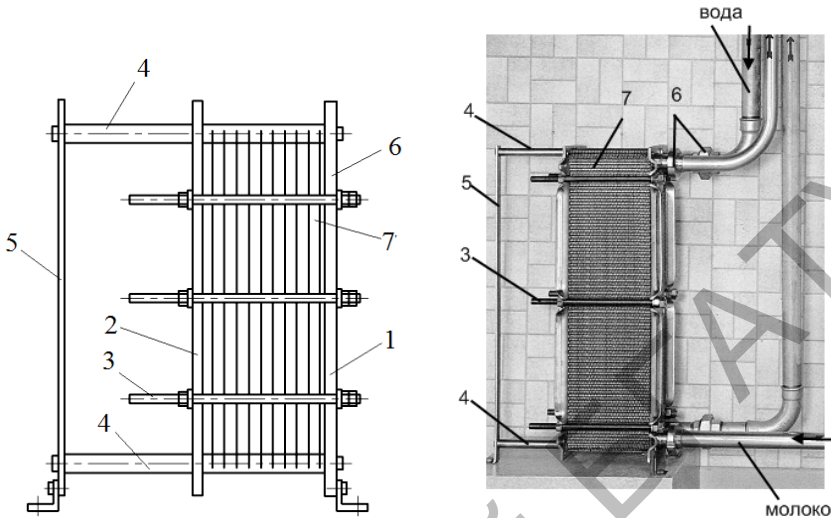


Рис. 11.23. Пластинчатый теплообменник:

- 1 – рама корпуса; 2 – упорная плита; 3 – стяжная шпилька с гайкой;
 4 – несущий шток; 5 – стойка; 6 – штуцеры молока (охлаждающей воды);
 7 – пакет пластин

В *прямоточном режиме* они работают, если в качестве хладоносителя используют рассол, охлажденный до минусовых температур.

В *противоточном режиме* работают, когда необходимо охладить молоко до температуры, превышающей на 3 °С начальную температуру охлаждающей жидкости.

Охладитель имеет пакет однотипных *теплообменных* пластин (рис. 11.24). Штампованные пластины изготавливают из тонколистовой (толщиной от 0,4 до 1,0 мм) нержавеющей хромоникелевой, устойчивой к коррозии при высокой влажности стали. Тонкие пластины имеют меньшую стоимость и более высокую теплопроводность, но рассчитаны на меньшее давление и менее долговечны.

Теплопередающая (рабочая) поверхность одной пластины от 0,2...0,25 до 0,3...0,35 м². В некоторых агрегатах штампованные пластины чередуются с гладкими. Глубина каналов (толщина слоя жидкости при сжатом пакете пластин) составляет 3...6 мм. По каждой из пластин пакета проходит часть общего потока, при этом

во всех пластинах одного пакета продукт движется в одном направлении.

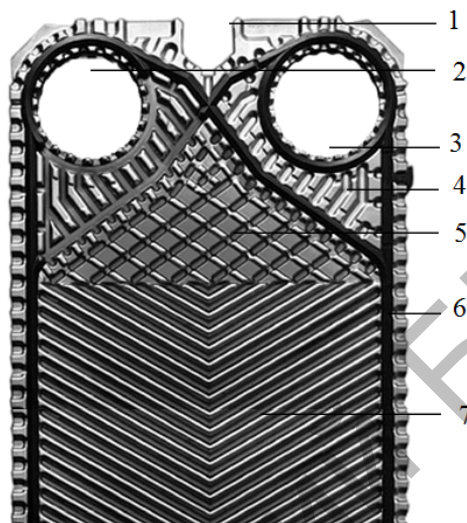


Рис. 11.24. Штампованная теплообменная пластина:

- 1 – направляющая; 2 – канал входа (выхода); 3 – транзитный канал;
- 4 – нейтральная зона; 5 – распределительная площадка; 6 – уплотнитель;
- 7 – теплопередающая поверхность

Рельеф пластин выполняет функцию равномерного распределения потока по поверхности, обеспечивает жесткость конструкции пластины и формирует спиралевидный поток, способствующий самоочистке каналов теплообменника.

Угол рельефа пластин влияет на скорость слоя рабочей жидкости и турбулизацию потока, что влечет за собой изменение теплотехнических характеристик теплообменного аппарата (рис. 11.25).

Теплообменник с пластинами конфигурации А характеризуется высоким коэффициентом теплопередачи и повышенным падением напора. Высокая турбулентность потока способствует самоочистке теплообменника от накипи.

Пластины Б обладают меньшим коэффициентом теплопередачи, значительно меньшими потерями давления при прохождении потока и быстрее загрязняются.

Рельеф пластин В смешанный и получен наложением А и Б профилей. Имеет средние значения теплопередачи и потерь напора.

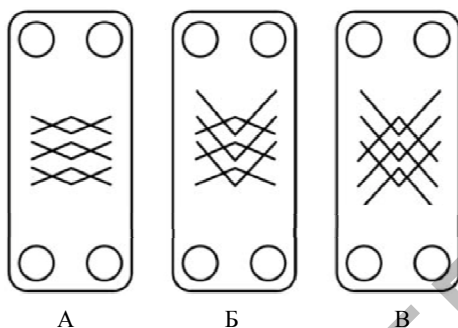


Рис. 11.25. Примеры направления рельефа поверхности пластин:
 А – термодинамически длинный профиль;
 Б – термодинамически короткий канал; В – смешанный канал

Пластинчатый теплообменник (рис. 11.26) образуется набором рифленых пластин 1, собранных в блок и зафиксированных между верхней 2 и нижней 3 направляющими. Каждую пластину 1, устанавливая, разворачивают на 180° относительно предыдущей, при этом рифления образуют каналы для прохода теплоносителя.

Все нечетные пластины устанавливают против штуцера «молоко» концами с клеймом «А», а все четные концами с клеймом «Б», за исключением крайней пластины, которую устанавливают с клеймом «А». Разделительные пластины 1 устанавливают по порядку как 1-ю и 22-ю.

В углах пластин 1 расположены четыре отверстия, которые при сборке в блок формируют четыре коллектора для прохода греющей и нагреваемой среды. Течи в щелях между пластинами 1 исключают уплотнителем 4, закрепленным по периферии пластин 1.

При работе молоко, подлежащее охлаждению, поступает в охладитель через верхний штуцер неподвижной прижимной плиты 7 и попадает в продольный коллектор, образованный отверстиями пластин 1.

Хладоноситель (вода) подается через нижний штуцер неподвижной прижимной плиты 7, движется в направлении, противоположном направлению движения молока.

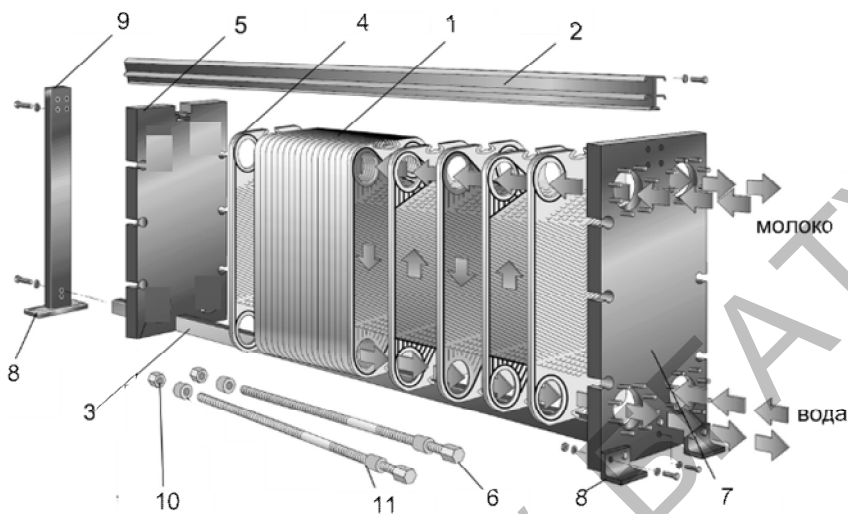


Рис. 11.26. Пластинчатый теплообменник:

- 1 – рифленая пластина; 2 – верхняя направляющая; 3 – нижняя направляющая;
 4 – уплотнитель; 5 – подвижная прижимная плита; 6 – стяжной болт;
 7 – неподвижная прижимная плита; 8 – опорная лапа; 9 – станина;
 10 – гайка; 11 – подшипник

Теплообмен между теплообменными средами в пластинчатых охладителях происходит через стенки, его интенсивность зависит от разности температур охлаждающей и охлаждаемой сред и коэффициента теплопередачи.

Чтобы обеспечить наилучшие условия теплопередачи, режим движения хладоносителя должен быть турбулентным ($Re > 2320$), а на поверхности охладителя, поперек горизонтальных труб, жидкость должна двигаться ламинарно.

Основные преимущества разборных пластинчатых теплообменников:

1. Экономичность и простота обслуживания. При засорении пластинчатый теплообменник может быть разобран, промыт и собран двумя работниками в течение 4...6 ч.

2. Низкая загрязняемость поверхности теплообмена вследствие высокой турбулентности потока жидкости, образуемой рифлением, а также качественной полировки теплообменных пластин.

3. Низкие массогабаритные показатели пластинчатого теплообменника позволяют сэкономить на монтаже и уменьшить площади, отводимые под тепловой пункт.

4. В случае необходимости площадь поверхности теплообмена в пластинчатом теплообменнике может быть легко уменьшена или увеличена извлечением или добавлением пластин.

5. Устойчивость к вибрациям.

6. Минимальные теплопритоки и потери теплоты и холода (тепловая изоляция обычно не требуется).

7. Малая установочная площадь (пластинчатая установка занимает примерно в 4 раза меньшую поверхность, чем трубчатая).

11.5.2. Расчет противоточного охладителя молока закрытого типа

Необходимый напор для движения хладоносителя внутри каналов вычисляют по формуле

$$H_{\text{ап}} = H_1 + \frac{v_{\text{хл}}^2}{2g} \left(1 + \lambda_{\text{тр}} \frac{l_{\text{охл}}}{d_{\text{тр}}} + \sum \lambda_{\text{МС}} \right), \quad (11.58)$$

где H_1 – высота установки приемника охладителя над уровнем насоса, подающего воду или рассол в охладитель, м;

$v_{\text{хл}}$ – скорость движения хладоносителя, м/с;

$l_{\text{охл}}$ – длина труб охладителя, м;

$d_{\text{тр}}$ – диаметр труб, м;

$\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трения;

$\lambda_{\text{МС}}$ – коэффициент местных сопротивлений.

Необходимое количество тепла для охлаждения молока, находящегося одновременно в охладителе (количество каналов для молока $z_{\text{т}}/2$):

$$\theta_{\text{т}} = S_{\text{пл}} l_{\text{охл}} \frac{z_{\text{пл}}}{2} \rho_{\text{м}} C_{\text{м}} (t_{\text{нм}} - t_{\text{км}}), \quad (11.59)$$

где $l_{\text{охл}}$ – длина труб охладителя, м;

$z_{\text{пл}}$ – число пластин, шт.;

C_M – теплоемкость молока, Дж/кг·град;
 ρ_M – плотность молока, кг/м³;
 t_{HM} – начальная температура молока, °С;
 t_{KM} – конечная температура молока, °С.

Число рабочих пластин в секции (теплообменных поверхностей):

$$z_{\text{пл}} = \frac{F_{\text{к}}}{S_{\text{пл}}}, \quad (11.60)$$

где $S_{\text{пл}}$ – площадь рабочей поверхности одной пластины, м².

Время нахождения молока в охладителе

$$\tau = \frac{S_{\text{пл}} l_{\text{охл}} z_{\text{пл}} \rho_M C_M (t_{HM} - t_{KM})}{2 k_{\text{ст}} F \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (11.61)$$

где $k_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·град.

Скорость движения молока в охладителе

$$v_M = \frac{2 k_{\text{ст}} F \Delta t_{\text{ср}} H}{S_{\text{пл}} l_{\text{охл}} z_{\text{пл}} \rho_M C_M (t_{HM} - t_{KM})}. \quad (11.62)$$

Производительность охладителя

$$Q_M = \frac{k_{\text{ст}} F H \Delta t_{\text{ср}}}{C_M (t_{HM} - t_{KM})}. \quad (11.63)$$

Если охладитель многосекционный (водяные секции, рассольные), расчет производится для каждой секции отдельно. При этом конечная температура предыдущей секции является начальной для последующей.

Производительность поточного теплообменника определяется уравнением сплошности потока:

– для кольцевого аппарата

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)n\rho}{4}, \quad (11.64)$$

где D – диаметр кольца, м;

d – диаметр трубы, м;

v – скорость движения молока в трубе, м/с;

ρ – плотность молока, кг/м³;

– для параллельного пучка труб

$$Q = \frac{\pi d^2 n \rho z}{4}, \quad (11.65)$$

где z – число труб в пучке, шт.

Длина канала поточного аппарата

$$L = r' n \rho C \frac{k_\tau}{k}, \quad (11.66)$$

где r' – гидравлический радиус – отношение площади поперечного сечения канала к обогреваемому периметру, м;

k_τ – температурный критерий, Вт/м²·град;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·град.

Скорость течения охлаждаемой жидкости

$$n = \sqrt[3]{\frac{8k\Delta p}{k_c \rho^2 k_\tau C}}, \quad (11.67)$$

где k_c – коэффициент сопротивления движению жидкости;

Δp – потеря напора движущейся жидкости, Н/м².

11.6. Устройство и процесс работы комбинированного пастеризационно-охладительного агрегата

Пластинчатый охладитель молока эксплуатируется в составе очистителя-охладителя молока ОМ-1А. Агрегат предназначен для центробежной очистки и охлаждения молока в закрытом потоке на молочных фермах и комплексах (рис. 11.27).

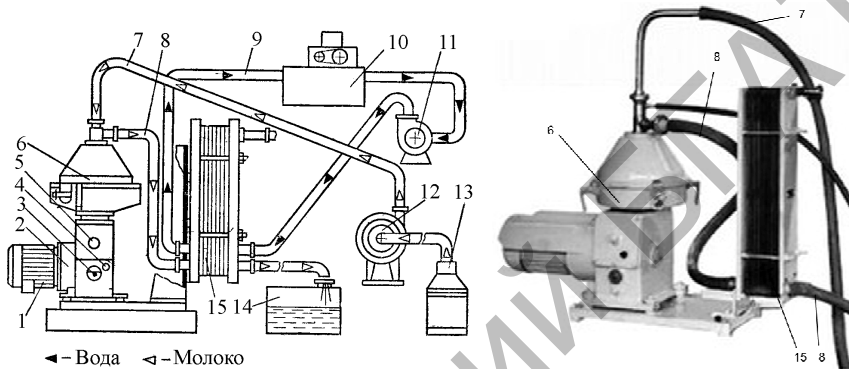


Рис. 11.27. Конструктивно-техническая схема очистителя-охладителя молока:

- 1 – электродвигатель; 2 – муфта фрикционно-центробежная;
- 3 – указатель уровня масла; 4 – кнопка пульсатора;
- 5 – пробка заливного отверстия; 6 – сепаратор-молокоочиститель ОМ-1;
- 7, 8 – шланги; 9 – трубопровод; 10 – водоохлаждающая установка;
- 11 – насос подачи холодной воды; 12 – молочный насос;
- 13 – емкость для необработанного молока; 14 – танк молочный; 15 – охладитель

Основными сборочными единицами очистителя-охладителя молока являются сепаратор-молокоочиститель 6, охладитель молока 15, смонтированные на плите и стойке, а также молочный насос 12, насос подачи холодной воды 11, емкость для необработанного молока 13, водоохлаждающая установка 10, соединительные шланги – 7, 8, танк молочный 14. Для охлаждения молока используют воду из артезианской скважины, а чаще из водоохлаждающей установки 10 с водяным насосом 11.

Технологический процесс работы охладителя-очистителя молока протекает следующим образом.

Очистку молока следует начинать при объеме выдоенного молока, достаточном для обеспечения непрерывной подачи молока

в центрифугу с расчетом, чтобы очистка-охлаждение всего выдоенного молока закончилась не позднее чем через 10...15 мин после окончания доения коров. Включить электродвигатель центрифуги и после достижения рабочей частоты вращения барабана включить молочный насос.

Молоко с температурой не ниже 24 °С из накопительной емкости молочным насосом 12 по шлангу 7 нагнетается в барабан молокоочистителя 6. Под действием центробежной силы находящиеся в молоке примеси отбрасываются к стенке грязевой камеры и остаются на ней.

Очищенное молоко нагнетается в межпластинчатые каналы охладителя 15 и, отдав теплоту встречному потоку охлаждающей воды, поступает в молочный резервуар 14.

Холодная вода из водоохлаждающей установки 10 насосом 11 нагнетается в соседние по отношению к молочным водяные межпластинчатые каналы охладителя. Пройдя навстречу потоку молока и охладив его, она сливается обратно в установку 10.

Молоко охлаждается водой из холодильной установки или артезианской скважины. Охлаждающая вода подается через штуцер, установленный в прижимной плите, движется в направлении, противоположном направлению движения молока, и выходит из охладителя через штуцер упорной плиты.

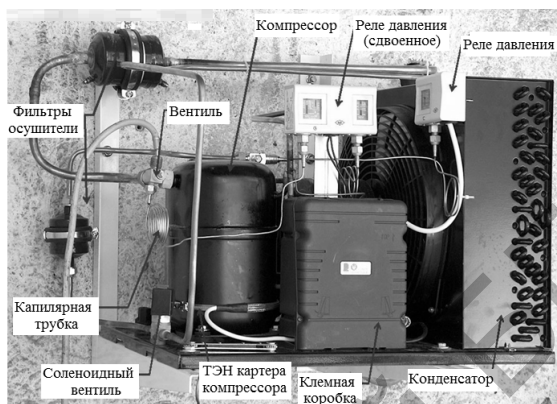
Опорожнив систему, выключают насос и электродвигатель центрифуги и спустя 1...3 мин затормаживают барабан.

Раз в месяц проводят тщательную ручную мойку мягкими щетками и ершами молочных шлангов пластин охладителя, предварительно отвернув гайки стяжных болтов, отодвинув прижимную плиту и расставив пластины на направляющие штанги для удобства промывки.

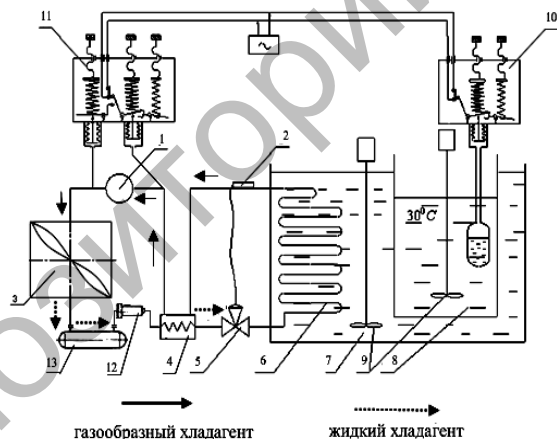
11.7. Холодильные машины, устройство и работа

Для охлаждения и хранения молока на животноводческих фермах и комплексах используются холодильные установки. Они представляют собой емкости из нержавеющей стали, внутри которых находится охлаждаемое молоко. Снаружи емкость имеет герметичную обшивку и термоизолирующую рубашку. Между емкостью

и обшивкой перетекает хладагент или хладоноситель, который отбирает тепло у молока, перемешиваемого в емкости специальной мешалкой (рис. 11.28).



a



б

Рис. 11.28. Холодильная установка:

a – устройство холодильной установки;

б – принципиальная схема холодильной установки;

1 – компрессор; 2 – термобаллон; 3 – конденсатор; 4 – теплообменник;

5 – термовентиль; 6 – испаритель; 7 – бак водяной; 8 – бак молочный;

9 – мешалка; 10 – термореле; 11 – реле давления; 12 – фильтр-осушитель; 13 – ресивер

При использовании воды для омывания емкости с молоком, вода является хладоносителем.

Охлаждение воды производится холодильными машинами, где хладагент циркулирует по замкнутому контуру, претерпевая фазовые превращения, испаряясь и забирая тепло у охлаждаемой воды, конденсируясь и отдавая тепло окружающему воздуху или проточной воде.

Энергию для осуществления фазовых переходов хладагент получает от компрессора 1, который сжимает газообразный хладагент до давления конденсации.

Жидкий хладагент, обладающий способностью кипеть при низкой температуре, поступает в испаритель 6, где кипит и переходит в парообразное состояние. Тепло, необходимое для кипения хладагента, воспринимается последним от охлаждаемого объекта хладоносителя – воды, орошающей испаритель.

Компрессор 1 отсасывает пары холодильного агента из испарителя 6, сжимает их до давления конденсации и нагнетает в конденсатор 3.

Сжатие паров холодильного агента в компрессоре 1 с давления кипения до давления конденсации сопровождается возрастанием их давления и температуры. Температура конца сжатия паров в компрессоре зависит от разности давлений на входе и выходе из компрессора и достигает 60...80 °С.

В конденсаторе 3 последовательно происходят три процесса: охлаждение сжатых паров до состояния насыщения, их конденсация и переохлаждение жидкого холодильного агента.

Давление и температура конденсации зависят от температуры охлаждающей среды, величины теплопередающей поверхности конденсатора и интенсивности теплопередачи. Как правило, температура конденсации на 5...20 °С превышает температуру окружающей среды.

Жидкий холодильный агент из конденсатора 3 через ресивер 13, теплообменник 4 и фильтр-осушитель 12 поступает в терморегулирующий вентиль (ТРВ) 5, при прохождении которого, вследствие дросселирования давление хладона резко падает до давления кипения. Хладагент в виде парожидкостной смеси поступает в испаритель 6, где кипит при низких температурах, отбирая тепло от хладоносителя, орошающего испаритель.

Образовавшиеся при кипении пары хладагента отсасываются компрессором и холодильный цикл повторяется. Таким образом, холодильный агент, совершая движение по замкнутому циклу, отнимает тепло от воды в аккумуляторе холода и отдает его воздуху, обдувавшему конденсатор.

В холодильной машине, кроме того, имеется конденсатор 3, бак водяной 7, бак молочный 8, мешалка 9, термореле 10, реле давления 11 и трубопроводы, соединяющие отдельные агрегаты в единую замкнутую систему.

Испаритель охлаждает промежуточный теплоноситель (воду), находящийся в аккумуляторе холода в результате теплообмена с кипящим холодильным агентом. Через поверхность испарителя вода отдает свое тепло холодильному агенту, который при этом превращается в пар. Таким образом, в испарителе холодильный агент кипит при низкой температуре, отбирая тепло от охлаждаемой воды. В холодильных машинах используются следующие типы испарителей:

– пластинчатые испарители для охлаждения воды. Обладают теми же характеристиками, что и аналогичные конденсаторы.

– кожухотрубные испарители для охлаждения воды (рис. 11.29). Состоят из кожуха и собранных в пучок прямых трубок. Хладагент циркулирует в трубках испарителя, в то время как вода омывает трубки с внешней стороны. Разделительные пластины, установленные в корпусе, направляют поток воды и несколько раз меняют его направление движения.

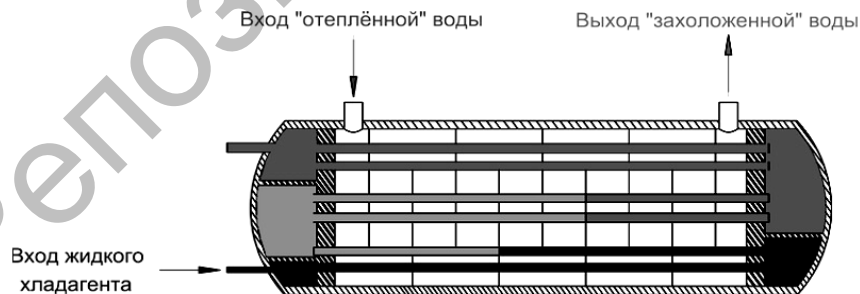


Рис. 11.29. Схема кожухотрубного испарителя

Испаритель может иметь один или два независимых контура. Вода, поступающая для охлаждения, входит и выходит через два патрубка, расположенных с двух сторон кожуха. Вода в испарителе циркулирует перпендикулярно трубкам при скорости от 0,6 до 3,0 м/с благодаря разделительным перегородкам. Кожухотрубные испарители предназначены для работы с различными хладагентами и выполняются в очень широкой гамме мощностей – от 7 до 200 кВт и более.

Хладагент циркулирует внутри трубок, охлаждаемый воздух – между пластинами (ребрами). Количество рядов трубок чаще всего бывает от 4 до 6.

Трубки могут располагаться по ходу воздуха в ряд или в шахматном порядке. Скорость воздушного потока на входе в испаритель обычно составляет 2...3 м/с, при более высоких скоростях возможен унос капель конденсата через фронтальную площадь теплообменника.

Компрессор отсасывает пары холодильного агента из испарителя и поддерживает в нем низкое давление, обеспечивающее низкую температуру кипения. Кроме того, компрессор нагнетает пары в конденсатор и сжимает их до такого высокого давления, при котором они превращаются в жидкость при условии охлаждения их окружающей средой с температурой 20...30 °С.

В холодильных машинах используют компрессоры двух типов:

- поршневые с возвратно-поступательным движением поршней в цилиндрах;
- ротационные, винтовые и спиральные с вращательным движением рабочих частей.

Поршневые компрессоры используются чаще всего в машинах большой мощности (рис. 11.30). Компрессор состоит из одного, или нескольких, цилиндра и поршня. Движение поршня обеспечивается кривошипно-шатунным механизмом от вала с приводным двигателем. При работе поршень в цилиндре совершает возвратно-поступательные движения.

В крышке цилиндра расположены рядом всасывающий и нагнетательный клапаны.

При движении поршня 3 вниз от крайней верхней точки (процесс всасывания) в рабочей зоне 7 создается разрежение за счет увеличения объема полости цилиндра (рис. 11.31). И как только

давление в рабочей области цилиндра 7 станет ниже давления в полости всасывания 8, всасывающий клапан 10 открывается, и пары хладагента из испарителя попадают в цилиндр 4.

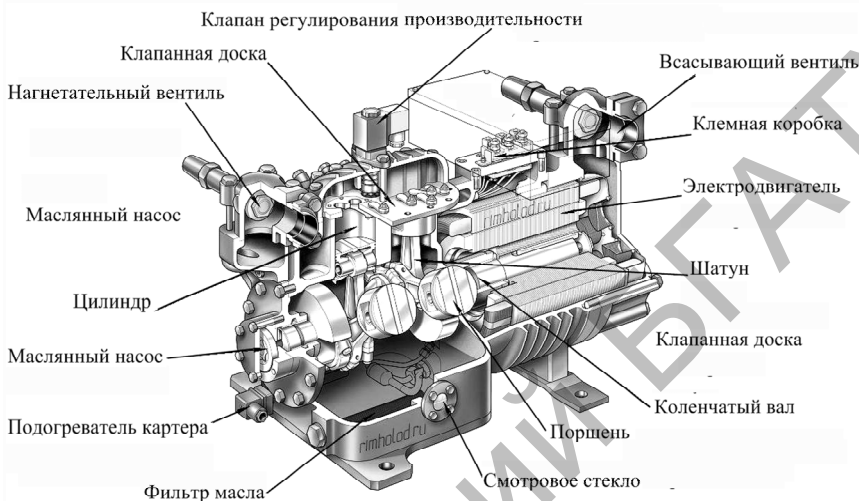


Рис. 11.30. Устройство поршневого холодильного компрессора

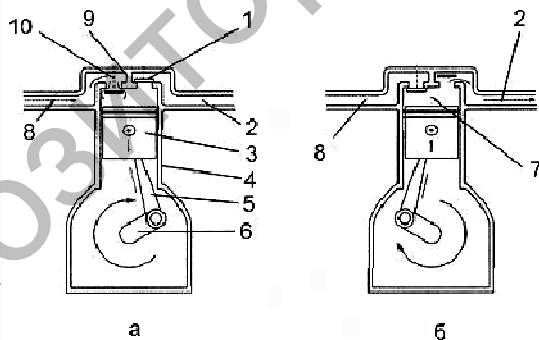


Рис. 11.31. Принцип работы поршневого холодильного компрессора:

- а – процесс всасывания, б – процесс нагнетания;
 1 – нагнетательный клапан; 2 – нагнетательная магистраль; 3 – поршень;
 4 – цилиндр; 5 – шатун; 6 – коленчатый вал; 7 – надпоршневая камера;
 8 – всасывающая магистраль из испарителя; 9 – клапанная доска;
 10 – всасывающий клапан

При движении поршня 3 вверх от крайней нижней точки (процесс нагнетания) в рабочей зоне надпоршневой камеры 7 давление растёт. При увеличении давления всасывающий клапан 10 закрывается, и, как только давление в рабочей зоне возрастает, надпоршневая камера 7 становится выше, чем в области нагнетания 2, нагнетательный клапан 1 открывается и газ поступает в конденсатор.

При обратном ходе поршня, оставшаяся часть паров хладагента расширяется до давления в области всасывания 8, только после этого открывается всасывающий клапан 10. Рабочий процесс повторяется.

За один полный оборот коленчатого вала 6 поршень 3 совершает два хода между двумя крайними положениями, и в цилиндре 4 выполняется полный рабочий процесс.

В зависимости от конструкции, смазка поршневого компрессора осуществляется методом разбрызгивания и с помощью встроенного масляного насоса.

Известны следующие основные *модификации* поршневых компрессоров:

- герметичные компрессоры;
- полугерметичные компрессоры;
- открытые компрессоры.

Герметичные компрессоры используются в холодильных машинах небольшой мощности (1,5...35 кВт). Электродвигатель расположен внутри герметичного корпуса компрессора. Охлаждение электродвигателя производится самим всасываемым хладагентом.

Мощность таких компрессоров может составлять от 1,7 до 35 кВт. Они широко используются в холодильных машинах малой и средней мощности.

Полугерметичные компрессоры используются в холодильных машинах средней мощности (30...300 кВт). В полугерметичных компрессорах электродвигатель и компрессор соединены напрямую и размещены в одном разборном контейнере. Преимущество этого типа компрессоров в том, что при повреждениях можно вынуть двигатель, чтобы отремонтировать клапаны, поршень и другие части компрессора. Охлаждение электродвигателя производится самим всасываемым хладагентом.

В полугерметичных компрессорах регулирование мощности может обеспечиваться также перепуском газа с выхода на вход, либо закрытием всасывающего клапана одного из нескольких цилиндров.

Открытые компрессоры имеют внешний электродвигатель, выведенный за пределы корпуса и соединенный с компрессором на прямую или через трансмиссию.

В открытых компрессорах электродвигатель расположен снаружи. Вал с сальниками выведен за пределы корпуса. Соединение электродвигателя с компрессором может быть прямым (в линию) либо через трансмиссию.

Основные недостатки поршневых компрессоров:

– пульсации давления паров хладагента на выходе, приводящие к высокому уровню шума;

– большие нагрузки при пуске, требующие большого запаса мощности и приводящие к износу компрессора.

Принцип работы **ротационных компрессоров вращения** основан на всасывании и сжатии газа при вращении пластин. Их *преимущество* перед поршневыми компрессорами состоит в низких пульсациях давления и уменьшении тока при запуске.

Существует две модификации ротационных компрессоров: со стационарными пластинами; с вращающимися пластинами.

В компрессоре со *стационарными пластинами* хладагент сжимается при помощи эксцентрика, установленного на ротор двигателя (рис. 11.32).

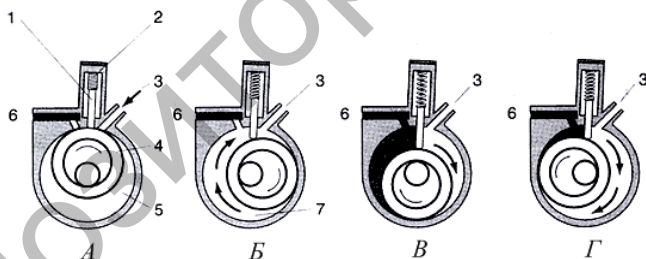


Рис. 11.32. Компрессор со стационарными пластинами:

А – пар заполняет имеющееся пространство, и начинается сжатие пара внутри компрессора и всасывание новой порции хладагента;

Б – начинается сжатие пара внутри компрессора и всасывание новой порции хладагента;

В – сжатие и всасывание продолжается;

Г – сжатие завершено, пар окончательно заполнил пространство внутри цилиндра компрессора;

1 – пластина; 2 – пружина; 3 – всасывающий канал; 4 – ротор;

5 – приемная камера; 6 – выпускной канал; 7 – камера сжатия

При вращении ротора эксцентрик катится по внутренней поверхности цилиндра компрессора, и находящийся перед ним пар хладагента сжимается, а затем выталкивается через выпускной клапан компрессора. Пластины разделяют области высокого и низкого давления паров хладагента внутри цилиндра компрессора.

В компрессоре с *вращающимися пластинами* хладагент сжимается при помощи пластин, закрепленных на вращающемся роторе (рис. 11.33). Ось ротора смещена относительно оси цилиндра компрессора. Края пластин плотно прилегают к поверхности цилиндра, разделяя области высокого и низкого давления. На схеме показан цикл всасывания и сжатия пара.

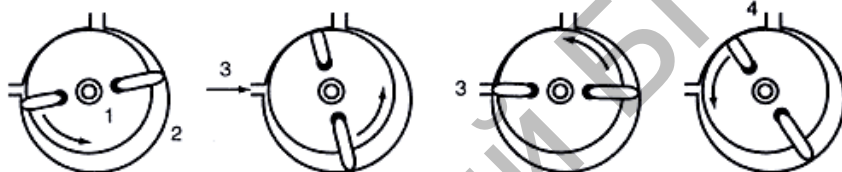


Рис. 11.33. Компрессор с вращающимися пластинами:

1 – ротор; 2 – рабочая камера;

3 – впускной канал; 4 – выпускной канал

Пар заполняет имеющееся пространство. Начинается сжатие пара внутри компрессора и всасывание новой порции хладагента. Сжатие и всасывание завершается. Начинается новый цикл всасывания и сжатия.

Компрессоры, на одном валу которых расположено два ротора, называют двухроторными.

Спиральные компрессоры (рис. 11.34) применяются в холодильных машинах малой и средней мощности. Такой компрессор состоит из двух стальных спиралей (рис. 11.35). Они вставлены одна в другую и расширяются от центра к краю цилиндра компрессора. Внутренняя спираль неподвижно закреплена, а внешняя вращается вокруг нее.

Спирали имеют особый профиль (эвольвента), позволяющий перекатываться без проскальзывания. Подвижная спираль компрессора установлена на эксцентрик и перекатывается по внутренней поверхности другой спирали. При этом точка касания

спиралью постепенно перемещается от края к центру. Пары хладагента, находящиеся перед линией касания, сжимаются и выталкиваются в центральное отверстие в крышке компрессора.

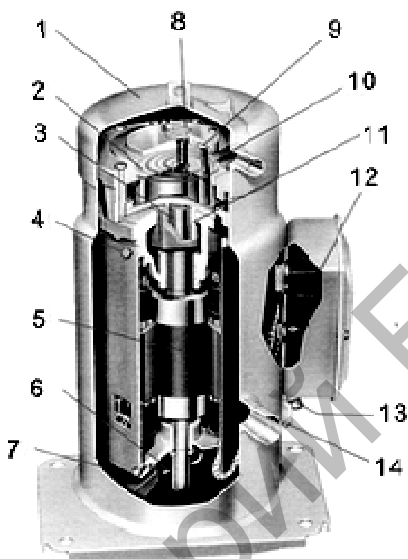


Рис. 11.34. Спиральный компрессор SCROLL:

- 1 – камера нагнетания горячих газов; 2 – чугунные спирали;
- 3 – система привода подвижной спирали; 4 – труба для юстировки двигателя;
- 5 – электродвигатель; 6 – резервуар для масла; 7 – сепаратор примесей;
- 8 – обратный клапан; 9 – клапан; 10 – спираль; 11 – подшипники скольжения;
- 12 – датчик температуры двигателя; 13 – отверстие для слива и замены масла;
- 14 – указатель уровня масла

Точки касания расположены на каждом витке внутренней спирали, поэтому пары сжимаются более плавно, меньшими порциями, чем в других типах компрессоров. В результате нагрузка на электродвигатель компрессора снижается, особенно в момент пуска компрессора.

Пары хладагента поступают через входное отверстие в цилиндрической части корпуса, охлаждают двигатель, затем сжимаются между спиралью и выходят через выпускное отверстие в верхней части корпуса компрессора.

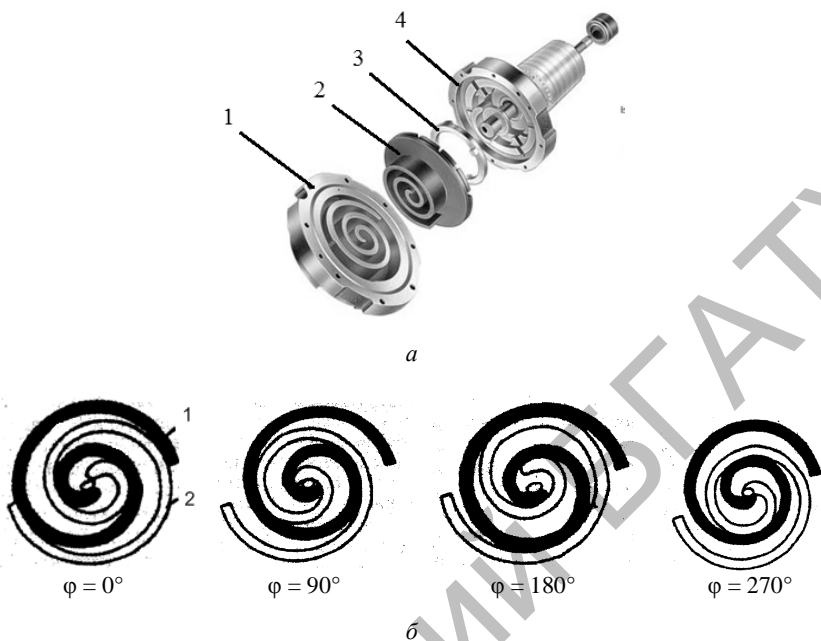


Рис. 11.35. Спиральная пара:

- а* – спиральная пара; *б* – перемещение подвижной спирали по круговой орбите;
 1 – неподвижная спираль; 2 – подвижная спираль; 3 – эксцентрик;
 4 – противоположное устройство

Цикл всасывания совершается за один оборот вала компрессора. Цикл сжатия и выталкивания паров хладагента длится 2...3 оборота в зависимости от угла закрутки спирали и размера окна нагнетания. Конструкции спиральных компрессоров требуют высокой точности и чистоты поверхности спиралей, прецизионного станочного оборудования и соответствующей оснастки.

Преимуществами спирального компрессора являются:

- надежность в эксплуатации. Содержит на 40 % меньше деталей, чем поршневый, производит меньше шума, имеет больший ресурс эксплуатации;
- высокая энергетическая эффективность, так как объемный коэффициент подачи близок к единице, а всасываемый газ не соприкасается с горячими деталями компрессора, из-за чего не снижается изоэнтропный коэффициент полезного действия.

К недостаткам спиральных компрессоров относятся: более высокий технологический уровень изготовления и организации производства; сложность изготовления спиралей, использование более точной технологии в машиностроении; на подвижную спираль действует сложная система сил: осевых, тангенциальных, центробежных, требующих грамотного расчета и уравнивания, а следовательно, и балансировки ротора.

Винтовые компрессоры применяются в холодильных машинах большой мощности (150...3500 кВт). Существуют две модификации этого типа:

- с одинарным винтом;
- с двойным винтом.

Модели компрессора с одинарным винтом (рис. 11.36) имеют одну или две шестерни-сателлита, подсоединенные к ротору с боков. Сжатие паров хладагента происходит с помощью вращающихся в разные стороны роторов. Их вращение обеспечивает центральный ротор в виде винта.

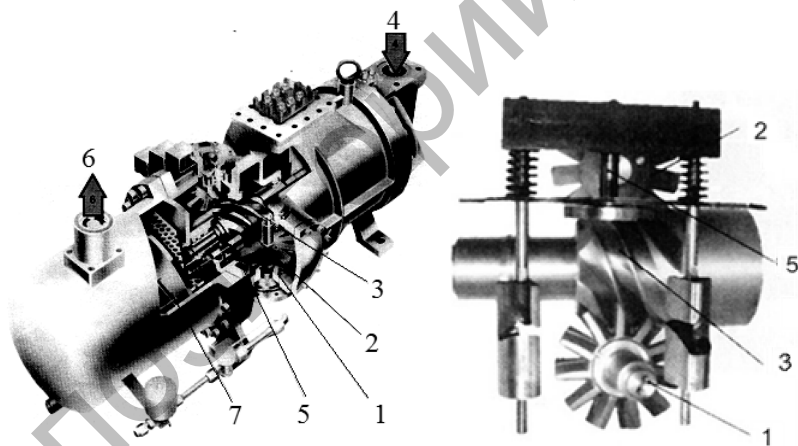


Рис. 11.36. Общий вид одновинтового компрессора:

- 1, 2 – вращающиеся роторы с шестеренками;
- 3 – центральный винтовой ротор; 4 – линия всасывания;
- 5 – скользящий клапан; 6 – линия нагнетания; 7 – сепаратор масла

Пары хладагента поступают через входное отверстие компрессора, охлаждаают двигатель, затем попадают во внешний сектор

вращающихся шестеренок роторов, сжимаются и выходят через скользящий клапан в выпускное отверстие.

Винты компрессора должны прилегать герметично, поэтому используется смазывающее масло. Впоследствии масло отделяется от хладагента в специальном сепараторе компрессора.

Модели компрессора с двойным винтом (рис. 11.37) отличаются использованием двух роторов – основного и приводного.

Винтовые компрессоры не имеют впускных и выпускных клапанов. Всасывание хладагента постоянно происходит с одной стороны компрессора, а его выпускание – с другой стороны. При таком способе сжатия паров уровень шума гораздо ниже, чем у поршневых компрессоров.

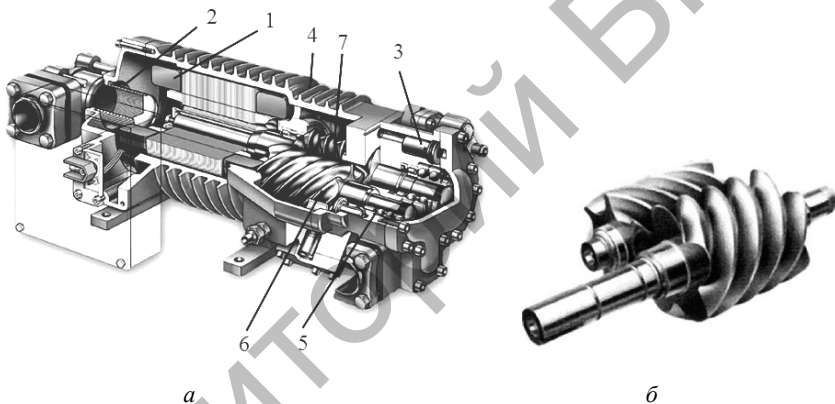


Рис. 11.37. Компрессор с двойным винтом:

a – общий вид двухвинтового компрессора;

б – роторы двухвинтового компрессора;

1 – электрический двигатель; 2 – фильтр на линии всасывания;

3 – скользящий клапан; 4 – корпус; 5 – подшипник; 6 – основной ротор (винт);

7 – приводной (вспомогательный) ротор; 8 – ось вспомогательного ротора;

9 – фильтр-маслоотделитель

Винтовые компрессоры позволяют плавно регулировать мощность холодильной машины с помощью изменения частоты оборотов двигателя.

Преимущества винтовых компрессоров по сравнению с поршневыми установками:

1. Небольшая площадь соприкасающихся поверхностей снижает трение в винтовом блоке. Меньший коэффициент трения, а также отсутствие необходимости преобразования вращательного движения двигателя в возвратно-поступательное движение поршней существенно повышают КПД компрессора.

2. Винтовой блок обеспечивает плавное снижение скорости вращения, в результате чего количество производимого сжатого воздуха уменьшается без возникновения в системе скачков давления, данный эффект позволяет снизить объем ресивера.

3. Меньший расход смазки. Как правило, у разных производителей он составляет от 1 до 3 мг масла на кубометр воздуха.

4. В процессе сжатия в винтовом компрессоре воздух гораздо меньше нагревается, следовательно, необходимо меньше усилий для приведения его к нормальной температуре.

Недостатки винтовых компрессоров:

1. Более сложная конструкция и цена производства, чем у поршневых агрегатов.

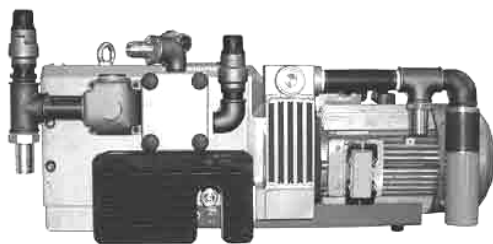
2. Система воздушного охлаждения предполагает необходимость отвода горячего воздуха после его выхода из системы охлаждения.

3. Винтовые агрегаты нельзя использовать для работы с агрессивными газами.

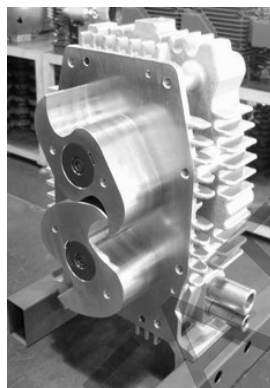
4. Винтовые компрессоры требуют постоянной и эффективной работы системы маслоотделения.

К компрессорам безмаслянного или сухого типа относят **когтевые компрессоры**. Конструкция этих компрессоров обеспечивает высокую производительность, что позволяет быстро нагнетать высокое давление даже в крупном трубопроводе. Основным рабочим органом насоса является пара кулачков особой формы (рис. 11.38).

Это насосы сухого типа, то есть без каких-либо герметизирующих жидкостей (таких как масло и вода), работают в бесконтактном движении между собой, а также между роторами и стенками. Уплотняющие зазоры обеспечивают внутреннее уплотнение компрессионных камер и между всасывающей стороной и стороной высокого давления.



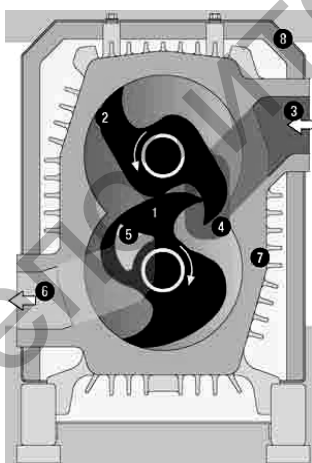
a



б

Рис. 11.38. Общий вид (а) и когтевой механизм (б) компрессора

В вакуумной камере (рис. 11.39) находятся два когтевидных кулачка 1 и 2, вращающихся в противоположном направлении в корпусе 7. За счет формы кулачков и минимальных зазоров их вращение происходит без трения. Всасывание газа последовательно происходит через канал 3 и зону 4, где он поступает в вакуумную камеру.



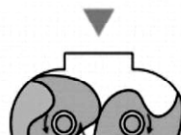
ВСАСЫВАНИЕ
вращающиеся роторы
всасывают воздух



НАЧАЛО СЖАТИЯ
воздух прочно зажимается
между роторами и стенкой
рабочей камеры компрессора



**СОЗДАНИЕ ЗОНЫ
РАЗРЕЖЕНИЯ**



СЖАТИЕ
роторы вращаются в
противоположных направлениях
сжимая захваченный воздух

Рис. 11.39. Принцип работы когтевых компрессоров

При вращении кулачков газ перемещается к стороне нагнетания. За счет постоянного уменьшения объема в пространстве между кулачками происходит сжатие газа до момента открытия выхлопного отверстия 5. Такое «внутреннее сжатие» позволяет добиться очень высокого КПД.

Выхлоп газа осуществляется через нагнетательный патрубок 6. Перед этим газ проходит в пространстве между корпусом 7 и звукопоглощающим кожухом 8, что позволяет получить более холодный воздух на выхлопе.

Скорость откачки может регулироваться примерно от 1000 до 4500 об/мин. Когтевой насос способен производить конечное давление 30...50 ГПа. Если требуется более низкое рабочее давление, используются двух- или многоступенчатые насосы

В зависимости от модели могут использоваться двухкогтевые, трехкогтевые кулачки и кулачки нестандартной формы (рис. 11.40).

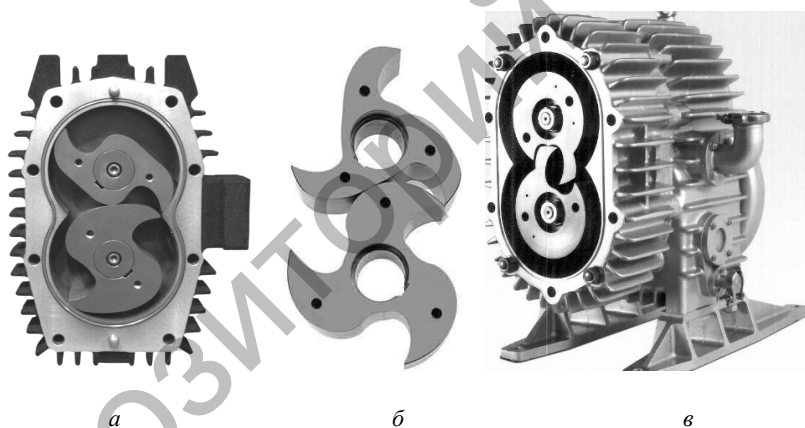


Рис. 11.40. Формы кулачков когтевого компрессора:
а – двухкогтевые кулачки; б – трехкогтевые кулачки;
в – кулачки нестандартной формы

Когтевые компрессоры имеют *преимущества*:

– роторы компрессора не контактируют друг с другом, благодаря чему увеличивается его срок службы. Данные машины практически не требуют обслуживания и замены дорогостоящих роторных лопаток;

- КПД этих компрессоров составляет от 70 до 85 %;
- в вакуумной камере когтевых агрегатов не применяются масло и графитовые лопатки, что обеспечивает идеально чистый воздух на выходе;
- вероятность появления механического мусора в перекачиваемой среде равна нулю;
- давление нагнетается очень равномерно, без пульсации или непредвиденных скачков.

К *недостаткам* относятся:

- высокий уровень шума, поэтому их нельзя использовать в помещении, где работают люди, либо необходимо обеспечить качественную изоляцию;
- слишком малые зазоры делают эти компрессоры очень чувствительными к любой перекачиваемой среде, поэтому необходимо использование фильтров грубой очистки;
- практически невозможен ремонт в условиях обычных ремонтных цехов;
- компрессор не может реагировать на моментальные изменения вязкости и состава перекачиваемой среды;
- когтевые насосы не предназначены для реверса, что не позволяет откачать газ из емкости;
- из-за сложной формы рабочей камеры и высокой точности подгонки деталей сложна сборка и разборка компрессора;
- кулачковые когтевые компрессоры имеют ограничения по температуре перекачиваемой среды, потому что когти могут подвергнуться тепловому расширению и заклинить.

Следующим за компрессором основным узлом холодильной установки является *конденсатор*.

Конденсатор представляет собой теплообменный аппарат, который передает тепловую энергию от хладагента к окружающей среде, чаще всего воде или воздуху.

Конденсаторы с воздушным охлаждением состоят из теплообменника и блока вентилятора с электродвигателем. Теплообменник обычно изготавливается из медных трубок диаметром 6 и 19 мм, как правило, с оребрением из тонких пластин, выполненных из алюминия.

Внутренняя поверхность трубок также может быть рифленой, что позволяет обеспечить большую турбулентность и большую

теплоотдачу хладагента. Конденсаторы имеют один или несколько рядов трубок (чаще всего до 4), расположенных в направлении прохождения потока охлаждающего воздуха. Трубки могут располагаться на одном уровне либо ступенями (в шахматном порядке) для повышения эффективности теплообмена (рис. 11.41).

В конденсатор поступает газообразный хладагент с температурой около 80 °С при давлении 0,8 МПа. При этом давлении температура конденсации хладагента составляет 40...50 °С.

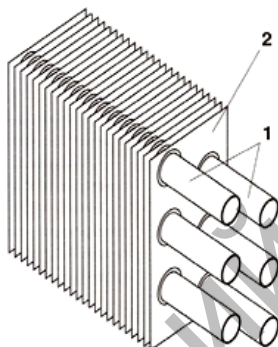


Рис.11.41. Схема конденсатора с воздушным охлаждением:
1 – медная трубка; 2 – ребрение

Конденсатор обеспечивает охлаждение сжатых паров холодильного агента окружающим воздухом с целью понижения температуры паров до температуры конденсации (состояния насыщения) и конденсации насыщенных паров в жидкое состояние.

После конденсации всего хладагента, жидкость под действием воздуха, охлаждающего конденсатор с помощью вентилятора, охлаждается.

Конденсаторы с водяным охлаждением по своему конструктивному исполнению подразделяются на следующие основные группы:

- кожухотрубные конденсаторы;
- конденсаторы типа «труба в трубе»;
- пластинчатые конденсаторы.

Кожухотрубные конденсаторы выполняются в виде стального цилиндрического кожуха, с обоих концов которого приварены

стальные трубчатые решетки. В них запрессовываются медные трубки. К трубным решеткам крепятся головки с входным и выходным патрубками для подключения к системе водяного охлаждения (рис. 11.42).

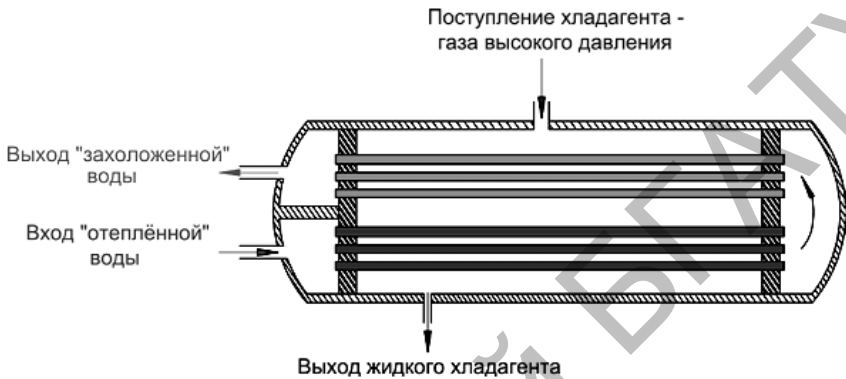


Рис. 11.42. Схема кожухотрубного конденсатора с водяным охлаждением

В верхней части кожуха располагается патрубок подвода горячего парообразного хладагента, поступающего из компрессора. В нижней части установлен патрубок отвода жидкого хладагента.

Горячий парообразный хладагент соприкасается с трубками, по которым циркулирует холодная вода, остывает, конденсируется и скапливается на дне конденсатора. Вода, поглощая теплоту от хладагента, выходит из конденсатора с более высокой температурой, чем на входе в конденсатор.

Конденсаторы типа «труба в трубе» представляют собой выполненную в виде спирали трубку, внутри которой соосно расположена другая трубка. Хладагент может перемещаться по внутренней трубке, а охлаждающая жидкость – по внешней трубке либо наоборот (рис. 11.43).

Как внешняя, так и внутренняя поверхности трубок могут иметь оребрение, увеличивающее эффективность теплопередачи. Два потока жидкостей движутся навстречу друг другу. Вода поступает снизу и выходит сверху, хладагент перемещается в противоположном направлении.

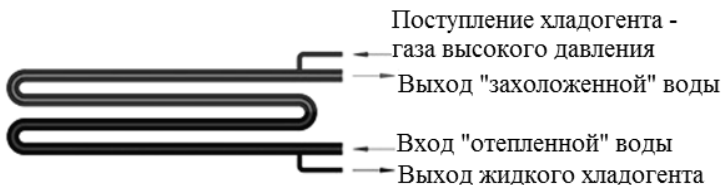


Рис. 11.43. Схема конденсатора типа «труба в трубе»

В *пластинчатом конденсаторе* циркуляция жидкости происходит между пластинами, расположенными «елочкой». Внутри теплообменника создаются два независимых контура циркуляции – хладагента и охлаждающей воды. Эти два потока движутся навстречу друг другу.

Ресивер (рис. 11.44) создает запас жидкого холодильного агента, необходимый для обеспечения равномерного питания им испарительной системы. Кроме того, ресивер является дополнительной емкостью конденсатора, которая предотвращает переполнение последнего жидким холодильным агентом. Ресивер работающей холодильной машины должен быть заполнен жидким холодильным агентом на 50 % своего объема.

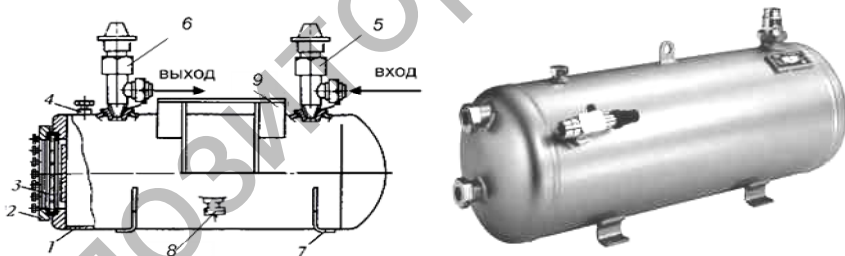


Рис. 11.44. Общий вид ресивера:

- 1 – стальной корпус; 2 – крышка; 3 – смотровое стекло; 4 – пробка;
5 – входной вентиль; 6 – выходной вентиль; 7 – лапы; 8 – пробка; 9 – кронштейн

При работе холодильной установки возможны утечки хладагента, что приводит к снижению холодопроизводительности. Благодаря объему ресивера количество хладагента, заправляемого в систему, увеличивается.

Ресивер выполнен в виде горизонтального цилиндрического сосуда с приваренными плоским и сферическим днищами. Стальной корпус 1 имеет четыре лапы 7 для крепления к раме холодильной машины и кронштейн 9, на котором устанавливается электродвигатель вентилятора конденсатора.

В бобышки корпуса ввернуты входной 5 и выходной 6 запорные вентили. К входному 5 вентилю подведена труба от конденсатора, к выходному 6 – от фильтра-осушителя.

В корпусе 1 вентиля (рис. 11.45) установлен шток 3 с конусным концом.

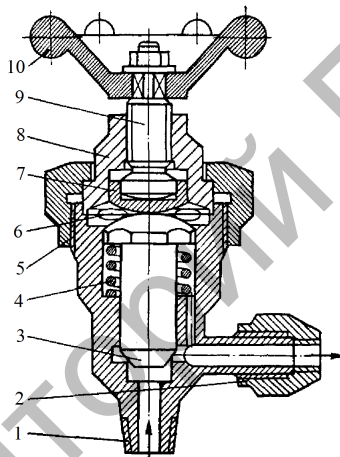


Рис. 11.45. Схема запорного вентиля с мембранным уплотнением:
1 – корпус; 2, 5 – гайки; 3 – шток; 4 – пружина; 6 – мембрана;
7 – подпятник; 8 – крышка; 9 – шпindelъ; 10 – маховик

Вверх шток 3 перемещается под действием пружины 4, вниз – под действием шпindelя 9 при вращении его маховика 10 по часовой стрелке. Усилие от шпindelя 9 штоку 3 передается через подпятник 7 и мембрану 6, которая изолирует полость штока, сообщающуюся с системой холодильной установки, от полости шпindelя, сообщающейся с атмосферой. Мембрана уплотняется резиновыми прокладками при завинчивании гайки 5. Роль запорного устройства играет конусный конец штока 3, прилегающий к седлу, выполненному в корпусе 1. Запорный вентиль вворачивается

в штуцер ресивера, соединяется с трубопроводом нагнетательной линии через штуцер посредством накидной гайки 2.

Воздух из внутренней полости ресивера удаляют через пробку 4 (рис. 11.44). Уровень хладагента контролируют по смотровому стеклу 3, прижатому болтами к корпусу крышкой 2 с резиновой и паронитовой прокладками.

Для защиты от недопустимого повышения давления при высокой наружной температуре служит предохранительная плавкая пробка 8, ввернутая в бобышку нижней части корпуса 1.

Фильтр-осушитель улавливает различные механические загрязнения (опилки, ржавчину и т. п.) холодильного агента и поглощает влагу, находящуюся в системе. Он устанавливается, как правило, после ресивера. Типичная конструктивная схема фильтров-осушителей для улавливания механических примесей и влаги приведена на рис. 11.46. Сжиженный хладон из ресивера поступает в сетчатый фильтр, в котором улавливаются наиболее крупные механические примеси.

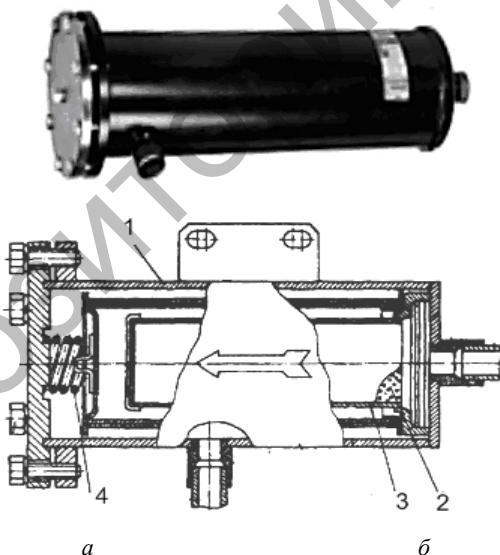


Рис. 11.46. Фильтр-осушитель:

а – общий вид фильтра-осушителя; *б* – схема фильтра-осушителя;
1 – корпус; 2 – силикагель; 3 – фильтр сетчатый; 4 – пружина

Фильтрующим элементом осушителей является проволочная сетка из фосфористой бронзы и замши толщиной до 2 мм. При дальнейшем движении хладон очищается от влаги, которая адсорбируется зернами силикагеля с величиной зерен от 3 до 5 мм. Его поглощающая способность составляет от 10 до 40 % влаги от массы силикагеля или цеолита.

Для повышения экономичности и предотвращения попадания жидкого хладагента из испарителя в компрессор современные холодильные установки оснащаются *теплообменником* (рис. 11.47), позволяющим увеличить холодопроизводительность на 12...14 %. Он устанавливается после фильтра осушителя, перед терморегулирующим вентилем в линии высокого давления.

В нем происходит теплообмен между жидкостью, поступающей из фильтра-осушителя к терморегулирующему вентилю, и паром, поступающим из испарителя к компрессору. Проходя через теплообменник, холодный всасываемый пар поглощает теплоту от жидкости и перегревается, а жидкость при этом переохлаждается, что снижает дроссельные потери.

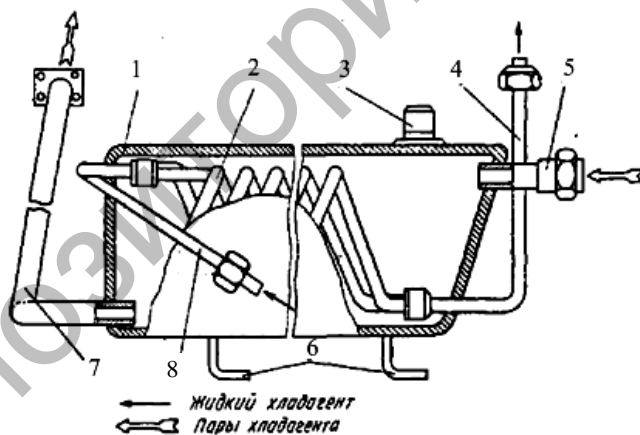


Рис. 11.47. Схема теплообменника:

1 – обечайка; 2 – змеевик; 3 – штуцер; 4, 7 – трубки; 5, 8 – трубки; 6 – лапы

Перегрев пара перед компрессором необходим для безопасной работы компрессора, хотя и приводит к увеличению работы

сжатия, повышению конечной температуры нагнетания и увеличению тепловой нагрузки на конденсатор.

Кроме того, для компрессоров, работающих на хладагоне, выгодно поддерживать более высокую температуру перегрева, так как это уменьшает объемные потери и повышает холодопроизводительность компрессора.

Холодильная установка работает наиболее эффективно, когда вся теплопередающая поверхность испарителя омывается кипящим хладагентом, т. е. кипение его происходит по всей поверхности испарителя. Как увеличение, так и уменьшение количества хладагента, подаваемого в испаритель, снижает холодопроизводительность установки. Для выполнения этого требования предназначен *терморегулирующий вентиль (ТРВ)*, обеспечивающий дросселирование жидкого холодильного агента, поступающего в испаритель, и регулирования его расхода, т. е. подавая в единицу времени столько жидкости, сколько паров успевает за это время отсосать компрессор.

При избытке или недостатке хладагента в испарителе нарушается нормальная работа холодильной машины.

Избыток жидкости вызывает влажный ход компрессора, так как часть жидкости попадает во всасывающую линию и компрессор.

Недостаток приводит к неполному использованию поверхности испарителя и понижению температуры кипения хладагента.

К вентилям с переменным гидравлическим сопротивлением относятся вентили:

1. *С внутренним уравниванием* (рис. 11.48) – для машин малой и средней мощности, при температуре кипения выше $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, где сопротивление движению хладагента в приборе охлаждения невелико.

Скорость перетекания хладагента через терморегулирующий вентиль зависит от положения клапана. Это положение определяется соотношением сил, действующих на мембрану регулятора:

– на *закрытие* клапана направлены давление испарения и сила натяжения пружины;

– на *открытие* клапана направлено давление термобаллона, определяемое перегревом хладагента в испарителе.

Если температура внешнего воздуха (среды) понижается, то кипение хладагента ослабляется, перегрев уменьшается, температура термобаллона снижается. При этом понижение давления

в термобаллоне воздействует на мембрану регулятора, уменьшая подачу хладагента в испаритель. В результате равновесие восстанавливается.

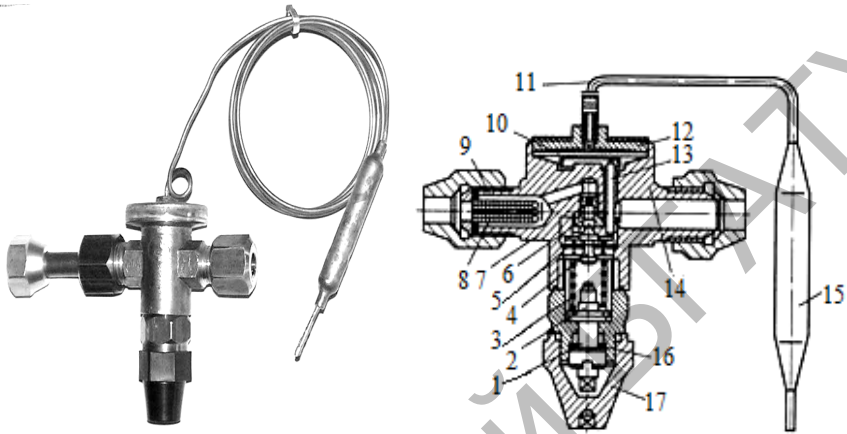


Рис. 11.48. Терморегулирующий вентиль с внутренним уравниванием:

- 1 – винт настройки; 2 – втулка-гайка; 3 – пружина; 4 – игла клапана;
- 5 – иглодержатель; 6 – седло клапана; 7 – корпус; 8 – фильтр;
- 9 – входной штуцер; 10 – мембрана; 11 – капиллярная трубка;
- 12 – головка вентиля; 13 – толкатель; 14 – выходной штуцер;
- 15 – термобаллон; 16 – сальник винта настройки; 17 – колпачок

Аналогично действие регулятора при увеличении температуры наружного воздуха (среды).

В зависимости от длины и жесткости пружины, закрывающей клапан терморегулирующего вентиля, давление испарения и перегрев можно установить на нужные значения.

2. *С внешним уравниванием* – для машин большой мощности (рис. 11.49). Позволяет точно поддерживать давление испарения, если изменяется гидравлическое сопротивление испарителя.

Давление в такой системе измеряется не за клапаном регулятора, а уже на выходе из испарителя. Для этого в состав регулятора входит дополнительная трубка. В результате такого подключения поддерживается постоянное давление испарения хладагента и перегрев, даже при изменении гидравлического сопротивления в испарителе.

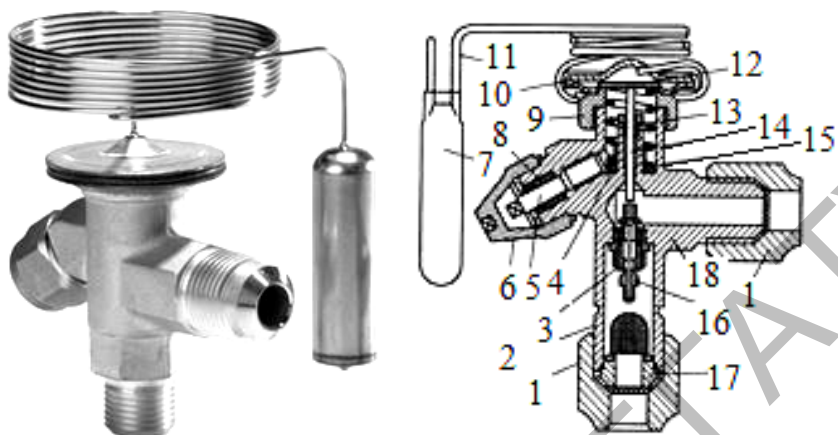


Рис. 11.49. Терморегулирующий вентиль с внешним выравниванием:

- 1 – накидная гайка; 2 – корпус; 3 – сопло; 4 – ходовая втулка; 5 – ходовой винт; 6 – колпачковая гайка; 7 – термобаллон; 8 – сальник ходового винта; 9 – гайка; 10 – крышка мембраны; 11 – капиллярная трубка; 12 – мембрана; 13 – сальник штока; 14 – шток; 15 – пружина; 16 – клапан; 17 – фильтр; 18 – штуцер уравнивательной линии

Принцип действия ТРВ (рис. 11.50) основан на сравнении температуры кипения хладагента в испарителе с температурой выходящих из него паров и поддержании постоянной разницы этих температур.

При увеличении перегрева, что свидетельствует о недозаполнении испарителя, клапан ТРВ автоматически открывается, увеличивая тем самым подачу холодильного агента в испаритель, и, наоборот, при уменьшении перегрева, что является следствием чрезмерного поступления хладагента в испаритель, клапан автоматически прикрывается и тем самым уменьшается поступление хладагента в испаритель.

Силовой термочувствительной частью прибора является замкнутая герметическая система, состоящая из термобаллона, капиллярной трубки, полости над мембраной. Эта герметичная система заполнена тем же хладагентом, на котором работает данная холодильная машина (или другим веществом, близким по своим термодинамическим свойствам к хладагенту).

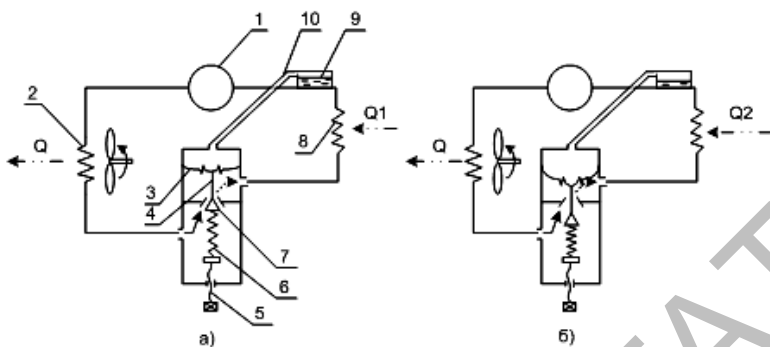


Рис. 11.50. Схема работы термовентиля с внутренним выравниванием:
а – тепловая нагрузка средняя; *б* – тепловая нагрузка большая ($Q_1 < Q_2$)
 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – мембрана; 4 – шток; 5 – винт;
 6 – пружина; 7 – клапан; 8 – испаритель; 9 – термобаллон;
 10 – капиллярная трубка

Термобаллон крепится к трубопроводу на выходе из испарителя. Мембрана посредством толкателей связана с иглодержателем клапана, перекрывающем проходное сечение седла термовентиля.

Жидкий холодильный агент из ресивера поступает в ТРВ под давлением и при проходе через кольцевое сечение между седлом и клапаном резко снижает давление, которое поддерживается в испарителе компрессором. При этом часть жидкого хладагента превращается в пар и по испарителю движется парожидкостная смесь. В какой-то точке жидкость превращается в пар.

На выходе из испарителя, на всасывающем трубопроводе, укреплен термобаллон, воспринимающий температуру $t_{\text{вых}}$. При этой температуре баллона в силовой системе ТРВ устанавливается давление, которое воспринимается мембраной. Если в случае перегрева паров хладона возникает разница давления в испарителе и давления, поддерживаемого компрессором, то под действием этой разности давлений мембрана прогибается вниз и через толкатели нажимает на иглодержатель, открывая клапан. Открытие клапана происходит до тех пор, пока усилие сжатой пружины уравнивает силу давления на мембрану. При таком положении клапана происходит полное (требуемое) заполнение испарителя хладагентом.

С понижением температуры в охлаждаемой среде теплопритоки к испарителю уменьшаются. Тогда путь движения паробразного

хладагента сокращается и перегрев пара уменьшается. Теперь термобаллон воспринимает более низкую температуру, в силовой системе ТРВ устанавливается меньшее давление и под действием пружины клапан перемещается вверх, уменьшая таким образом проходное сечение клапана ТРВ и подачу хладагента в испаритель. При меньшем поступлении хладагента в испаритель кипение его заканчивается раньше и перегрев принимает значение, близкое к первоначальному. Заданное начальное значение перегрева, обеспечивающее требуемое открытие клапана, устанавливается соответствующим сжатием пружины за счет поворота винта.

С повышением тепловой нагрузки повышается давление в термобаллоне, которое передается на мембрану, и через толкатели приоткрывается проходное сечение клапана. Подача жидкости через ТРВ увеличивается и перегрев начинает падать.

В холодильных машинах *большой холодопроизводительности* испарители имеют значительную длину и большие гидравлические сопротивления. В таких испарителях давление хладагона на выходе ниже, чем на входе. Поэтому в холодильных машинах, имеющих испарители, в которых падение давления более $0,2 \cdot 10^5$ Па, применяют ТРВ с уравнивающей трубкой (рис. 11.51).

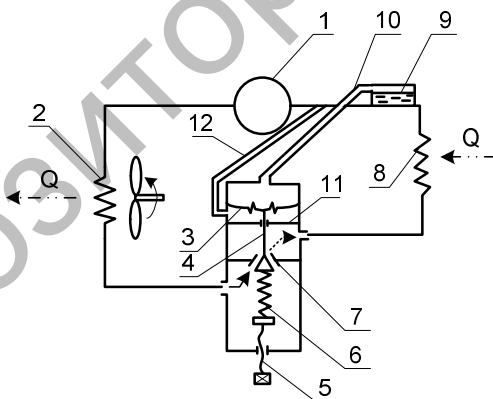


Рис. 11.51. Схема работы термовентили с внешним выравниванием:

- 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – диафрагма; 4 – шток;
- 5 – винт регулировочный; 6 – пружина; 7 – клапан; 8 – испаритель;
- 9 – термобаллон; 10 – капиллярная трубка; 11 – перегородка;
- 12 – трубка уравнивающая

В корпусе таких ТРВ устанавливается диафрагма 3, благодаря которой под мембрану подается давление не со стороны входа, а со стороны выхода испарителя – по уравнивательной трубке 12. Наличие диафрагмы позволяет установить на выходе из ТРВ дополнительный дроссель. Это дает следующие преимущества:

- повышенное давление за клапаном ввиду наличия дополнительного дроссельного сечения разгружает работу клапана и позволяет увеличить его диаметр;

- подача под мембрану перегретого пара и перенос точки начала кипения хладагента уменьшает охлаждение всего прибора и возможную конденсацию пара над мембраной.

Работа холодильных установок в автоматическом режиме и их защита от аварийных ситуаций обеспечивается приборами автоматики, к которым относятся *датчик-реле температуры и датчик-реле давления*.

Реле температуры в холодильных установках служит для управления процессом наморозки льда на наружной поверхности панелей испарителя, регулирования температуры в холодильной камере хладоносителя на выходе из бака (водосборника).

Принцип действия прибора основан на изменении давления парожидкостной смеси хладона в термосистеме прибора в зависимости от изменения температуры термобаллона.

Реле температуры ТР-1 (рис. 11.52) работает следующим образом. При повышении температуры давление в термобаллоне 24 возрастает и шток 19, преодолевая сопротивление сжатой пружины 8, поворачивает рычаг 17, который сначала продвинется в прорези дифференциала 22, а затем при дальнейшем движении сожмет пружину 23.

Под действием пружины 18 вместе с рычагом 17 вращается ось 0₄, на конце которой шарнирно укреплена пружина 12 переключателя.

Движение пружины 12 через рычаги 13 и 10, поворачивает рычаг 13 вокруг опоры, что приводит к замыканию контактов 14 и 15.

При понижении температуры пружина 23 дифференциала и основная пружина 8 повернут рычаги 17 и 9 в обратном направлении и через ту же систему рычагов 10 и 13 разомкнут контакты.

Натяжение основной пружины 8 регулируется винтом 6, закрытым пластиной 5. Сжатие пружины повышает температуру включения и выключения реле. В зависимости от модификаций приборов в термореле используются термочувствительные системы с различными наполнителями и различными видами их заполнения: паровым, жидкостным, газовым и адсорбционным.

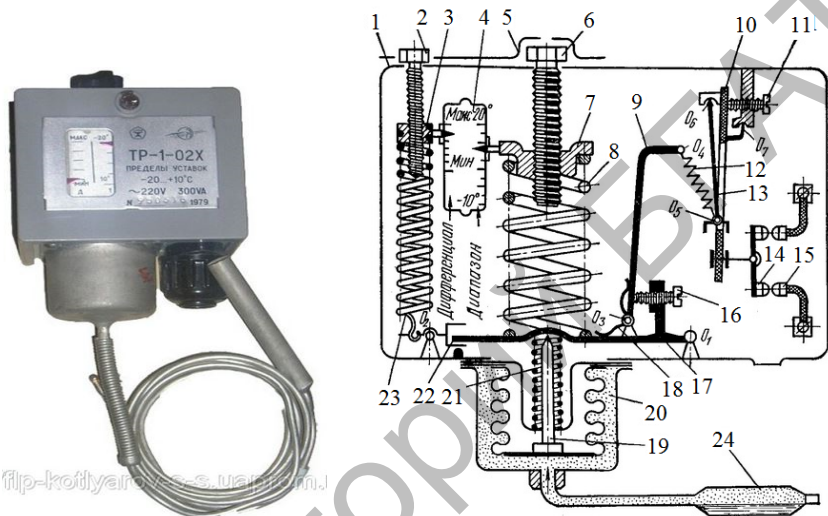


Рис. 11.52. Реле температуры TP-1:

- 1 – корпус; 2, 6 – винты; 3 – гайка; 4 – шкала; 5 – пластина;
- 7 – опорная тарелка; 8, 12, 18, 21, 23 – пружины; 9, 10, 13, 17 – рычаги;
- 11, 16 – винты; 14, 15 – контакты; 19 – шток; 20 – сильфон;
- 22 – дифференциал; 24 – термобаллон

Температура окружающего корпус воздуха должна быть выше установленной температуры замыкания на величину от 3 до 45 °С.

Наполнитель термочувствительной системы – фреон-22 или фреон-12.

Основным управляющим прибором холодильной установки является **реле давления** (рис. 11.53). Оно предназначено для поддержания заданного давления в холодильном контуре установки путем включения или выключения компрессора. Прибор состоит из блоков низкого и высокого давления.

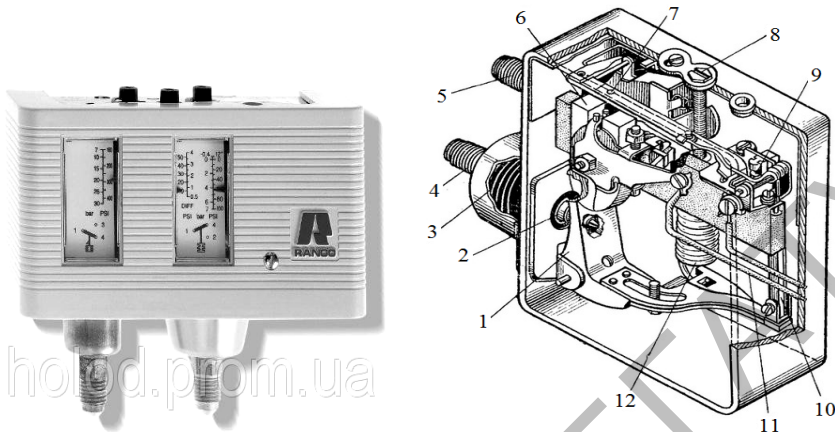


Рис. 11.53. Двухблочное реле давления:

- 1 – двухплечий рычаг; 2 – игла сильфона с пружиной;
- 3 – сильфон прессостата в кожухе;
- 4 – штуцер для присоединения к испарителю;
- 5 – сильфон маноконтроллера (штуцер); 6 – магнит; 7 – пластинка;
- 8 – регулировочный винт; 9 – регулятор дифференциала; 10 – тяга;
- 11 – провода от клемм к магнитному пускателю; 12 – пружина прессостата

При увеличении давления во всасывающей линии выше допустимого уровня сильфон сжимается и, преодолевая усилие пружин, поворачивает рычаг и включает электропривод. Если во время работы холодильной установки давление в нагнетательной линии возросло сверх допустимого, сильфон высокого давления сжимается и через толкатель поворачивает рычаг против часовой стрелки, выключая электропривод.

Датчики-реле всасывания выключают компрессор при понижении давления паров хладагента во всасывающей линии ниже допустимых пределов. Такими пределами для оборудования, работающего на хладоне-22, является давление ниже 0,1 МПа. Датчик-реле давления нагнетания выключает компрессор при повышении давления паров хладагента в нагнетательной линии выше допустимых пределов. Такими пределами для оборудования, работающего на хладоне-22, является давление выше 1,68 МПа.

Мешалки позволяют перемешивать воду и молоко с момента поступления последнего и расположены таким образом, что

обеспечивается их равномерное охлаждение по всему объему соответствующих баков. Для перемешивания применяются лопастные и пропеллерные мешалки.

11.7.1. Расчет трубчатого теплообменника

Определим скорость движения жидкости в трубе:

$$J_{\text{ж}} = \frac{Q}{0,785d_{\text{ж}}^2 \rho_{\text{ж}}}, \quad (11.68)$$

где Q – производительность теплообменника, л/ч;

$d_{\text{ж}}$ – внутренний диаметр трубопровода, м;

$\rho_{\text{ж}}$ – плотность рассматриваемой жидкости, кг/м³.

Критерий Рейнольдса

$$Re_{\text{ж}} = \frac{J_{\text{ж}} d_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} 10^3}{\mu_{\text{ж}}}, \quad (11.69)$$

где $\mu_{\text{ж}}$ – динамический коэффициент вязкости рассматриваемой жидкости, Н·с/м².

Коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке трубы равен

$$\alpha_{\text{ж}} = \frac{0,052\lambda Re_{\text{ж}} Pr_{\text{ж}}}{d_{\text{ж}}}, \quad (11.70)$$

где λ – теплопроводность стали, $\lambda = 12$ Вт/м·°С;

$Pr_{\text{ж}}$ – Критерий Прандтля для рассматриваемой жидкости.

Коэффициент теплопередачи жидкости, Вт/м²·°С:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ж}}} + \frac{\lambda}{\delta}}, \quad (11.71)$$

где δ – толщина трубы, м.

Температурный критерий при движении двух жидкостей:

$$k_{\tau} = \frac{t_1 - t_2}{(t_1 - t_0) - (t_0 - t_B)} 2,31 \lg \frac{t_1 - t_0}{t_0 - t_B}, \quad (11.72)$$

где t_2 – начальная температура охлаждаемой жидкости, °С;
 t_1 – конечная температура охлаждаемой жидкости, °С;
 t_B – начальная температура хладагента, °С;
 t_0 – конечная температура хладагента, °С.

Потребная длина трубы для охлаждения рассматриваемой жидкости равна

$$L_{\text{ж}} = r_{\text{ж}}' \omega_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} C_{\text{ж}} \frac{k_{\tau}}{k_{\text{ж}}}, \quad (11.73)$$

где $r_{\text{ж}}'$ – гидравлический радиус – отношение площади поперечного сечения канала к обогреваемому периметру, м;

$C_{\text{ж}}$ – теплоемкость охлаждаемой жидкости, Дж/кг·°С.

По аналогичной методике можно рассчитать длину трубы для движения хладагента и определить размеры теплообменника типа «труба в трубе».

Расчет теплообменного аппарата показывает, что потребная длина внутренней трубы для охлаждения молока до заданной температуры имеет больший размер, чем наружная труба для воды. При изготовлении установки, для уменьшения длины внутренней трубы для охлаждения молока, ее можно изготовить в виде спирали. Для уменьшения габаритов установки, можно изготовить несколько параллельно работающих секций.

11.7.2. Оборудование для охлаждения молока

Резервуар-охладитель KRYOS (WestfaliaSurge) (рис. 11.54) предназначен для сбора, охлаждения молока от +35 до +4 °С и его хранения при температуре +4...6 °С до следующей переработки.

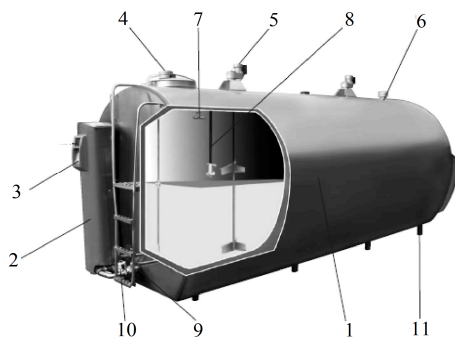


Рис.11.54. Резервуар-охладитель KRYOS (WestfaliaSurge):

- 1 – резервуар; 2 – устройство управления и промывки;
- 3 – модуль управления с электронным индикатором уровня наполнения;
- 4 – отверстие для вентиляции; 5 – двигатель перемешивающего механизма;
- 6 – задняя заливная горловина; 7 – разбрызгивающая головка;
- 8 – вращающаяся разбрызгивающая головка; 9 – сливной клапан;
- 10 – слив промывочной воды; 11 – регулируемые опоры

Резервуар-охладитель молока Г6-ОПМ-2500 (рис. 11.55) имеет термоизоляцию, обеспечивающую постоянство температуры (повышение температуры холодного молока при отключении электричества – за 4 ч не более 1 °С).

Холодильные агрегаты, устанавливаемые на резервуарах-охладителях молока, работают на хладагенте R22 (фреон). Резервуар-охладитель молока имеет автоматическую систему мойки резервуара.

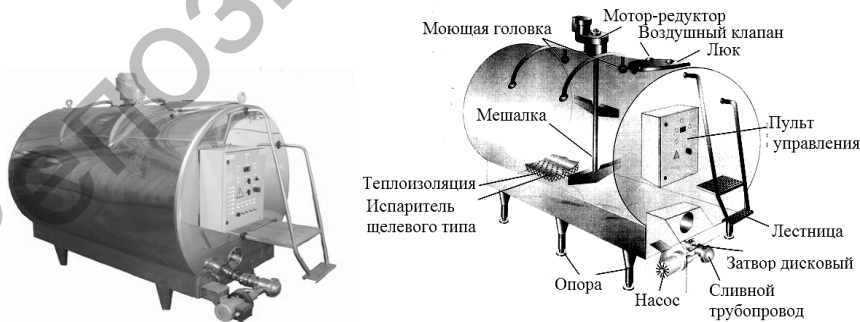


Рис. 11.55. Резервуар-охладитель молока Г6-ОПМ-2500

Установка охлаждения молока УНОМ-1200 (рис. 11.56) открытого типа, работающая по принципам непосредственного и промежуточного охлаждения, является стационарной и предназначена для сбора, интенсивного охлаждения молока и его хранения при пониженной температуре на молочных фермах и молокоперерабатывающих предприятиях при температуре воздуха от +5 до +40 °С.

Установка непосредственного охлаждения молока представляет собой емкость с двустенной оболочкой. Межстенное теплоизоляционное пространство оболочки заполнено высокоплотным пенополиуретаном.



Рис. 11.56. Установка охлаждения молока УНОМ-1200

Материал внутренней и внешней стенок установки нержавеющая пищевая сталь с полировкой высокого качества. Щелевой испаритель, расположенный в нижней части внутренней стенки танка, имеет большую поверхность теплообмена, обеспечивающую быстрое охлаждение молока. Процесс хранения охлажденного молока при температуре не выше +5 °С поддерживается автоматически, и даже в случае отключения электроэнергии его температура повышается не более чем на 2 °С в сутки. Компрессорно-конденсаторный агрегат надежно защищен от выхода из строя датчиками давления на всасывающей и нагнетательной магистралях.

По сравнению с другими охладительными системами, принцип непосредственного (прямого) охлаждения обеспечивает высокую

эффективность охладительной технологии в сочетании с самым низким потреблением электроэнергии.

При работе холодильного агрегата на трубах испарителя образуется лед и температура хладонителя становится близкой к 0 °С. Циркуляционный насос создает направленный поток ледяной воды, омывающий молочную емкость, что позволяет охлаждать молоко, находящееся в ней.

Установки охлаждения молока *открытого типа* могут комплектоваться ручной моечной машиной высокого давления, существенно ускоряющей процесс промывки танка.

Установки непосредственного охлаждения как открытого, так и закрытого типов позволяют при второй дойке производить смешивание парного и уже охлажденного молока от первой дойки, т. к. охлаждение молока при смешивании до +4 °С происходит в течение 1 часа. Это позволяет заполнять молочный танк до полной загрузки и соответственно снижать затраты на транспортировку молока до молокоперерабатывающих предприятий.

Глава 12
**СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ
МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ
В ЖИВОТНОВОДСТВЕ**

**12.1. Особенности работы техники на животноводческих
и птицеводческих предприятиях**

Специфические особенности эксплуатации машин и оборудования на фермах и комплексах заключаются в следующем:

- животноводческие предприятия не имеют дублирующего или резервного оборудования;
- средства механизации используются круглый год в агрессивной среде и в непосредственном контакте с животными и оказывают существенное влияние на их продуктивность и здоровье, на качество продукции, ритмичность выполнения технологических процессов и распорядок рабочего дня;
- недопустимы продолжительные отказы машин. Остановка одной из машин в поточных технологических линиях вызывает остановку всей линии, что сказывается на продуктивности животных и приводит к нарушению технологии содержания, снижению экономических показателей работы предприятия;
- производственная эксплуатация машин и оборудования организована с учетом требований, определяемых биологической природой животного.

Рассмотренные особенности животноводства требуют непрерывного содержания технологического оборудования в состоянии высокой технической готовности, проведения технического обслуживания и текущего ремонта в течение кратковременных нормативных перерывов практически без остановки производства.

**12.2. Система и виды технического обслуживания машин
и оборудования в животноводстве**

В животноводстве сложились следующие формы организации специализированного технического обслуживания:

1. Обслуживание животноводческой техники инженерно-технической службой хозяйств. Применяется на крупных животноводческих комплексах, имеющих хорошую материально-техническую базу и соответствующий штат высококвалифицированных специалистов.

Операции ЕТО выполняют операторы ПТЛ и слесари комплексов.

Операции ТО-1 и ТО-2 выполняет разъездное звено мастеров-наладчиков, монтаж и ремонт машин – специальная бригада.

2. Организация технического обслуживания силами хозяйств с участием райсельхозтехники.

Операции ЕТО проводят механизаторы, работающие на машинах, операторы ПТЛ и слесари ферм. Они же проводят периодические ТО-1 несложных машин.

Периодическое ТО-1 и ТО-2 сложных машин (холодильные установки, доильные установки и др.) проводят по графику выездные звенья слесарей-наладчиков райсельхозтехники.

3. Комплексное обслуживание. При этом ЕТО проводят механизаторы, операторы ПТЛ и слесари ферм.

Периодические технические обслуживания всех машин и оборудования на ферме или комплексе полностью выполняет специализированное предприятие райсельхозтехники силами выездных звеньев (бригад) слесарей-наладчиков.

12.3. Периодичность проведения технического обслуживания и содержание работ

Ежедневное техническое обслуживание выполняется механизаторами, работающими на машинах, а наиболее сложные операции – слесарем фермы.

Ежедневное техническое обслуживание включает операции по наружной очистке, проверке креплений, устранению течи, смазке узлов и агрегатов, проверке уровня масла, а также ряд других операций, предусмотренных правилами эксплуатации машин. Как правило, ежедневное техническое обслуживание проводят в конце смены или после окончания работы машин.

Периодическое техническое обслуживание включает все операции ежедневного технического обслуживания и ряд дополнительных

операций, направленных на поддержание машины в работоспособном состоянии. Это замена масла, регулировка подшипников и передач всех видов, проверка надежности пускозащитной аппаратуры, если необходимо, герметичности и другие операции.

Периодическое обслуживание проводят примерно через 30–90 дней работы. Выполняют их члены звена слесарей под руководством мастера-наладчика или специализированные звенья мастеров-наладчиков по договору с хозяйствами.

Периодические технические осмотры проводят 1–3 раза в год с целью проверки технического состояния машин и оборудования и выявления потребности в ремонте.

В проведении периодического технического осмотра должны участвовать главный инженер хозяйства или лицо, им уполномоченное, в присутствии заведующего фермой и слесаря.

12.4. Расчет количества технических обслуживаний и ремонтов

Для расчета количества технических обслуживаний и ремонтов используется периодичность их проведения и время, фактически отработанное машинами.

Количество ежедневных технических обслуживаний равно числу календарных дней работы машин или оборудования в течение года, месяца или декады. Количество плановых технических обслуживаний и ремонтов определяют расчетным путем по каждой машине в отдельности.

Число ремонтов машины или оборудования данной марки вычисляют по формуле

$$n_p = \frac{W_{\text{год}} + W_p}{M_p}, \quad (12.1)$$

где $W_{\text{год}}$ – плановая годовая загрузка, ч;

W_p – наработка машины от последнего ремонта или с начала эксплуатации на момент планирования, ч;

M_p – межремонтный срок, ч.

Количество плановых технических обслуживания № 2 (ТО-2) определяют по формуле

$$n_2 = \frac{W_{\text{год}} + W_2}{M_2} - n_p, \quad (12.2)$$

где M_2 – периодичность плановых технических обслуживаний № 2;
 W_2 – наработка после последнего планового ТО № 2.

Количество плановых технических обслуживания № 1 (ТО-1) определяют по формуле

$$n_1 = \frac{W_{\text{год}} + W_1}{M_1} - (n_p + n_2), \quad (12.3)$$

где M_1 – периодичность плановых технических обслуживаний № 1;
 W_1 – наработка после последнего планового ТО №1.

Площадь пункта технического обслуживания (ПТО) оборудования для ферм различного назначения и размеров приведена в табл. 12.1.

Таблица 12.1

Зависимость площади ПТО от поголовья и вида фермы

Примерная площадь ПТО, м ²	Поголовье фермы, тыс. гол.		
	Крупный рогатый скот	Свиньи	Птица
10...12	0,2	3	14
28...30	0,4	6	36
38...40	0,8	9	48
48...52	1,2	12	60

Из таблицы видно, что с увеличением поголовья на животноводческом объекте, возрастает и площадь ПТО.

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ЛОГИСТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ В МЕХАНИЗАЦИИ ЖИВОТНОВОДСТВА

13.1. Особенности аграрной логистики в животноводстве

Логистическая система в животноводстве – это адаптивная система, обеспечивающая минимизацию затрат, связанных организацией материальных потоков на животноводческой ферме. Элементами логистической системы являются корма, складские запасы кормов, транспорт, продукция молочной фермы ее хранение, первичная переработка молока, кадры и др. Она может осуществляться как в пределах одного подразделения, так всего производственного предприятия. Максимальный ее эффект достигается лишь при учете материальных потоков на всем их протяжении – от первичного источника до конечного потребителя готовой продукции.

Строительство или реконструкция животноводческого комплекса, фермы представляет собой процесс, направленный на внедрение прогрессивных технологий, коренное техническое перевооружение производства и связанное с этим переоборудование и перепланировка зданий основного и вспомогательного назначения, проведение работ по благоустройству и инженерному оборудованию объекта, позволяющих: увеличить выпуск и повысить качество продукции за счет создания более благоприятных зоогигиенических условий содержания животных; повысить технический уровень для снижения затрат труда и средств на производство единицы продукции; улучшить условия труда.

Принимая решение о строительстве или реконструкции животноводческой фермы необходимо обосновать технико-экономическую целесообразность проведения намеченной работы. Для этого рассматриваются следующие вопросы.

Номенклатура продукции, состав и мощность предприятия

Номенклатура продукции (мясо, молоко, яйца и др.) выбирается исходя из производственной базы хозяйства и возможности реализации получаемой продукции.

При решении вопроса о мощности предприятия можно руководствоваться принятыми размерами предприятия (табл. 13.1).

Структура стада определяется с учетом перспективы развития животноводческой отрасли в хозяйстве и увеличения выпуска продукции. Для комплекса и фермы по производству свинины примерную структуру стада можно принять по рекомендации, приведенной в табл. 13.2, для комплексов и ферм по производству молока и говядины согласно табл. 13.3, для птицеводческих табл. 13.4.

Таблица 13.1

Номенклатура животноводческих предприятий

Предприятие	Единица измерения	Размер предприятия
Крупный рогатый скот		
1. По производству молока	Гол.	200...600
		601...1200
		Более 1200
2. Мясные и мясные репродукторные	Гол.	200...800
		Более 800
3. По выращиванию нетелей	Гол.	450...1200
		1201...6000
		Более 6000
4. По выращиванию телят, доращиванию и откорму молодняка	Скотомест	1000...3000
		3001...6000
5. Откормочные площадки	Скотомест	Более 6000
		1000...5000
Свины		
6. По выращиванию и откорму молодняка	Тыс. гол. в год	До 6
		6...12
		12...54
		Более 54

Таблица 13.2

Структура стада (%) комплекса (фермы) по производству свинины

Группа животных	Репродукторное направление	Откормочное направление
Основные свиноматки,	60	–
из них старше двух лет с поросятами	30	–
Ремонтные свиноматки,	40	–
из них до двух лет с восьмью поросятами в возрасте	20	–
2...3 мес.	–	20
3...4 мес.	–	20
4...6 мес.	–	20
7...8 мес.	–	20
8...10 мес.	–	20

Таблица 13.3

Структура стада (%) комплекса (фермы) крупного рогатого скота

Группа животных	Стадо			
	молочного направления с содержанием сверхремонтного молодняка до 20 дней	молочного направления с содержанием сверхремонтного молодняка до 6 месяцев	молочно-мясного направления с законченным оборотом стада	специализированного на выращивании и откорме молодняка
1	2	3	4	5
Коровы	60...65	50	35...37	–
Нетели	9...10	8...10	6	–
Телки старше 1 года	11...12	9...10	–	–
Телки от 6 мес. до 1 года	7...8	6...7	–	–

Окончание таблицы 13.3

1	2	3	4	5
Телки до 6 мес.	8...10	–	–	–
Телята до 6 мес.	–	26...27	18	–
Молодняк старше 1 года	–	–	22...24	–
Молодняк от 6 мес. до 1 года	–	–	17	–
Молодняк на доращивание от 6 до 14 мес.	–	–	–	70
Молодняк на откорме от 14 до 18 мес.	–	–	–	30

Таблица 13.4

Структура стада (%) птицеводческого предприятия

Группа птицы	Куры		Утки	Гуси	Индейки
	Племенные фермы	Товарные фермы			
Несушки	90	92	85	80	90
Самцы	10	8	15	20	10

Мощность предприятия характеризуется объемом выпускаемой продукции, определить который можно по следующим формулам:

– годовой выход молока

$$Q_{\text{мол}} = MG_{\text{год}}k, \quad (13.1)$$

где M – поголовье животных на комплексе (ферме);

$G_{\text{год}}$ – плановый годовой надой на одну корову, кг;

k – коэффициент, учитывающий сухостойность коров ($k = 1,3$);

– годовой привес мяса

$$Q_{\text{м}} = MG_{\text{о,ж}}Dk_1 \quad (13.2)$$

где $G_{о,ж}$ – дневной привес одного животного, кг;

D – число дней откорма крупного рогатого скота до 400 кг или свиней до 100 кг;

k_1 – коэффициент, учитывающий неравномерность прироста животных ($k_1 = 0,85...0,95$);

– годовой выход яиц (шт.)

$$Q_я = MGk_2k_3, \quad (13.3)$$

где G – годовая продуктивность одной курицы, шт.;

k_2 – коэффициент, учитывающий потери кур-несушек ($k_2 = 0,85...0,88$);

k_3 – коэффициент, учитывающий неравномерность продуктивности кур-несушек ($k_3 = 0,96...0,98$).

Способ содержания животных

На комплексах по *производству молока* могут быть приняты следующие способы содержания животных:

– привязное содержание. Привязной способ основан на индивидуальном обслуживании коров и нормированном кормлении животных, рекомендуется для племенных и товарных ферм;

– беспривязное боксовое содержание. Беспривязной (боксовый) способ основан на групповом обслуживании животных. Он сложнее, чем привязной, так как требует достаточных запасов кормов и подстилки, четкой организации всех работ на ферме, тщательного подбора групп животных. Этот способ увеличивает нагрузку на основного работника фермы, что требует значительного повышения производительности его труда.

На *свиноводческих фермах*, в зависимости от природных условий и технологии производства, применяют свободно-выгульную, станково-выгульную и безвыгульную системы содержания.

При свободно-выгульной системе содержания животных их кормят в зданиях, свиньи в течение дня свободно выходят на выгульные площадки. Для этой цели свиноводы оборудуют специальными лазами, которые устраивают в продольных стенах зданий. Такая система содержания используется для ремонтного

молодняка, поросят-отъемышей и маток первых трех месяцев супоросности.

При станково-выгульной системе хряков-производителей, маток 3...4 мес. супоросности и подсосных маток с поросятами периодически выпускают индивидуально или отдельными группами на прогулку. Кормить свиней можно и на выгульных дворах. Для этого кормушки размещают с противоположной стороны от здания выгульного двора. В неблагоприятные погодные условия кормить животных можно в зданиях. На выгульные дворы животные выходят через двери.

К достоинствам выгульной системы можно отнести относительно невысокие первоначальные затраты и невысокую плотность размещения животных.

К недостаткам относятся: большие затраты труда на производство единицы продукции; неблагоприятные условия для полной механизации и автоматизации производственных процессов; практическая невозможность осуществлять регулирование параметров воздушной среды в зоне размещения животных; необходимость больших площадей для строительства комплекса.

Наиболее эффективной является *безвыгульная система* содержания свиней, при которой свиней содержат в групповых станках весь период откорма.

Преимущества безвыгульной системы: обеспечение автоматического регулирования воздушной среды; благоприятные условия для автоматизации производственных процессов; сокращение затрат труда на производство единицы продукции; обеспечение лучших условий труда для обслуживающего персонала; сокращение земельной площади комплекса.

К недостаткам безвыгульного содержания скота следует отнести возможность быстрого распространения эпидемических заболеваний; усложнение удаления, хранения, обработки и утилизации навоза.

На овцеводческих фермах получили распространение пастбищная и пастбищно-стойловая системы содержания животных.

Пастбищная система рекомендуется в хозяйствах, где имеются в достаточном количестве участки естественных и искусственных пастбищ.

Пастбищно-стойловая система применяется в хозяйствах с ограниченными площадями пастбищ.

На птицеводческих фермах применяют клеточное, напольное, вольерное и свободное содержание птицы. Наиболее перспективно клеточное содержание, при котором эффективно используются производственные помещения и корма.

Источники снабжения кормами, водой, электроэнергией, теплом, газом, топливом

В зависимости от принятой системы содержания скота, наличия в хозяйстве сельскохозяйственных угодий (пастбищ, сенокосов, пашни), а также природно-экономических условий района принимаются следующие варианты кормопроизводства:

- собственная кормовая база;
- производство зеленых сочных и грубых кормов в хозяйстве, в котором размещается комплекс, и получение комбикормов из других предприятий;
- получение кормов из нескольких хозяйств.

Годовую потребность в кормах для комплекса или фермы подсчитывают, зная поголовье животных или птицы и кормовые рационы. Последние выбирают в зависимости от вида животных или птицы, их продуктивности, а также с учетом зоны расположения хозяйства.

Суточный расход (кг) каждого вида корма

$$P_c = n_1 m_1 + n_2 m_2 + \dots + n_n m_n = \sum_1^n n_n m_n, \quad (13.4)$$

где n_1, n_2, \dots, n_n – суточная норма выдачи корма в расчете на одно животное для различных групп, кг;

m_1, m_2, \dots, m_n – поголовье животных в группах.

Годовая потребность в кормах

$$P_\Gamma = P_{c.л} t_\Gamma k + P_{c.з} t_\Gamma k, \quad (13.5)$$

где $P_{c.л}$ и $P_{c.з}$ – суточный расход кормов в летний и зимний периоды года, кг;

$t_{\text{л}}$ и $t_{\text{з}}$ – продолжительность летнего и зимнего периодов использования данного вида корма, дни;

k – коэффициент, учитывающий потери кормов во время хранения и транспортировки (для концентрированных кормов $k = 1,01$; для корнеплодов $k = 1,03$; для силоса $k = 1,10$; для зеленой массы $k = 1,05$).

Продолжительность летнего и зимнего периодов использования кормов зависит от зоны расположения хозяйства (табл. 13.5).

Таблица 13.5

Продолжительность летнего и зимнего периодов использования кормов в различных районах страны

Период года	Продолжительность периода (дни) в районах с расчетной зимней температурой самой холодной пятидневки (°С)				
	ниже -40	-30...-40	-25...-30	-20...-25	до -20
Летний	125	155	185	215	245
Зимний	240	210	180	150	120

Общая вместимость хранилища для хранения годовых запасов корма

$$V = \Pi_{\Gamma} / \rho, \quad (13.6)$$

где Π_{Γ} – годовая потребность в кормах, кг;

ρ – насыпная плотность корма, кг/м³.

Потребное число хранилищ

$$N = V / (V_{\text{X}}\epsilon), \quad (13.7)$$

где V_{X} – вместимость хранилища, м³;

ϵ – коэффициент использования вместимости хранилища (табл. 13.6).

Таблица 13.6

Примерная вместимость и коэффициент использования
вместимости хранилищ

Вид хранилища	$V_x, \text{м}^3$	ϵ
Траншея для хранения силоса и сенажа	500, 750, 1000, 1500, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000	0,95...0,98
Хранилище (скирда)	1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 4000	1,00
Траншея или бург для корнеплодов	150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500	0,85...0,90
Склад концентрированных кормов	500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 5000, 6000	0,65...0,75

Выбрав вместимость хранилища, ширину и высоту, определяют его длину:

$$L = V_x / (B h), \quad (13.8)$$

где B – ширина хранилища, м;

h – высота хранилища, м (табл. 13.7).

Таблица 13.7

Рекомендуемые размеры хранилищ

Хранилище	Ширина, м	Высота, м
Силоса	12...18	2...3
Сенажа	6; 9; 12; 16	2,5...3,0
Сена	5...6	2...4
Соломы	5...6	4

Запас концентрированных кормов на комплексе (ферме) должен составлять 16 % потребного количества.

Расчет водопотребления производится с целью определения численных значений среднесуточного расхода $Q_{\text{ср.сут}}$, максимального суточного расхода $Q_{\text{макс сут}}$ и максимального часового расхода $Q_{\text{макс ч}}$ с учетом затрат воды на поение животных и на производственно-технические нужды. В расчетах также необходимо учесть расход воды на тушение возможного пожара и создание в системе минимально необходимого запаса (на случай отключения электроэнергии, наложения карантина при эпизоотии и т. п.). Для расчета необходимо знать среднесуточные нормы водопотребления, состав и количество водопотребителей каждого вида.

Среднесуточный расход воды на ферме $Q_{\text{ср.сут}}$, м³/сут, определяется по формуле

$$Q_{\text{ср.сут}} = 0,001 \sum_{i=1}^N n_i q_i, \quad (13.9)$$

где n_i – число потребителей i -го вида;

q_i – среднесуточная норма потребления воды i -м потребителем, дм³/сут;

N – общее число потребителей.

В нормы потребления включены расходы на мойку помещения, клеток, молочной посуды, приготовление кормов, охлаждение молока. На удаление навоза предусматривают дополнительный расход воды в размере от 4 до 10 дм³ на одно животное. Для молодняка птицы указанные нормы уменьшают вдвое. Норма расхода на одного работающего 25 дм³ за смену.

Максимальный суточный расход воды $Q_{\text{макс сут}}$ определяется из формулы

$$Q_{\text{макс сут}} = Q_{\text{ср.сут}} k_{\text{сут}}, \quad (13.10)$$

где $k_{\text{сут}}$ – коэффициент суточной неравномерности.

В сутки максимального водопотребления среднечасовой расход составит

$$Q_{\text{ср.ч}} = \frac{Q_{\text{max сут}}}{24}. \quad (13.11)$$

Секундный расход рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{max сек}} = \frac{Q_{\text{max ч}}}{3600}. \quad (13.12)$$

Принимают следующие нормы расхода воды (дм³/кг) в кормоцехе: на запаривание концентрированного корма – 1,0...1,5; приготовление смесей для свиней – 0,5...1,0; увлажнение соломенной резки – 1,0...1,5; дрожжевание корма – 1,5...2,0; мойку корнеклубнеплодов – 0,1...0,8.

Суточный расход электроэнергии (кВт·ч)

$$\mathcal{E}_{\text{сут}} = (N_1 t_1 + N_2 t_2 + \dots + N_n t_n) k, \quad (13.13)$$

где N_1, N_2, \dots, N_n – мощность установленных в кормоцехе электродвигателей, кВт;

t_1, t_2, \dots, t_n – время работы каждого электродвигателя, ч;

k – кратность включения электродвигателей в работу.

Обеспечение условий обеззараживания, переработки и использования навоза и стоков от животноводческого комплекса или фермы

Суточный выход навоза $Q_{\text{сут}}$ можно определить по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{сут}} = q_{\text{сут}} m, \quad (13.14)$$

где $q_{\text{сут}}$ – суточный выход навоза от одного животного, кг;

m – количество животных, обслуживаемых одним транспортом, гол.

Суточный выход навоза от одного животного вычисляют по формуле

$$q_{\text{сут}} = q_{\text{э}} + B + B_{\text{см}} + П, \quad (13.15)$$

где $q_{\text{э}}$ – суточный выход экскрементов (кал, моча) от одного животного, кг;

B – количество технологической воды в расчете на одно животное в сутки ($B = 2 \dots 5$ кг);

$B_{\text{см}}$ – количество смывной воды в расчете на одно животное в сутки (в смывных системах навозоудаления $B_{\text{см}} = 5 \dots 15$ кг);

$П$ – суточная норма подстилки в расчете на голову, кг.

Общий суточный выход навоза на ферме определяют по формуле

$$Q_{\text{сут ф}} = \sum q_i m_i, \quad (13.16)$$

где q_i – суточный выход навоза или помета от одного животного, кг;

m_i – поголовье животных в данной группе, голов.

Площадь хранилища для твердого навоза определяется по формуле

$$S = Q_{\text{сут}} T / h \rho, \quad (13.17)$$

где $Q_{\text{сут}}$ – суточный выход навоза, т.;

T – продолжительность хранения, дн. ($T = 150 \dots 180$);

h – высота укладки навоза, м. (обычно $h = 1,5 \dots 2,5$ м);

ρ – объемная масса навоза, т/м³.

13.2. Логистика поточных технологических линий

С целью получения положительного эффекта от сложной производственной цепи в животноводстве, необходимо рассматривать микро- и макропротекающие процессы как единую систему, работающую на один экономический результат. Это возможно при внедрении поточного производства.

К основным требованиям поточного производства следует отнести следующие: синхронность выполнения технологических

процессов; одновременность выполнения различных технологических операций на всех линиях переработки компонентов; разделение труда (подвозка, отвозка кормов, доение, управление технологическим процессом и т. д.); высокий уровень работоспособности машин; высокий уровень унификации оборудования.

Одним из главных факторов поточного производства является экономия времени на подготовку каждой машины, на подготовку и выполнение каждой технологической операции.

Следовательно, под поточной механизированной технологией следует понимать расположение комплекта машин и оборудования в порядке последовательности выполнения технологических операций с необходимой (заданной) производительностью.

В основу всей работы по организации поточной механизированной технологией должны быть положены оптимальные варианты перспективных, текущих и оперативных взаимосвязанных планов.

Перспективный подход по определению материальных потоков предусматривает определение их размеров и структуры на основе оптимизированного динамического баланса в животноводческом производстве сельскохозяйственного субъекта хозяйствования. Для рационального создания производственных подразделений необходимо оптимизировать производственную структуру системы. Имеющаяся на момент оптимизации инфраструктура хозяйства является отправным пунктом при размещении и определении размеров производственных участков. В тоже время она может быть преобразована в нужном направлении.

Текущее планирование служит научному обоснованию соотношений между производственными процессами на ферме. На уровне текущего планирования заслуживает внимание изучение технических средств, обеспечивающих выполнение технологических процессов. Полученные данные позволяют сгладить зависимость динамики машин, обеспечивающих работу всей системы. На единой основе решается задача взаимосвязанного планирования всех звеньев технологической цепи.

После решения задачи по формированию технологических звеньев системы встает задача оперативного управления в каждой подсистеме.

На этапе **оперативного управления** происходит уточнение нормы потребления ресурсов, необходимых для обеспечения непрерывности технологических процессов. К числу причин, вызывающих такие колебания, относятся: изменение поголовья животных, погодные условия, сезонность работ, случайные факторы, просчеты в планировании и т. д.

В результате всестороннего анализа материальных потоков получается гармонично согласованная материалопроводящая система с заданными параметрами на выходе. Эту систему отличает высокая степень согласованности входящих в нее производственных линий.

По структуре потока линии могут быть однопоточные, многопоточные и смешанные.

Однопоточные линии (рис. 13.1) обрабатывают обычно один вид сырья и машины в них соединены последовательно друг за другом.

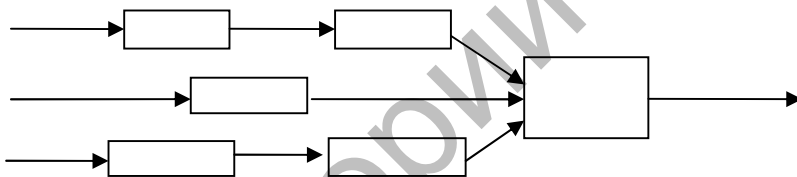


Рис. 13.1. Схема однопоточной линии

Многопоточные линии (рис.13.2) могут быть со сходящимися, расходящимися и параллельными потоками.

Сходящиеся потоки позволяют вырабатывать один вид изделия из нескольких видов сырья (например, приготавливать многокомпонентные кормовые смеси).

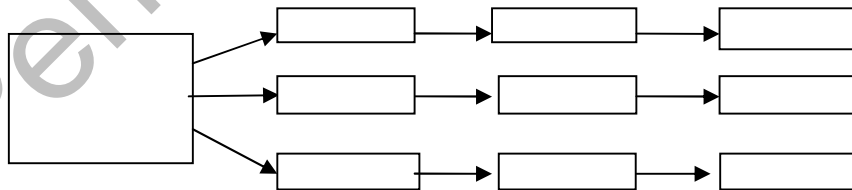


Рис. 13.2. Схема многопоточной линии

Расходящиеся потоки, наоборот, из одного вида сырья позволяют изготавливать разные виды изделий.

Параллельные потоки применяют в тех случаях, когда в линию включены машины, имеющие производительность значительно меньшую, чем производительность всей линии.

Наряду со структурой потока для характеристики поточной линии важное значение имеет *вид связи между машинами или участками линии*. Связь между машинами в технологических линиях комплекта оборудования может быть нескольких типов:

1. Жесткая (рис. 13.3). Все машины должны работать с производительностью, одинаковой или кратной основной машине комплекта машин, например, при приготовлении комбикормов или при раздаче кормов, удалении навоза и т. д.

$$Q_A = Q_1 \leq Q_2 \leq Q_3 \dots \leq Q_n ; \quad (13.18)$$

При жесткой связи выход из строя любого механизма или устройства приводит к остановке сразу всей линии.



Рис. 13.3. Принципиальная схема жесткой связи соединения машин в поточных линиях

Поточные линии с жесткой связью машин не найдут широкого применения ввиду низкой организации технического обслуживания машин в животноводстве, малой надежности кормоприготовительных машин, а также обязательного соблюдения времени кормления, доения животных.

2. Гибкая (рис. 13.4). После каждой машины имеется накопительная емкость. Следовательно, работа каждой машины строго зависит от производительности впереди стоящей или последующей машины. Допускается некоторое, порой значительное, отклонение, так как наличие оперативных емкостей должно компенсировать разницу в производительности.

Линии с гибкой связью на практике громоздки, металлоемкие и дорогостоящие. В их состав включены оперативные емкости больших объемов, вызывающие отказы линии.



Рис. 13.4. Принципиальная схема гибкой связи соединения машин в поточных линиях

3. Смешанная (рис. 13.5). Комплект оборудования кормоцеха делят на отдельные линии (участки), состоящие из группы машин с жесткими связями между ними. В свою очередь, линии (участки) соединены между собой гибкими связями в виде накопителей-дозаторов.

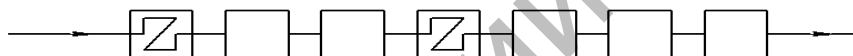


Рис. 13.5. Принципиальная схема смешанной связи соединения машин в поточных линиях

В линиях со смешанной связью при возникновении неполадок в работе какой-либо машины останавливаются не все, а лишь жестко связанные с ней, остальные машины продолжают работать. Если неисправность быстро устраняется, линия может работать практически без остановок, т. е. простои соседних машин и участков взаимно компенсируются.

Таким образом, компоновка линий должна основываться на решении ряда следующих принципиальных вопросов:

- выбор рационального количества машин и оборудования;
- определение оптимального состава машин на каждую операцию;
- рациональная расстановка машин в комплекте оборудования.

При этом очевидно, что комплекты оборудования с параллельным соединением машин в линии, более надежны, чем комплекты с последовательным соединением.

При последовательной установке машин надежность работы линии или комплекта определяется, согласно теории вероятностей, как вероятность P_c совместного наступления n независимых событий и равна произведению вероятности P_i этих событий, т. е.

$$P_c = \sum_{i=1}^n P_i. \quad (13.19)$$

Так как надежность работы каждой линии в комплекте всегда ≤ 1 , надежность комплекта ниже, чем у самой ненадежной машины в линии.

При параллельном соединении машин полный отказ комплекта произойдет в случае одновременной остановки всех параллельных участков линии. Поскольку вероятность единичного отказа как случайного события, противоположного безотказности, равна

$$Q(t) = 1 - P(t). \quad (13.20)$$

Вероятность безотказной работы комплекта машин равна

$$P_c = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_i). \quad (13.21)$$

Таким образом, вероятность безотказной работы поточной линии или комплекта с параллельными потоками оказывается выше, чем поточной линии с последовательным соединением машин.

Для синхронизации работы машин различных линий продолжительность отдельных технологических процессов должна быть одинаковой. Если машины, входящие в поточные линии подготовки компонентов, имеют одинаковую или регулируемую производительность, то можно применять однопоточные компоновки с транспортными устройствами, передающими необходимые компоненты от одной машины к другой.

При анализе работы машин и механизмов в производстве продукции животноводства видно, что каждая машина, работающая

в составе технологических процессов, оказывает как прямое, непосредственное, так и косвенное влияние на работу других машин и агрегатов.

Для объективной оценки эффективности той или иной машины целесообразно рассматривать их в связи с общим технологическим процессом и общей системой машин. Часто отдельная машина может иметь достаточно высокие технико-экономические показатели вне этой системы. Однако в технологической линии она порой может давать даже отрицательный эффект.

При выборе машины следует исходить из того, что число машин, входящих в каждую линию, должно быть минимальным.

Так вероятность безотказной работы комплекта машин, агрегатов в течение времени τ (т. е. вероятность получения отказа после истечения времени работы τ) можно определить по формуле

$$P(\tau) = \int_{\tau}^{\infty} f(\tau) d\tau. \quad (13.22)$$

Тогда среднее число хорошо работающих машин в комплекте

$$N(\tau) = N_0 P(\tau). \quad (13.23)$$

где N_0 – число машин в комплекте.

Через произвольно малый промежуток времени Δt от момента τ до $\tau + \Delta t$ число отказов ΔN машин запишется в виде

$$\Delta N = N_0 f(\tau) \Delta t. \quad (13.24)$$

Из формулы видно, что чем меньше машин N_0 в комплекте, тем ниже процент отказов. Поэтому необходимо по возможности упрощать комплект.

Количество отказов в единицу времени в среднем составит

$$\frac{\Delta N}{\Delta t} = N_0 f(\tau). \quad (13.25)$$

Следовательно, в качестве параметра оптимизации количества машин целесообразно принять минимум машин, способных выполнить технологический процесс. Основанием для определения такого минимума может служить подробная пооперационная технологическая схема.

При наличии подробной характеристики каждой операции (зоотехнические требования, объем работ, их трудоемкость, продолжительность и т. п.) и анализа их совместно с технологической схемой можно часть операций объединить в одной машине.

13.2.1. Определение условия непрерывности работы поточной линии

При поточной организации производственного процесса продукт, полученный в результате работы предыдущей машины, является исходным материалом для последующей. В этом случае операции на всех рабочих местах выполняются в промежутки времени, равные или кратные ритму потока при непрерывном движении обрабатываемого продукта.

Ритмом r , или шагом, потока поточной линии называется интервал времени, через который поточная технологическая линия или отдельная машина выпускает единицу готовой продукции, т. е. $r_{\text{ш}} = t_{\text{оп}} / H_{\text{оп}}$ (здесь $H_{\text{оп}}$ – наработка за установленное операционное время $t_{\text{оп}}$).

Тактом T_T , или темпом потока, называется величина, обратная ритму. Такт характеризует интенсивность работы ПТЛ, показывая, сколько единиц готовой продукции линия выпускает за установленную единицу времени.

При *непрерывном потоке* величина такта и ритма единая для всех операций процесса, при *прерывном* такт и ритм различны для отдельных звеньев, поэтому для каждого звена процесса необходимо произвести самостоятельный их расчет. Значения размеров такта и ритма, установленных для звена, тождественны для всех операций, входящих в него.

При оценке работы машин и технологического оборудования *производительность* рассматривается в качестве основного технико-экономического показателя, позволяющего судить об эффективности использования технических средств в данном технологическом процессе.

Производительность машин в процессе эксплуатации не остается постоянной величиной. Она зависит от организации производства, качества исходного сырья, освоения техники, условий ее эксплуатации и ряда других факторов. В связи с этим в расчетах различают следующие **виды производительности**:

Теоретическая производительность Q_t . Представляет собой расчетное или плановое количество продукции, получаемой за единицу времени. Для машин, обеспечивающих технологические процессы, не связанные с непосредственными воздействиями на животных, теоретическую производительность определяют с помощью конструктивных параметров и установленного кинематического режима, поэтому ее иногда называют *расчетной*, или *номинальной*.

Для машин, непосредственно контактирующих с животными, теоретическая производительность часто не поддается строгому аналитическому расчету. В этих случаях за основу принимают производственную программу и плановую продуктивность животных, установленные с учетом ранее достигнутых производственных показателей (надоя молока).

Технологическая производительность $Q_{\text{техн}}$ обусловлена количеством продукции, получаемой за единицу времени, т. е. за час чистой работы машины. При этом не учитываются затраты времени на остановки и холостой ход.

Технологическая производительность за час чистой работы *является действительной*, а не расчетной, так как ее определяют экспериментально по результатам государственных испытаний на МИС и обычно указывают в технических характеристиках машин.

Цикловая производительность $Q_{\text{ц}}$ машины характеризуется количеством продукции, полученной за единицу времени цикла.

Техническую производительность $Q_{\text{тех}}$ находят с учетом затрат времени на остановки. Обусловленные необходимостью проведения технического обслуживания и подготовительно-заключительных операций при исправном, работоспособном состоянии машины.

Операционную производительность $Q_{\text{оп}}$ определяют с учетом всех потерь времени: на подготовительно-заключительные операции, техническое обслуживание и простои по организационно-техническим и другим причинам. Ее часто называют *фактической* $Q_{\text{ф}}$ или *эксплуатационной* $Q_{\text{э}}$.

Производительность поточной линии можно представить в виде, удовлетворяющем условию потока:

$$Q_{\text{пр}} = \sum_{j=1}^{n_i} q_{ij} \eta_{ij} \leq \sum_{j=1}^{n_{i+1}} q_{(i+1)j} \eta_{(i+1)j}, \quad (13.26)$$

или в приведенном виде для расчета каждого звена потока получаем

$$Q_{\text{пр}} = n_m q \eta, \quad (13.27)$$

где n_m – число машин, шт.;

q – производительность машин, т/ч;

η – коэффициент использования рабочего времени машины.

Ритм поточной линии определяем из отношения:

$$R = \frac{1}{Q_{\text{пр}}}. \quad (13.28)$$

Зная производительность поточной линии и машин звена потока, определяем потребность в них:

$$n_m = \frac{Q_{\text{пр}}}{q \eta}. \quad (13.29)$$

Для вновь проектируемых поточных линий производительность машин находим из уравнения

$$q = \frac{Q_{\text{пр}}}{n_m \eta}. \quad (13.30)$$

Так как производительность машин в звеньях потока не всегда удастся уравнивать, то следует придерживаться ее кратности производительности основного базового звена.

Наивыгоднейшее использование производительности машин в звене потока получаем в том случае, когда *коэффициент потока* равен 1:

$$K_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{n_{ij} q_{ij} \eta_{ij}} \approx 1. \quad (13.31)$$

Используются также показатели, характеризующие надежность машин и технологического процесса: *коэффициенты готовности и технического использования машин и оборудования*.

Вероятность того, что объект окажется работоспособным в произвольный момент времени, кроме планируемых периодов, в течение которых использование объекта по назначению не предусматривается, называется *коэффициентом готовности*:

$$K_r = \frac{\tau}{\tau + \tau_{\text{в}}}, \quad (13.32)$$

где τ – наработка на отказ, ч;

$\tau_{\text{в}}$ – среднее время вынужденных простоев на ремонт отказов, ч.

Отношение математического ожидания времени пребывания объекта в работоспособном состоянии за некоторый период эксплуатации к сумме математического ожидания времени пребывания объекта в работоспособном состоянии, времени простоев, обусловленных техническим обслуживанием, и времени ремонтов за тот же период эксплуатации есть *коэффициент технического использования*. Он определяется для отдельной машины по формуле

$$\eta_{\text{т}} = \frac{\Sigma \tau_z}{\Sigma \tau_z + \tau_{\text{р}} + \tau_{\text{об}}}, \quad (13.33)$$

где $\Sigma \tau_z$ – суммарная наработка рассматриваемого промежутка времени, ч;

$\tau_{\text{р}}$, $\tau_{\text{об}}$ – соответственно время на устранение простоев, связанных с ремонтом и техобслуживанием, ч.

Коэффициент технического использования всего комплекта оборудования может быть определен через коэффициенты технического использования каждой машины, входящей в комплект. Определить время простоев каждой машины комплекта оборудования на стадии его проектирования затруднительно. Решать эту задачу целесообразнее методами теории вероятностей. Для такого решения необходимо иметь большой набор статистических данных о частоте простоев, законе их распределения.

Формула (13.33) с учетом средних простоев примет вид

$$\eta_{т.и} = \frac{\Sigma \tau_z}{\Sigma \tau_z + N_M (\tau_{ср.пр} + \tau_{ср.об})}, \quad (13.34)$$

где $\tau_{ср.пр}$, $\tau_{ср.об}$ – соответственно среднее время на устранение простоев по техническим причинам и техобслуживанию машин, входящих в комплект оборудования, ч;

N_M – количество машин в комплекте, шт.

Поскольку в комплекте оборудования для механизации технологических процессов в потоке будут в основном применяться смешанные связи между машинами и линиями, коэффициент технического использования будет несколько выше. В этом случае комплект оборудования будет простаивать только тогда, когда выйдут из строя машины, соединенные жесткой связью. Это машины линии смешивания, раздачи кормов и те, которые жестко соединены с линией смешивания.

Коэффициент технического использования комплекта оборудования со смешанными связями примет вид

$$\eta_{т.и} = \frac{\Sigma \tau_z}{\Sigma \tau_z + N_{м.ж} \tau_{ср.пр} + N_M \tau_{ср.об}}, \quad (13.35)$$

где $N_{м.ж}$ – количество машин с жесткой связью, шт.

Учитывая вышесказанное, фактическую производительность любого комплекта оборудования на стадии проектирования можно определить по формуле

$$Q = \frac{V_{\phi}}{\tau} \eta_{т.и}, \quad (13.36)$$

где V_{ϕ} – количество продукции, полученной за смену, кг;
 τ – сменное время, ч.

Принимая это во внимание, *условие непрерывности* поточной линии можно записать так:

$$\frac{Q_i}{\sum_{j=1}^{n_i} q_{ij} \eta_{ij}} \geq \frac{Q_{i+1}}{\sum_{j=1}^{n_{i+1}} q(i+1) j \eta(i+1) j}, \quad (i = 1, 2, 3), \quad (13.37)$$

где Q_i – объем получаемой продукции, кг.

Из формулы видно, что время пребывания продукта, тормозящего процесс внутри машины каждого последующего звена, должно быть меньше или равно времени предыдущего звена потока. Для оценки технологических линий необходимо знать фактическую производительность. Особенно важно знать фактическую производительность при концентрации отрасли, что объясняется большими ущербами в случае отказов оборудования, сложностью его эксплуатации и т. п.

13.3. Логистическая организация поточного скармливания кормов животным

13.3.1. Способы скармливания кормов животным

Повышение продуктивности животных и снижение затрат кормов на единицу продукции немислимо без эффективного использования кормов. Важно не просто скормить корма, а использовать их с максимальной отдачей в виде молока и привесов.

Известны следующие *способы скармливания кормов животным*.

Один из них заключается в раздельной, последовательной выдаче животным кормов. Данный производственный процесс весьма

энерго- и металлоемок, так как для выдачи кормов необходимо различное оборудование – от механизированных транспортных средств до ручных тележек.

Существенным недостатком данного способа является и увеличение периода процесса кормления, что ухудшает аппетит животных.

Другой способ кормления заключается в одновременной раздаче всех видов кормов в виде кормосмеси. Он позволяет повысить продуктивность животных за счет взаимодополняющего действия компонентов смеси и увеличения поедаемости кормов на 5...9 % у молочных коров и на 10...15 % у молодняка на откорме, а также на 10...15 % снизить потери кормов.

Скармливание корма в виде кормосмеси значительно упрощает организацию процесса кормления. В этом случае разные по физико-механическим свойствам корма превращают в однородную смесь, что позволяет механизировать ее раздачу одним типом кормораздатчиков.

Перечисленные преимущества скармливания кормов животным в виде кормосмеси способствовали широкому внедрению следующих типов кормления: сенажно-концентратного; силосо-концентратного; силосо-корнеплодо-концентратного; сено-сенажно-концентратного и других.

Готовят кормосмесь *двумя способами*.

Один из них предусматривает загрузку скармливаемых кормовых компонентов в машину, измельчение и смешивание их механическими рабочими органами и последующую раздачу кормосмеси животным.

Однако, приготавливая такие кормосмеси, не обеспечивается индивидуальное скармливание отдельных видов кормов в процессе раздачи их животным. В этом случае установленная одному животному энергетическая норма скармливания кормов не учитывает продуктивность животных, расположенных в одном кормовом ряду. Особенно это ощутимо при скармливании дорогих высокоэнергетических кормов – комбикорма, зернофуража, микродобавок. Такая неравномерность раздачи кормов снижает их энергетическую отдачу, а следовательно, и рентабельность отрасли.

При данном способе приготовления кормосмеси повторному измельчению подвергаются готовые к скармливанию сенаж

и силос, составляющие в рационе около 60...70 % по массе. Следствием этого является возрастание энергозатрат и металлоемкости машин и оборудования на приготовление кормосмеси.

Известен *малозатратный* способ кормления животных, при котором организована одновременная выдача животным двух групп кормов:

- объемных компонентов: грубые и силосованные корма.

- многокомпонентной высокоэнергетической добавки: предварительно подготовленные и измельченные корнеклубнеплоды, высокоэнергетические сыпучие корма (комбикорм) и различные кормовые добавки скармливаются в виде отдельно приготовленной смеси.

Малозатратный способ позволяет дозировать каждую группу кормов в процессе раздачи их животным с учетом их продуктивности. В этом случае обеспечивается индивидуальное кормление животных, особенно высокоэнергетическими кормами, исключается повторная подготовка силосованных стебельчатых кормов.

Рассмотренный способ позволяет сократить энергетические, материальные, трудовые и финансовые затраты на подготовку кормов к скармливанию и приготовление кормосмеси, повысить энергетическую отдачу кормов.

Потребность в механизированной малозатратной технологии приготовления и раздачи кормов неизмеримо возрастает при переводе стада на круглосуточное однотипное кормление заготовленными впрок кормами и комплектовании стада в однородные группы животных со сходными потребностями в питательных веществах.

13.3.2. Определение вместимости оперативной емкости

В условиях эксплуатации оборудование часто делает неподвижные остановки, вызванные забиванием рабочих органов, поломкой отдельных деталей, отсутствием какого-либо компонента и т. д. Поэтому с целью обеспечения непрерывного потока в ряде случаев экономически необходимо устанавливать накопительно регулирующие емкости, сглаживающие разницу в работе последовательных элементов линии.

В этом случае возможны несколько вариантов работы линии или участков:

а) производительность линии (участка), загружающей емкость, выше расхода выгрузки (рис. 13.6, а).

Для случая $Q_{\text{заг}} > Q_{\text{выг}}$ минимальную вместимость емкости выбирают исходя из рис. 13.6, а и определяют из уравнения

$$V_{\min} = Q_{\text{выг}} (\tau_{\text{выг}} - \tau_{\text{заг}}), \quad (13.38)$$

где $\tau_{\text{выг}}$ – время выдачи компонента, ч;

$\tau_{\text{заг}}$ – время загрузки компонента, ч;

б) производительность линии загрузки равна расходу $Q_{\text{заг}} = Q_{\text{выг}}$;

в) производительность линии загрузки меньше расхода $Q_{\text{заг}} < Q_{\text{выг}}$ (рис. 13.6, б).

Для случая $Q_{\text{заг}} < Q_{\text{выг}}$

$$V_{\min} = Q_{\text{заг}} (\phi_{\text{заг}} - \phi_{\text{выг}}). \quad (13.39)$$

Очень важным фактором, также влияющим на вместимость оперативной емкости, является допустимая продолжительность периода хранения того или иного компонента. Этот показатель определяется стабильностью сохранения его свойств.

Для случая, когда $Q_{\text{заг}} > Q_{\text{выг}}$ (рис. 13.6, а) с равной единице надежностью машин в линии (участке), назначение оперативной емкости сводится только к поддержанию необходимой производительности, установленной рационом кормления. Вместимость такой емкости ограничивается допустимым количеством включений машин в единицу времени, т. е. надежностью пусковой и другой аппаратуры.

Поскольку надежность машин всегда меньше единицы, вместимость оперативной емкости целесообразно рассчитывать через среднее время простоев находящейся впереди (загружаемой) линии (участка). Так, если на таком участке линии суммарное время простоев составляет $\Sigma\tau_{\text{1пр}}$ с соответственным числом простоев $N_{\text{1пр}}$, среднее время

$$\tau_{\text{1ср}} = \frac{\Sigma\tau_{\text{1пр}}}{N_{\text{1пр}}}. \quad (13.40)$$

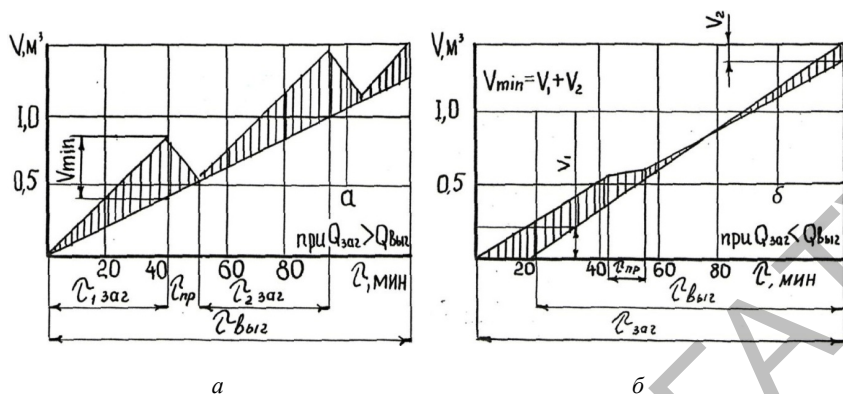


Рис. 13.6. К расчету вместимости бункера-дозатора:
 а – выгрузка корма; б – загрузка корма

Если остановился первый участок линии, то запас в бункере должен обеспечить работу второго участка в течение времени τ_{2cp} . Для этого случая в бункере должен быть корм в количестве $G = Q_{выг} \tau_{2cp}$, или с учетом среднего времени простоев

$$V_g = \frac{Q_{выг} [\tau_{пер} + (\tau_{выг} - \tau_{заг})]}{\rho_k k_3}, \quad (13.41)$$

где k_3 – коэффициент загрузки бункера емкости.

При $Q_{заг} < Q_{выг}$ вместимость емкости с учетом среднего времени простоев

$$V_g = \frac{Q_{выг} (\tau_{заг} - \tau_{выг}) + \tau_{пер}}{\rho_k k_3}. \quad (13.42)$$

Формулы позволяют определить более рациональные значения вместимости бункеров, так как они учитывают и средние простои соответствующих линий.

13.4. Логистические транспортные системы перемещения кормов на животноводческом предприятии

Транспортная логистика на животноводческом предприятии представляет собой комплекс мероприятий по организации перемещения (доставки) грузов (кормов и других грузов) из одной точки в другую по оптимальному маршруту. Она обеспечивает учет, контроль и управление грузотранспортными потоками. Оптимальным считается маршрут, по которому можно доставить груз в кратчайшие (или предусмотренные) сроки с минимальными затратами.

Эффективность транспортной логистики в условиях животноводческого предприятия существенно возрастает в результате ее осуществления на основе использования интеллектуальных систем, которые функционируют в режиме реального времени. С их помощью можно отслеживать маршрут транспортных средств, время нахождения в пути, тоннаж грузов.

Для осуществления мониторинга транспортные средства оснащаются бортовым навигационно-связным оборудованием, подключенным к глобальной системе позиционирования GPS. Посредством этого вся навигационная и телеметрическая информация поступает на компьютер диспетчерской предприятия.

При реализации мониторинга транспортной логистики в условиях животноводческого предприятия необходимо определить:

- оптимальное число транспортных средств для транспортировки кормов от мест хранения до мест подготовки их к скармливанию;
- оптимальное число транспортных средств для раздачи кормов животным.

В качестве руководящих материалов, используют нормы технологического проектирования животноводческих предприятий и зоотехнические требования.

13.4.1. Логистическая организация транспортировки кормов для подготовки к скармливанию

Потребное число транспортных средств *для перевозки кормов* можно определить по формуле

$$n_T = \frac{Q_{\text{л}} T_{\text{ц}}}{W_T \eta_T}, \quad (13.43)$$

где $Q_{\text{л}}$ – часовая производительность технологической линии подготовки кормов к скармливанию, т/ч;

$T_{\text{ц}}$ – длительность транспортного цикла, ч;

W_T – грузоподъемность транспортного средства, т;

η_T – коэффициент использования времени смены.

Транспортный цикл состоит из следующих основных частей:

$$T_{\text{ц}} = T_1 + T_2 + T_3, \quad (13.44)$$

где T_1 – время пробега транспортного средства, ч;

T_2 и T_3 – соответственно время, затраченное на загрузку и выгрузку кормов из транспортного средства, ч;

Время пробега транспортного средства можно определить по формуле

$$T_1 = \frac{2L}{V_{\text{cp}}}, \quad (13.45)$$

где L – длина пути, км;

V_{cp} – средняя скорость движения транспортного средства, км/ч.

Максимум производительности транспортного средства достигнут когда

$$L = \frac{W_T V_{\text{cp}}}{Q_{3-В}}. \quad (13.46)$$

Из формулы (13.46) можно получить значение грузоподъемности транспортного средства, когда комплексный показатель производительности имеет максимум

$$W_T = \frac{LQ_{3-в}}{V_{ср}} \quad (13.47)$$

Для минимизации транспортных издержек могут быть применены различные варианты организации маршрутов движения автотранспорта. Наиболее простым из них является *маятниковый маршрут* движения с обратным загруженным пробегом транспортного средства. При данном варианте организации транспортировки кормов транспортное средство загружено наполовину. График работы для данного варианта организации транспортировки кормов представлен на рис. 13.7.

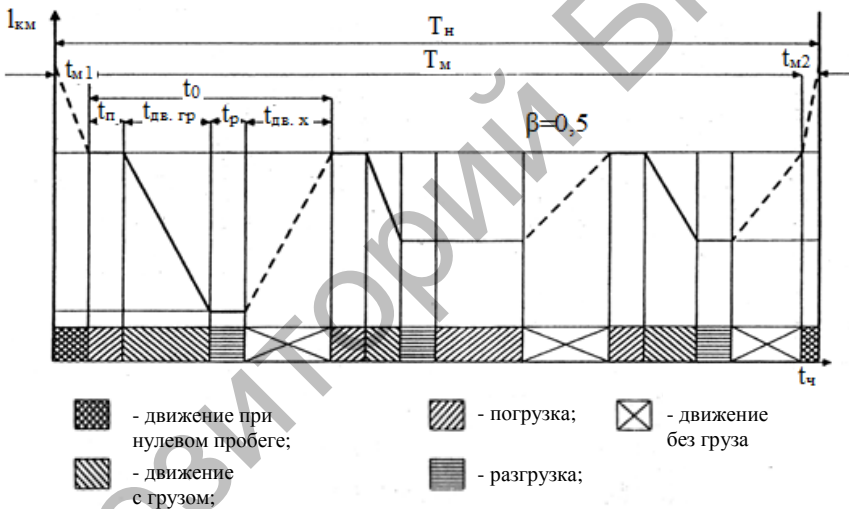


Рис. 13.7. График работы транспортных средств с обратным загруженным пробегом

Эффективность использования транспортного средства возрастает при его частично или полностью груженом обратном пробеге. Для этого случая склады хранения кормов должны быть расположены на незначительном расстоянии от других сельскохозяйственных объектов, а график работы будет иметь вид, представленный на рис. 13.8.

Из графика видно, что при расчете числа транспортных средств необходимо учитывать затраты времени на выполнение дополнительной транспортной работы.

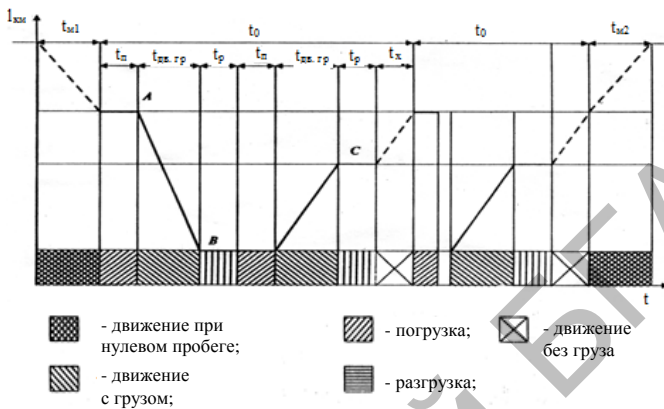


Рис. 13.8. График работы транспортных средств с неполным груженым пробегом на маятниковом маршруте

Наиболее эффективно организовывать транспортный процесс с обратным полностью груженым транспортным средством (рис. 13.9).

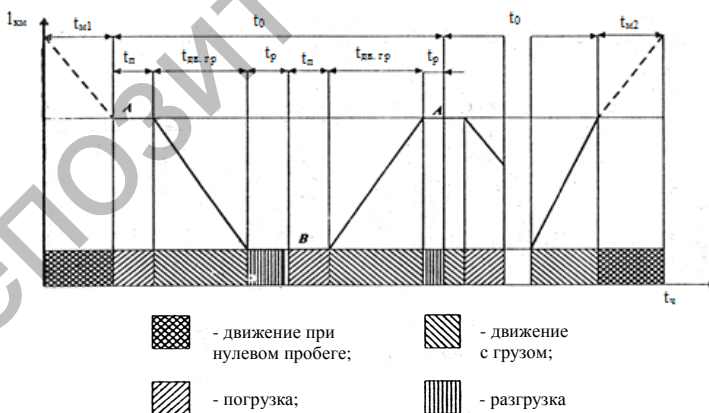


Рис. 13.9. График работы транспортных средств с груженым обратным пробегом на маятниковом маршруте

В этом случае коэффициент использования пробега равен единице. Холостой пробег транспортное средство совершает только перед началом и в конце рабочего процесса.

Маршрут движения транспортных средств, доставляющих одновременно несколько видов кормов, отличается наличием нескольких мест погрузки груза. Практически транспортное средство в данном случае движется по кольцевому маршруту (рис. 13.10).

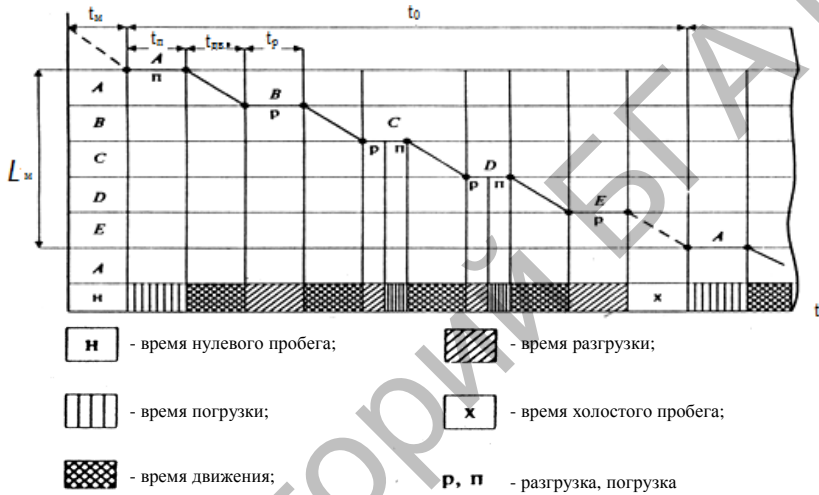


Рис. 13.10. График работы транспортного средства на кольцевом маршруте

Таким образом, для транспортировки кормов могут быть составлены различные варианты маршрутов. Проблема планирования перевозок включает определение маршрута с минимумом холостого пробега транспортного средства, распределение подвижного состава и погрузочных средств по маршрутам работы, которые должны быть тесно увязаны с производительностью стационарных машин и оборудования.

При организации движения транспортного средства необходимо минимизировать формулу

$$L_x = \sum_{i=1}^{n_i} (L_x^1 - L_{гр}) n_T, \quad (13.48)$$

где L_x^1 – расстояние, преодолеваемое транспортным средством без груза, км;

n_i – число маршрутов.

При решении задачи нумеруются маршруты в порядке возрастания разностей $(L_x^1 - L_{гр1})$. В этом случае справедлива формула

$$(L_{x1}^1 - L_{гр1}) \leq (L_{x2}^1 - L_{гр2}) \leq \mathbf{L} \leq (L_{xn_i}^1 - L_{грn_i}). \quad (13.49)$$

Тогда оптимальное решение будет иметь вид

$$x_1 = \min(m_{к1}, n_T), \quad (13.50)$$

$$x_2 = \min(m_{к2}, n_T - x_1),$$

$$x_3 = \min(m_{к3}, n_T - x_1 - x_2),$$

$$x_n = \min(m_{км}, n_T - \sum_{i=1}^{n-1} x_i).$$

Для решения задачи исходные данные заносятся в табл. 13.8.

Решая задачу, получим данные, позволяющие определить наиболее рациональный маршрут движения транспортного средства. Наилучшее значение будет при минимальной разности $L_{xn} - L_{грn}$.

Таблица 13.8

Исходные данные для определения рационального маятникового маршрута

Склад хранения кормов	Количество груженых ездов	Столбец разностей
Б ₁	L_{x1} m_{r1}	$L_{гр1}$ $L_{x1} - L_{гр1}$
Б ₂	L_{x2} m_{r2}	$L_{гр2}$ $L_{x2} - L_{гр2}$
Б ₃	L_{x3} m_{r3}	$L_{гр3}$ $L_{x3} - L_{гр3}$
Б _n	L_{xn} m_{rn}	$L_{грn}$ $L_{xn} - L_{грn}$

Среднее значение скорости движения агрегата при транспортировке кормов Тищенко М. А. рекомендует выбирать в зависимости от расстояния между местами их складирования. При $l_k < 200$ м скорость движения агрегата должна быть не более 7,2 км/ч. С увеличением расстояния транспортировки кормов ($l_k > 1000$ м) этот показатель целесообразно увеличить до 22 км/ч. Выбирая скорость движения необходимо учитывать характер дорожного покрытия – на дорогах с твердым покрытием среднее значение скорости агрегата увеличивается. Скорость движения агрегата при раздаче кормов рекомендуется до 5 км/ч.

Таким образом, для транспортировки кормов могут быть составлены различные варианты маршрутов. Проблема планирования перевозок включает определение маршрута с минимумом холостого пробега транспортного средства, распределение подвижного состава и погрузочных средств по маршрутам работы, которые должны быть тесно увязаны с производительностью других машин.

13.4.2. Транспортная логистическая система раздачи кормов

При определении числа машин для транспортировки кормов от мест хранения до кормушки животных, в качестве руководящих материалов, используют нормы технологического проектирования животноводческих предприятий и зоотехнические требования.

Число кормораздатчиков, необходимых для обслуживания поголовья животных:

$$n_p = \frac{n_{ж} q}{Q_c}, \quad (13.51)$$

где $n_{ж}$ – число животных на ферме, гол.;

Q_c – производительность кормораздатчика за 1 ч сменного времени, кг/ч.

Производительность кормораздатчика за 1 ч сменного времени, кг/ч:

$$Q_c = Q k_p, \quad (13.52)$$

где Q – производительность кормораздатчика за 1 ч чистого времени, кг/ч:

$$Q = qv_a K_v,$$

где k_p – коэффициент использования рабочего времени:

$$k_p = \frac{t}{t + t_0}, \quad (13.53)$$

где t – время, затрачиваемое на непосредственную раздачу корма, ч;
 t_0 – время, затрачиваемое на непроизводительные (вспомогательные) операции, ч.

Тогда

$$t_0 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7, \quad (13.54)$$

где t_1 – время доставки пустого кормораздатчика от места содержания животных к месту загрузки и обратно, ч;

t_2 – время загрузки, ч;

t_3 – время на раздачу кормов, ч;

t_4 – время, затрачиваемое на простой по технологическим причинам, ч;

t_5 – время, затрачиваемое на техническое обслуживание, ч;

t_6 – время, затрачиваемое на ремонт машины, ч;

t_7 – время переезда от одной линии раздачи к другой, если вместимость кузова (бункера) обеспечивает раздачу корма в нескольких линиях, ч.

Время пробега транспортного средства можно определить по формуле

$$t_1 = \frac{2L}{v_{cp}}, \quad (13.55)$$

где L – длина пути, км;

v_{cp} – средняя скорость движения транспортного средства, км/ч.

Время на выполнение погрузочно-разгрузочных работ определим по формуле

$$t_2 = \frac{W_T K_T}{Q_{3-в}}, \quad (13.56)$$

где K_T – коэффициент использования грузоподъемности транспортного средства;

W_T – грузоподъемность транспортного средства, т;

$Q_{3-в}$ – средняя гармоническая производительность погрузочно-разгрузочного процесса, т/ч, $Q_{3-в} = \frac{2Q_{загр} Q_{выгр}}{Q_{загр} + Q_{выгр}}$.

Полезная грузоподъемность транспортного средства

$$W_T = \frac{V_{раз} - V_{шнека}}{\rho}, \quad (13.57)$$

где $V_{раз}$ – объем кузова раздатчика, м³;

$V_{шнека}$ – объем шнека, установленного в кузове раздатчика, м³.

$$V_{шнека} = \frac{\pi(D_{ш}^2 - d_{в}^2)}{4} L_{ш}, \quad (13.58)$$

где $D_{ш}$ – диаметр шнека, м;

$d_{в}$ – диаметр вала шнека, $d_{в} = (0,25...0,35) D_{ш}$, м;

$L_{ш}$ – длина шнека, м.

Задавшись величиной диаметра $D_{ш}$ определим $L_{ш}$ из соотношения

$$L_{ш} = D_{ш} (0,25...0,35), \quad (13.59)$$

где ρ – плотность кормосмеси, кг/м³.

Правильный выбор машин для погрузки кормов в значительной мере определяет эффективность работы животноводческой фермы. Производительность погрузчика можно определить по формуле

$$Q_{\text{загр}} = m_{\text{п}} n_{\text{ц}}, \quad (13.60)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса груза при подъеме, т;

$n_{\text{ц}}$ – число циклов машины за 1 ч непрерывной работы зависит от продолжительности одного цикла:

$$n_{\text{ц}} = \frac{3600}{T'_{\text{ц}}},$$

где $T'_{\text{ц}}$ – время цикла работы, ч, $T'_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^{n_n} t_{\text{оп}i}$;

$t_{\text{оп}}$ – время, затрачиваемое на выполнение отдельных операций при погрузке, ч;

n_n – число элементов работы погрузчика.

Время, затрачиваемое на раздачу кормов животным, можно определить по формуле

$$t_3 = \frac{n_{\text{ж}} L_{\text{разд}}}{v_{\text{разд}}}, \quad (13.61)$$

где $n_{\text{ж}}$ – количество животных, обслуживаемых за один цикл, гол.;

$L_{\text{разд}}$ – длина фронта раздачи кормов на одно животное, $L_{\text{разд}} = 1$ м;

$v_{\text{разд}}$ – скорость движения агрегата при раздаче кормов
 $v_{\text{разд}} = 5,2 \text{ км/ч} = 5200 \text{ м/ч}$.

Число кормораздатчиков, необходимых для обслуживания поголовья животных:

$$n_{\text{р}} = \frac{n_{\text{ж}} q t_{\text{раз}}}{W_{\text{T}} (t_{\text{движ}} + t_{\text{погр}})}, \quad (13.62)$$

где $n_{ж}$ – число животных на ферме, гол.;

q – норма кормосмеси на одно животное, кг;

$t_{погр}$ – время на погрузку раздатчика, $t_{погр} = 0,5...2,0$ ч.

Согласно приведенной методике произведен технико-экономический расчет самоходных смесителей-раздатчиков (табл. 13.9) для различных размеров ферм.

Таблица 13.9

Технико-экономические характеристики самоходных смесителей-раздатчиков кормов при годовом удое 6000 литров

Показатель	Вместимость бункеров Смесителей-раздатчиков				
	6	10	12	14	20
Ферма 200 коров					
Удельные капитальные вложения, дол./т	1,46	2,23	3,86	4,36	8,62
Прямые затраты, дол./т	3,38	4,36	7,33	8,42	15,51
Приведенные затраты, дол./т	3,67	4,92	7,8	9,07	17,23
Ферма 400 коров					
Удельные капитальные вложения, дол./т	0,73	1,11	1,92	2,16	4,28
Прямые затраты, дол./т	2,33	2,74	4,14	4,43	7,22
Приведенные затраты, дол./т	2,47	2,96	4,52	4,86	8,08
Ферма 600 коров					
<i>Удельные капитальные вложения, дол./т</i>	<i>0,97*</i>	<i>0,74</i>	<i>1,28</i>	<i>1,44</i>	<i>2,85</i>
Прямые затраты, дол./т	4,52*	2,26	3,21	3,54	5,92
Приведенные затраты, дол./т	4,71*	2,41	3,47	3,83	6,49
Ферма 800 коров					
Удельные капитальные вложения, дол./т	–	1,11*	1,98*	2,30*	2,14
Прямые затраты, дол./т	–	2,94*	4,00*	4,74*	4,84
Приведенные затраты, дол./т	–	3,16*	4,40*	5,10*	5,27

* Показатели с применением двух смесителей-раздатчиков.

На основании данных табл. 13.9 можно сделать выводы:

– для молочно-товарных ферм до 200 гол. и до 1000 гол. откормочного поголовья вместимость бункера смесителя-раздатчика должна быть не более 6 м^3 ;

– для ферм с большим поголовьем целесообразно выпускать смесители-раздатчики с вместимостью бункера около 11 м^3 ;

– сочетание двух смесителей-раздатчиков с бункерами 6 и 11 м^3 позволит обслужить любые молочно-товарные фермы, имеющиеся в республике, с наименьшими эксплуатационными затратами.

13.5. Логистическая организация водоснабжения

Тип водоподъемной установки зависит от расчетного расхода воды и напора. При равномерной подаче насосной станции расход воды ($\text{дм}^3/\text{с}$) рассчитывают по формуле

$$Q_{\text{н.с}} = \frac{\alpha Q_{\text{сут max}}}{3,6T}, \quad (13.63)$$

где α – коэффициент, учитывающий расход воды на промывку фильтров ($\alpha = 1,08 \dots 1,1$);

$Q_{\text{сут max}}$ – суточное потребление воды на животноводческой ферме, м^3 ;

T – продолжительность работы насосной станции в сутки, ч.

Полный напор (м) насоса определяют по формуле

$$H = H_{\text{в.г}} + H_{\text{н.г}} + \sum h_{\text{в}} + \sum h_{\text{н}}, \quad (13.64)$$

где $H_{\text{в.г}}$ – геодезическая высота всасывания, м;

$H_{\text{н.г}}$ – геодезическая высота нагнетания, м;

$\sum h_{\text{в}}$ и $\sum h_{\text{н}}$ – сумма потерь напора соответственно во всасывающей и напорной трубах, м.

Динамический напор (м) приближенно находят по формуле

$$h = \sum h_{\text{н}} + \sum h_{\text{в}} = \frac{v^2}{2g} a_1 \frac{L}{d} + \sum \beta, \quad (13.65)$$

где v – скорость движения воды, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

α_1 – коэффициент сопротивления, зависящий от скорости движения воды и материала труб (для чугунных и стальных труб $\alpha_1 = 0,02$, для бетонных труб $\alpha_1 = 0,022$, для асбестоцементных труб $\alpha_1 = 0,025$);

L – длина трубопровода, м;

d – диаметр трубопровода, м;

β – коэффициент местных сопротивлений, учитывающий потери напора в коленах, задвижках, клапанах и др.

По полному расчетному напору и подаче выбирают тип и марку насоса.

Мощность электродвигателя, необходимая для привода насоса:

$$N_{\text{ДВ}} = \frac{Q_{\text{сек}} k \rho}{\eta_{\text{H}} \eta_{\text{П}} 10^3}, \quad (13.66)$$

где $Q_{\text{сек}}$ – секундный расход воды, м³/с;

k – коэффициент, учитывающий возможные перегрузки (при мощности двигателя до 50 кВт $k = 1,2$);

ρ – плотность воды, кг/м³;

η_{H} – КПД насоса (для центробежных насосов $\eta_{\text{H}} = 0,5 \dots 0,7$, для вихревых $\eta_{\text{H}} = 0,25 \dots 0,50$);

$\eta_{\text{П}}$ – КПД передачи ($\eta_{\text{П}} = 0,95 \dots 0,97$).

Тип автопоилок выбирают в зависимости от способа содержания, вида животных или птицы.

Количество автопоилок определяют по формуле

$$N = n_{\text{ж}} / n_{\text{ж1}}, \quad (13.67)$$

где $n_{\text{ж}}$ – количество животных данной группы, гол.;

$n_{\text{ж1}}$ – количество животных, обслуживаемых одной поилкой, гол.

13.6. Логистическая организация технологических процессов доения и первичной обработки молока

Технологический процесс доения коров может выполняться по двум схемам:

- в стойлах коровников со сбором молока в молокопроводы или в переносные ведра линейных установок;
- в станках молочно-доильных блоков и площадок со сбором молока в молокопроводы.

Обработка и реализация молока осуществляются одним из трех способов:

- первичная обработка с фильтрацией, неглубоким охлаждением, кратковременным хранением и транспортировкой молока на заводы;
- обработка с фильтрацией, глубоким охлаждением, кратковременным или длительным хранением и транспортировкой на заводы;
- обработка с улучшенной очисткой, пастеризацией, глубоким охлаждением, кратковременным или длительным хранением разливного или фасованного молока и доставкой его непосредственно потребителям.

При машинном доении следует выполнять ряд важных требований, определяющих успешное его применение и создающих благоприятные условия для деятельности молочных желез коров:

- необходимо у животного выработать полный рефлекс молокоотдачи, т. е. активную ответную реакцию коровы на доение.
- обеспечить быстрое доение и устранение ручного дооя;
- учитывать индивидуальные особенности коров и их повадки.
- устанавливать режим доения, обеспечивающий заполнение молоком вымени. Обычно коров доят 2...3 раза в день, высокопродуктивных и новотельных 3...4 раза. Перед запуском число доений постепенно сокращают.

При трехкратном доении в ряде случаев получают на 10 % больше молока, чем при двукратном, но при сокращении количества доений с трех до двух затраты труда снижаются на 25...30 %.

Свежее молоко обладает высокими вкусовыми и питательными качествами. Однако при благоприятных условиях в молоке быстро размножаются бактерии, способствующие его скисанию. Скорость

размножения бактерий зависит главным образом от температуры молока. Так, у свежего молока при температуре 30 °С период задержки развития бактерий длится 3 ч, у быстро охлажденного до температуры 10 °С – 24 ч, а у охлажденного до 5 °С – 36 ч. Чтобы сохранить качество свежего молока на длительный период, необходимо соблюдать правила гигиены при дойке, своевременно очищать (фильтровать) его после дойки, охлаждать и хранить при температуре 3...5 °С. Для полного уничтожения микроорганизмов молоко пастеризуют. Установлено, что при нагревании молока до 80 °С гибнет 100 % бактерий.

Осуществление технологических процессов в молочном животноводстве неразрывно связано с транспортными процессами, выполняемыми для перемещения продукта без изменения его состояния в пути.

При машинном способе доения и первичной обработке молока все последовательные операции объединяют в неразрывный технологический поток, т. е. создаются поточные производственные механизированные и автоматизированные линии.

Поточно-технологические линии должны:

- осуществлять технологический процесс с наименьшими затратами труда, энергии, средств и времени;
- отвечать зоотехническим требованиям по качеству работы и быть максимально надежными;
- обслуживать все поголовье животных на ферме.

Построение технологического процесса начинают с определения состава и последовательности операций, которые включаются в ту или иную линию, изображаемую в виде схемы.

Технологические (или операционные) схемы представляют собой краткое описание порядка и последовательности выполнения отдельных операций поточно-технологических линий (ПТЛ) без указания типа и марки машины, осуществляющей ту или иную операцию. Схема представляет собой перечень операций, соединенных одна с другой стрелками, указывающими направление технологического (материального) потока (рис. 13.11). Состав и последовательность операций выбирают с учетом зоотехнических требований к качеству конечных продуктов, новейших достижений науки и техники.

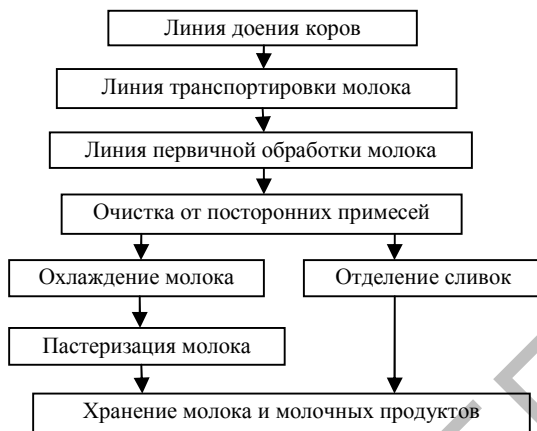


Рис. 13.11. Технологическая схема процесса доения коров и первичной обработки молока на молочной ферме

Конструктивно-технологические схемы отражают конкретный состав машин, включенных в ПТЛ, и представляются в проектной технической документации, отображающей типы машин и технологические процессы (рис. 13.12).

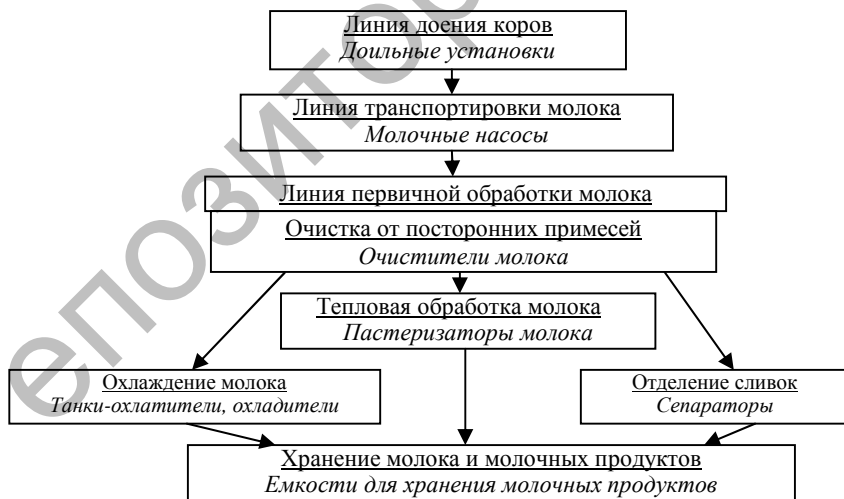


Рис.13.12. Конструктивно-технологическая схема процесса производства молока и первичной обработки молока на молочной ферме

Структурные схемы ПТЛ отражают внутреннюю структуру производственных потоков, соподчиненность отдельных элементов, участков или секций, показывают направления движения материальных потоков, управляющих воздействий и команд, наличие и месторасположение регулирующих или запасных емкостей и резервирующих средств (рис. 13.13).

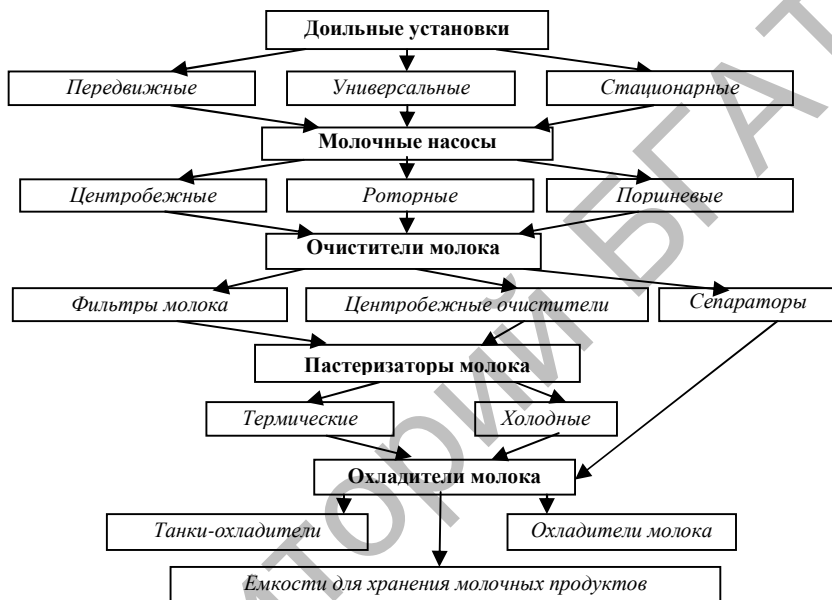


Рис. 13.13. Структурная схема поточной линии доения коров и первичной обработки молока

От правильности выбора структуры ПТЛ зависит, прежде всего, надежность работы всей линии и ее технико-экономические показатели.

13.6.1. Оптимизация линии машинного доения коров и первичной обработки молока

Соблюдение правил техники доения коров способствует получению максимального удоя. Весь процесс доения коровы условно делится на три группы: подготовительные операции, собственно

машинное доение, заключительные операции. Кроме указанных операций, проводимых оператором с коровой, крайне необходимо начинать процесс с оценки состояния рабочего вакуума, исправности доильных аппаратов или других устройств доения.

В *подготовительные операции* входят: обмывание вымени, вытирание его, сдаивание первых струек, массаж.

Применяют два способа обмывания вымени перед доением: 1) из ведра; 2) струей теплой воды из распылительной воронки.

Первый способ обработки вымени допускается к использованию в крайних случаях, так как вода в ведре быстро загрязняется механическими частицами и микроорганизмами и требует постоянной смены.

Струйное обмывание вымени – это наиболее перспективное приспособление, быстро отмывающее даже сильнозагрязненное вымя и одновременно массирующее его.

Температура воды (40...50 °С) должна быть постоянной, так как колебания ее могут привести не к стимуляции молокоотдачи, а к ее торможению.

При этом обмывание, обтирание и массаж вымени должны длиться не более 35...40 с. Сдаивание первых струек молока из каждого соска проводится в течение 8...12 с.

Все подготовительные операции, во взаимосвязи с индивидуальными особенностями коровы, длятся не более 30...60 с.

Продолжительность дойки одной коровы должна быть не более 7 мин, но может быть разной.

Заключительные операции включают заключительный массаж и машинный додой, отключение аппарата. Заключительный массаж и додой (в течение 15...20 с) производят с целью извлечения последних, наиболее жирных доз молока из верхних отделов вымени.

Передержка доильных трехтактных аппаратов не должна превышать 2 мин, а двухтактных – 1 мин. Более длительное доение вызывает раздражение цистерн сосков и вымени, их воспаление.

Обычно коров доят 2...3 раза в день, высокопродуктивных и новотельных 3...4 раза. Перед запуском число доений постепенно сокращают. При сокращении количества доений с трех до двух затраты труда снижаются на 25...30 %.

Нельзя допускать попеременного доения коров то трехтактным, то двухтактным аппаратами, применять несовершенные или неправильно работающие и имеющие большой износ доильные машины,

скомплектованные из разных типов доильных установок, переделывать трехтактные аппараты на двухтактный режим работы в условиях молочных комплексов и ферм. Это ведет к увеличению числа коров, которые подвергаются заболеванию мастита.

При проектировании технологического процесса доения коров необходимо определить тип доильной установки и общее количество доильных аппаратов, необходимых для доения животных, а также загрузку доильной установки и показатели производительности операторов.

Технологический расчет линии машинного доения коров сводится к определению потребного количества аппаратов, количества операторов для обслуживания всего поголовья, количества доильных установок и их производительности.

Подбор доильной установки для конкретных условий состоит в выборе *типа доильного аппарата* (двухтактного, трехтактного или специального), применяемого для стада и самой установки, соответствующей условиям содержания.

Доильные агрегаты выбирают в зависимости от системы содержания коров:

- при привязном применяют преимущественно линейные доильные установки;
- при боксовом, комбибоксовом и беспривязном – «Елочка», «Карусель» и др.;
- на пастбищах используют передвижные установки. В стационарных лагерях могут быть использованы и доильные установки, предназначенные для доильных залов;
- на малых фермах используют установки АИД-1, АИД-2.

Длительность доения коров бывает разной, так как отличается квалификацией доярок, конфигурацией помещения, где происходит доение, и другими причинами, не дающими возможности организовать доение в соответствии с инструкцией.

В задачу расчета входит установление зависимостей между заданным временем доения коров, необходимым количеством агрегатов и аппаратов, количеством доярок. Если данные хронометража сильно отличаются от научно обоснованных данных, то расчет может быть проведен на период пуска установки и второй расчет – после соответствующей подготовки обслуживающего персонала.

Количество выдаваемого в сутки молока определяется по формуле

$$Q_c = Q n_{ж} \beta, \quad (13.68)$$

где Q – разовое количество молока, получаемое от животных, кг;

$n_{ж}$ – количество животных, гол.;

β – коэффициент неравномерности поступления молока в течение суток.

Суточный удой на ферме поступает неравномерно: при двухразовом доении утром поступает примерно 60 % суточного удоя, а в вечернюю дойку – 40 % суточного удоя, следовательно, $\beta_1 = 0,6$ и $\beta_2 = 0,4$ (при двухразовой дойке);

Производительность поточной линии в данном случае должна обработать определенное количество молока в единицу времени:

$$Q_{п.л} = \frac{Q_c}{T_{ср}}, \quad (13.69)$$

где $T_{ср}$ – среднее время доения одной коровы, мин;

$$T_{ср} = \frac{t_{маш} + t_{рр}}{n_{ж}}, \quad (13.70)$$

где $t_{маш}$ – среднее машинное время доения одной коровы, мин (паспортные данные аппарата, $t_{маш} = 240...300$ с);

$t_{рр}$ – суммарное время ручных операций, мин. Зависит от типа доильной установки, от принятой на ферме организации труда, от квалификации операторов:

$$t_{рр} = t_{пк} + t_{п.ст} + t_{п} + t_n^I + t_{30} + (t_{сл} + t_{от}) / 2, \quad (13.71)$$

где $t_{пк}$ – время подготовки, мин;

$t_{ст}$ – время постановки доильных стаканов, мин;

$t_{п}$ – время короткого перехода, мин;
 t_n^1 – время большого перехода, мин;
 t_{30} – время заключительных операций, мин;
 $t_{сл} + t_{от}$ – время слива и отсоса молока, мин.

В целом время на выполнение ручных операций зависит от типа доильной установки. При доении в ведра $t_{pp} = 180...240$ с, в молокопровод $t_{pp} = 120...180$ с, при использовании установки «Елочка» $t_{pp} = 50...60$ с.

Определим ритм потока:

$$R = \frac{1}{Q_p}. \quad (13.72)$$

Этому ритму должны удовлетворять все звенья поточной линии машинного доения коров. Число доильных аппаратов

$$Z_{ап} = \frac{Q_p}{Q_d \eta}, \quad (13.73)$$

где η – коэффициент использования рабочего времени машины;

Q_d – производительность доильной установки, кг/ч.

Количество доильных аппаратов, необходимое для обслуживания всего стада:

$$Z_{ап} = n_{ж} t_{маш} / T_d, \quad (13.74)$$

где $n_{ж}$ – число коров на ферме, гол.;

$t_{маш}$ – среднее время доения одной коровы, мин (паспортные данные аппарата);

T_d – продолжительность доения всего стада, мин.

При получении дробного числа доильных аппаратов, полученное значение округляем в меньшую сторону.

Расчетная производительность доильной установки определяется по формуле

$$Q_d = n_{\text{ж}} / T_d. \quad (13.75)$$

Определив требуемую производительность линии доения, выбираем тип доильной установки и определяем их количество:

$$Q_{\text{д.у}} = Q_d / Q_{\text{ч.д.у}}, \quad (13.76)$$

где $Q_{\text{ч.д.у}}$ – часовая производительность доильной установки.

Чтобы правильно организовать машинное доение коров, определяют количество обслуживающего персонала:

$$n_{\text{обс}} = \frac{n_{\text{ж}}^0 t_{\text{pp}}}{T_3 60}, \quad (13.77)$$

где $n_{\text{ж}}^0$ – поголовье коров на ферме с учетом планового развития, гол.

T_3 – допустимое время доения и обработки молока, ч;

t_{pp} – время ручного труда на одну корову (1...4 мин).

Производительность доярки определяют по формуле

$$T_d = \frac{60}{t_{\text{pp}}}. \quad (13.78)$$

Число аппаратов, необходимое одной доярке, рассчитывают по формуле

$$Z_{\text{ап}} = \frac{T_3 + t_x}{t_{\text{pp}} + t_x}, \quad (13.79)$$

где t_x – длительность перехода доярки к соседней корове, мин,
 $t_x = 5...7$.

Число станков (аппаратов), которое должна обслужить каждая доярка, определяют по формуле

$$Z_{\text{ан}} = \frac{T_3}{t_{\text{pp}} + t_x}. \quad (13.80)$$

Определив тип и выбрав марку доильной установки, необходимо выбрать оборудование для технологической линии первичной обработки молока.

Максимальная производительность линии первичной обработки молока равна

$$Q_{\text{итл}} = \frac{Kn_{\text{ж}} Q_{\text{г}} K_{\text{г}} K_{\text{с}}}{365 K_{\text{д}} T_{\text{д}}}, \quad (13.81)$$

где $Q_{\text{г}}$ – среднегодовой удой на корову (продуктивность), кг;

$K_{\text{г}}$ – коэффициент годовой неравномерности поступления молока, $K_{\text{г}} = 1,2 \dots 1,3$;

$K_{\text{с}}$ – коэффициент суточной неравномерности поступления молока: при двукратной дойке, $K_{\text{с}} = 1,8 \dots 3,0$, при трехкратной дойке, $K_{\text{с}} = 1,2 \dots 1,8$;

$K_{\text{д}}$ – кратность доения, $K_{\text{д}} = 2 \dots 3$.

Первая операция после дойки, как правило, очистка молока. Для более **тонкой очистки молока** после дойки применяют центробежные молокоочистители. Их пропускную способность определяют по уравнению

$$Q_{\text{ц.о}} = Q_{\text{max. час}} = z_{\text{г}} R_{\text{min}}^2 n_{\text{г}}^2 B_0^2 d_{\text{ш}} \frac{\Delta p}{\mu} \cos \alpha, \quad (13.82)$$

где $z_{\text{г}}$ – число тарелок очистительного барабана, шт.;

R_{min} – минимальный радиус тарелки, м;

$n_{\text{г}}$ – частота вращения барабана, об/мин;

B_0 – расстояние между тарелками барабана, м;

$d_{ш}$ – диаметр жирового шарика, мк;

$\Delta\rho$ – разность плотностей частицы и плазмы молока, кг/м³;

μ – коэффициент динамической вязкости молока, кг/м·с;

α – угол наклона образующей тарелки, град.

Выбирают их число в зависимости от часовой производительности поточной линии:

$$\Pi_{ч} = \frac{Q_{плл}}{Q_{ц.о}\rho}, \quad (13.83)$$

где ρ – плотность цельного молока, $\rho = 1,027...1,034$ кг/м³.

Далее определяется длительность непрерывной работы сепаратора-очистителя. Она должна обеспечить обработку молока в течение одного времени доения T_d без разборки сепаратора:

$$T_o = V_{гр} 100 / P, \quad (13.84)$$

где $V_{гр}$ – объем грязевого пространства барабана, м³;

P – процент отложения сепараторной слизи от общего объема очищенного молока, $P = 0,03...0,06$ %.

Если $T_o > T_d$ то в технологическую линию устанавливают магистральный фильтр, уменьшающий загрязнение молока.

Охлаждение молока. При охлаждении водой или рассолом определяют выделяемое количество тепла (ккал):

$$\theta = M_d C_m (t_{к.м} - t_{н.м}), \quad (13.85)$$

где M_d – масса охлаждаемого молока, кг;

C_m – теплоемкость молока, равная 0,94 ккал/кг·град;

$t_{н.м}$ и $t_{к.м}$ – начальная и конечная температуры молока, °С.

Расход хладагента определяют по уравнению

$$B = M_d n_2, \quad (13.86)$$

где n_2 – коэффициент кратности расхода. Для рассола 1,5...2,5; для воды 2,5...3,0.

Определяется необходимая рабочая поверхность водяной секции охладителя:

$$S_{\text{охл.в}} = \frac{\Pi_{\text{ч}} C_{\text{м}} n_2 C_{\text{в}}}{k_{\text{теп}} (n_2 C_{\text{в}} - C_{\text{в}})} \lg \frac{(C_{\text{в}} n_2 - C_{\text{м}})(t_{\text{н.м}} - t_{\text{в}}) + C_{\text{м}} \Delta t_{\text{ср}}}{n_2 C_{\text{в}}}, \quad (13.87)$$

где $C_{\text{м}}$ – удельная теплоемкость молока, $C_{\text{м}} = 3,95$ кДж/кг·град;

$C_{\text{в}}$ – удельная теплоемкость воды, $C_{\text{в}} = 4,2$ кДж/кг·град;

$k_{\text{теп}}$ – общий коэффициент теплопередачи водяной секции, $k_{\text{теп}} = 1730$ Вт/м²·град;

$t_{\text{н.м}}$ – начальная температура молока, $t_{\text{н.м}} = 32...34$ °С;

$t_{\text{в}}$ – начальная температура воды, $t_{\text{в}} = 6...10$ °С;

$\Delta t_{\text{ср}}$ – конечная разность температур молока и воды, $\Delta t_{\text{ср}} = 3...8$ °С.

Определяется число пластин водяной секции:

$$n_{\text{пл}} = S_{\text{охл.в}} / S_{\text{пл}}, \quad (13.88)$$

где $S_{\text{пл}}$ – площадь рабочей поверхности одной пластины, м².

Подбирается охладитель по техническим характеристикам. При необходимости следует выполнить расчет по аналогичной методике для рассольной секции охладителя.

Для экономии охлаждающей жидкости и для получения хладоносителя низкой температуры в любое время года используют холодильные машины.

Выбор холодильной машины ведут по секундной производительности холода:

$$Q_{\text{пр}} = \frac{\Pi_{\text{ч}}}{3600} C_{\text{м}} n_2 (t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}}), \quad (13.89)$$

где $t_{\text{к.м}}$ – температура охлажденного молока, °С.

Необходимая производительность холодильной машины составит

$$Q_{\text{хол. маш}} = K_x Q_{\text{пр}}, \quad (13.90)$$

где $Q_{\text{хол. маш}}$ – секундная производительность холодильной машины, кВт;

K_x – коэффициент, учитывающий потери в окружающую среду, $K_x = 1,05 \dots 1,10$.

Необходимо подобрать холодильную машину по технической характеристике.

Потребное количество резервуаров-охладителей определяется по формуле

$$n_{\text{охл}} = \frac{G_M}{\rho_M V_{\text{МВ}} \psi}, \quad (13.91)$$

где G_M – разовый надой молока, кг;

ρ_M – плотность молока, кг/м^3 ;

ψ – степень заполнения емкости, $0,5 \dots 0,6$;

$V_{\text{МВ}}$ – рабочая вместимость молочной ванны, л.

Время охлаждения рассола

$$\tau_p = \frac{V_{\text{ак}} C_p \rho_p (t_{\text{р.кон}} - t_{\text{р.нач}})}{3600 Q_{\text{хол}} \eta}, \quad (13.92)$$

где $V_{\text{ак}}$ – вместимость аккумулятора холода, м^3 ;

$t_{\text{р.кон}}$ – начальная температура рассола, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{р.нач}}$ – рабочая температура рассола, $^{\circ}\text{C}$;

$Q_{\text{хол}}$ – холодопроизводительность установки, кВт;

ρ_p – плотность рассола, кг/м^3 ;

C_p – теплоемкость рассола, $\text{кДж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$;

η – коэффициент полезного действия системы охлаждения.

Время охлаждения молока, ч:

$$\tau_M = \frac{C_M \frac{G_M}{n_{\text{охл}}} (t_{M,\text{нач}} - t_{M,\text{кон}}) - V_{\text{ак}} C_p \rho_p (t_{p,\text{кон}} + t_{\text{мин}} - t_{M,\text{кон}})}{3600 Q_{\text{охл}} \eta}, \quad (13.93)$$

где $t_{M,\text{нач}}$ – начальная температура молока (после очистки), °С;

$t_{M,\text{кон}}$ – температура охлажденного молока, °С;

$t_{\text{мин}}$ – минимальная разность температур молока и рассола, 4...10°С;

C_M – теплоемкость молока, кДж/кг·°С.

Время охлаждения молока не должно превышать – 3 ч, рассола – 3...4 ч.

Пастеризация молока. Тепловая производительность пастеризатора (ккал/ч) зависит от величины поверхности его нагрева F , коэффициента теплопередачи K_T и средней логарифмической разности температур между паром в рубашке и продуктом Δt_{cp} и характеризуется уравнением

$$\theta = FK_T \Delta t_{\text{cp}} = Q_{\text{охл}} C_M (t_{k,M} - t_{n,M}). \quad (13.94)$$

Для одного и того же пастеризатора величина θ может изменяться в больших пределах в зависимости от температурных условий. При пастеризации от $t_{n,M} = 35$ °С до $t_{k,M} = 85$ °С.

Расход пара на пастеризацию определяют по формуле

$$D_{\text{п}} = \frac{M_{\text{д}} C_M (t_{\text{паст}} - t_{n,M})}{(C_{\text{ж}} + t_{\text{пар}} \chi - t_{\text{конд}}) \eta}, \quad (13.95)$$

где $M_{\text{д}}$ – количество молока, подлежащего обработке кг;

$t_{n,M}$ – начальная температура пастеризуемого молока ($t_{n,M} = t_{\text{паст}} - t_{\text{рег}}$), °С;

$C_{\text{ж}}$ – теплосодержание жидкости, ккал·кг;

$t_{\text{пар}}$ – скрытая теплота парообразования, ккал·кг;

χ – степень сухости пара ($\chi = 0,85...0,95$);

η – тепловой КПД аппарата ($\eta = 0,90 ...0,98$);

$t_{\text{конд}}$ – температура конденсата (берут по опытным данным $t_{\text{конд}} = 70...90$), °С.

Регенеративный теплообмен (теплообменник) используют при параллельном соединении пастеризаторов с охладителями с целью сокращения расхода тепла, холода и размеров пастеризационно-охладительной аппаратуры. Молоко, поступающее в пастеризатор из охладителя, подогревают за счет тепла пропастеризованного молока, которое противопоточно направляется во внутренней полости охладителя, приспособленного под регенератор тепла. Регенераторы дают до 45 % экономии тепла и холода, поэтому применение пастеризатора без регенераторов недопустимо. Рабочую поверхность регенератора определяют по формуле

$$F_{\text{пер}} = \frac{M_{\text{д}} C_{\text{м}} E_{\text{пер}}}{t_{\text{пер}} (1 - E_{\text{пер}})}, \quad (13.96)$$

где $E_{\text{пер}}$ – коэффициент регенерации;
 $t_{\text{пер}}$ – температура регенерированного молока, °С.

$$E_{\text{пер}} = \frac{Q_{\text{охл}} C_{\text{м}} (t_{\text{п}} - t_{\text{х}})}{Q_{\text{охл}} C_{\text{м}} (t_{\text{паст}} - t_{\text{х}})};$$

$$t_{\text{пер}} = (1 - E_{\text{пер}}) (t_{\text{паст}} - t_{\text{н.м}}), \quad (13.97)$$

где $t_{\text{паст}}$ – температура пастеризации, °С;
 $t_{\text{н.м}}$ – начальная температура молока, поступающего из молокоочистителя на регенератор для подогрева, °С.

Сепаратор-сливкоотделитель. Производительность тарельчатого сепаратора ($\text{м}^3/\text{с}$) для выделения сливок из молока определяется по формуле

$$Q_{\text{сеп}} = \frac{d_{\text{ш}}^2 \omega_{\text{рот}}^2 z_{\text{т}} \operatorname{tg} \alpha (R_{\text{max}}^3 - R_{\text{min}}^3) (\rho_{\text{с}} - \rho_{\text{ш}}) \eta}{\mu_{\text{с}}},$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр жирового шарика сливок, $d_{\text{ш}} = 1,2 \dots 2,5$ мкм;
 $\omega_{\text{рот}}$ – угловая скорость вращения ротора, с^{-1} ;
 $z_{\text{т}}$ – число тарелок, шт.;
 α – угол наклона тарелки к горизонту, град, $\alpha = 45 \dots 55^\circ$;

R_{\max} – больший радиус тарелки, м;
 R_{\min} – меньший радиус тарелки, м;
 ρ_c – плотность среды, кг/м³;
 $\rho_{ш}$ – плотность жирового шарика, кг/м³;
 η – КПД сепаратора, $\eta = 0,5 \dots 0,7$;
 μ_c – динамическая вязкость среды, Па·с.

Для температур $t = 40 \dots 50$ °С, при которых ведется сепарирование молока, установлена зависимость $(\rho_c - \rho_{ш}) / \mu_c = 2900 t$. С учетом температуры сепарирования формула примет вид

$$Q_{\text{сеп}} = 3,69 d_{\text{ш}}^2 \omega_{\text{рот}}^2 z_{\text{т}} \operatorname{tg} \alpha (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \eta t.$$

Пренебрегая потерями при сепарировании, количество сливок, получаемых из цельного молока, определяют по формуле

$$G_c = G_M (Ж_M - Ж_0) / (Ж_c - Ж_0), \quad (13.98)$$

где G_M – количество цельного молока, кг;
 $Ж_M$ – содержание жира в молоке, %;
 $Ж_c$ – содержание жира в сливках, %;
 $Ж_0$ – содержание жира в отсепарированном (обезжиренном) молоке, %.

Размер жировых шариков

$$d_{\text{ж}} = (m / 0,04) + 0,05, \quad (13.99)$$

где m – массовая доля жира в обезжиренном молоке ($m = 0,01$ %).

Время непрерывной работы сепаратора между разгрузками

$$\tau_{\text{сеп}} = \frac{0,1V}{Q_{\text{сеп}} a_c}, \quad (13.100)$$

где a_c – объемная концентрация взвешенных частиц в сепарируемом продукте, %.

Выбрав оборудование для формирования поточных технологических линий, рассчитывают основные технико-экономические показатели. Полученные данные позволяют определить эффективность выполненной работы.

Энергетический расчет молочной. Общая установленная мощность оборудования и освещения в молочной равна

$$N_{\text{общ}} = N_{\text{осв}} + N_{\text{нас}}, \quad (13.101)$$

где $N_{\text{осв}}$ – установленная мощность освещения, кВт;

$N_{\text{нас}}$ – установленная мощность оборудования в молочной, кВт.

Установленная мощность освещения

$$N_{\text{осв}} = q_{\text{осв}} S, \quad (13.102)$$

где $q_{\text{осв}}$ – удельная величина освещения помещения, $q_{\text{осв}} = 4 \text{ Вт/м}^2$;

S – площадь молочной, м^2 . Определяется умножением площади, занимаемой машинами и механизмами S' на коэффициент увеличения площади $k = 3 \dots 5$. Тогда $S = S' k$.

Общий расход электроэнергии за сутки определяется по формуле

$$W_{\text{общ}} = N_{\text{осв}} t_{\text{осв}} + N_{\text{нас}} t_{\text{нас}}, \quad (13.103)$$

где $t_{\text{осв}}$ – время работы освещения, ч;

$t_{\text{нас}}$ – время работы оборудования молочной, ч.

13.7. Логистическая организация линии сбора яиц

В комплексах оборудования для содержания кур-несушек в клеточных батареях для сбора яиц применяют ленточные транспортеры с двусторонним или односторонним расположением клеток или гнезд, которые работают в автоматическом режиме и без него.

При автоматическом сборе присутствие птичницы около стола не обязательно, по мере заполнения стола яйцесборный транспортер автоматически отключается; вместимость стола D находят по формуле

$$D = \frac{n_{\text{нес}} a_{\text{я}}}{100na}, \quad (13.104)$$

где $n_{\text{нес}}$ – количество несушек в птичнике, гол.;
 $a_{\text{я}}$ – суточная яйценоскость несушек, %;
 n – количество операций сбора яиц за сутки;
 a – число линий сбора яиц в птичнике.

Скорость транспортера линии сбора яиц устанавливают в пределах 4...12 м/мин.

При механизированном способе птичница в течение всего сбора яиц непрерывно находится у приемно-накопительного стола, снимая с него яйца, и по мере надобности включает и отключает яйцесборный транспортер, что позволяет значительно сохранить вместимость стола.

Вместимость стола в этом случае определяют по формуле

$$D = \frac{1}{z} \left(\frac{n_{\text{нес}} a_{\text{я}}}{100na} - \frac{L}{v_{\text{тр}}} Q \right), \quad (13.105)$$

где z – число отключений транспортера (2...4 раза при проходе одной полной длины рабочей ветви транспортера);

L – длина рабочей ветви транспортера, м;

Q – средняя производительность птичницы при съеме яиц, включая их укладку и отбраковку, шт./мин;

$v_{\text{тр}}$ – скорость движения транспортера, м/мин.

Мощность электродвигателя яйцесборного транспортера определяют по формуле

$$N = \frac{k_{\text{п}} N_{\text{Т}}}{\eta_{\text{Т}}}, \quad (13.106)$$

где $k_{\text{п}}$ – коэффициент, учитывающий перегрузку в момент пуска ($k_{\text{п}} = 1,2...1,5$);

$N_{\text{Т}}$ – мощность на приводном валу транспортера, кВт;

η_T – коэффициент полезного действия трансмиссии ($\eta_T = 0,8$).

Мощность на приводном валу транспортера определяют по формуле

$$N_T = \frac{u_{\text{тр}} P_D \eta_C}{102}, \quad (13.107)$$

где $v_{\text{тр}}$ – скорость ленты транспортера ($v_{\text{тр}} = 0,5$ м/с);

P_D – движущая сила, Н;

η_C – коэффициент, учитывающий сопротивление ленты и сопротивления вращения шкивов ($\eta_C = 1,2 \dots 1,3$).

Движущую силу определяют по формуле

$$P_D = P_1 + P_2, \quad (13.108)$$

где P_1 – сила сопротивления движению груза и рабочей ветви транспортера, Н;

P_2 – сила сопротивления движению холостой ветви транспортера, Н.

13.8. Оптимизация поточной технологической линии удаления и обработки навоза и помета

На животноводческих фермах и комплексах в сутки образуется навоз, который необходимо удалить, а затем обеспечить соответствующее его хранение, переработку и использование в качестве удобрения.

Навоз из животноводческих помещений удаляют периодически или непрерывно. *Периодическое* удаление предполагает применение механических средств (транспортеров, скреперов и др.) или отстойно-лотковой (шиберной), рециркуляционной и лотковосмывной системы. *Непрерывная* уборка навоза основана на использовании самотечной системы удаления навоза под действием гравитационных сил.

К стационарным механизированным средствам удаления навоза относят: навозные транспортеры ТСН-160А, ТСН-3,0Б, ТСН-2,0Б, скреперные установки УС-15, УС-10, ТС-1, УСН-8.

Расчет скреперной установки типа УСН-8 (или ТС-1) сводится к определению подачи, тягового сопротивления и потребляемой мощности.

Подача скрепера может быть определена по формуле

$$Q = \frac{V_c \rho_n \Phi}{t_{\text{ц}}}, \quad (13.109)$$

где V_c – вместимость скрепера, м³ ($V_c = 0,9$ м³ для УСН-8);

Φ – коэффициент заполнения ($\Phi = 0,9 \dots 1,2$);

$t_{\text{ц}}$ – длительность одного цикла, с.

Длительность цикла $t_{\text{ц}}$, с, рассчитывается по формуле

$$t_{\text{ц}} = \frac{2L}{v_{\text{ср}}}, \quad (13.110)$$

где L – длина навозной канавки, м;

$v_{\text{ср}}$ – средняя скорость движения скрепера, м/с.

Мощность двигателя скреперной установки определяют по формуле

$$N = \frac{P_c \rho_n \Phi}{t_{\text{ц}}}, \quad (13.111)$$

где P_c – полное тяговое сопротивление скрепера, Н.

Для скреперной установки, работающей в двух навозных канавках, сопротивление движению скрепера определяют по формуле

$$P_c = P_1 + P_2, \quad (13.112)$$

где P_1 – сопротивление движению рабочей ветви, Н;
 P_2 – сопротивление движению холостой ветви, Н.

Сопротивление движению рабочей ветви P_1 , Н, определяют по формуле

$$P_1 = 9,81[(M_n + M_c)\beta_c + q_T L_T f_T], \quad (13.113)$$

где M_n – масса порции навоза, кг;
 M_c – масса скрепера, кг;
 β_c – приведенный коэффициент сопротивления перемещению навоза и скрепера (обычно $\beta_c = 1,8 \dots 2$);
 q_T – масса 1 м троса ($q_T = 0,4$ кг);
 L_T – длина троса, м;
 f_T – коэффициент трения между тросом и навозом ($f_T = 0,5 \dots 0,6$).

Сопротивление движению холостой ветви определяют по формуле

$$P_2 = 9,8(M_c \beta_c + q_T L_T f_T). \quad (13.114)$$

Для транспортировки навоза по стационарному трубопроводу необходимо определить вместимость навозоприемника (не менее 50 м^3), критический диаметр навозопровода, общие гидравлические потери в системе.

Вместимость навозоприемника вычисляют по формуле

$$V = \frac{\sum q_i n_i t_{p,H}}{1000 \cdot 24 \rho_n}, \quad (13.115)$$

где q_i – суточный выход навоза от одного животного, кг;
 n_i – число животных каждого вида, которых обслуживает установка, гол.;
 $t_{p,H}$ – время ремонта или замены насоса ($t_{p,H} = 2 \dots 3$ ч);
 ρ_n – насыпная плотность навоза, кг/м^3 .

Расход навоза вычисляют по формуле

$$Q = \frac{V}{3600t}, \quad (13.116)$$

где t – время работы установки, ч.

Критический диаметр навозопровода вычисляют по формуле

$$D_{\text{кр}} = \frac{40\rho_{\text{H}}}{\pi Re_{\text{кр}}\mu}, \quad (13.117)$$

где $Re_{\text{кр}}$ – критическое число Рейнольдса;
 μ – вязкость, Па.

Для навоза свиней $Re_{\text{кр}} = 1500 \dots 1800$, а для навоза крупного рогатого скота $Re_{\text{кр}} = 2800 \dots 3200$.

Общие гидравлические потери вычисляют по формуле

$$h = h_{\text{л}} + h_{\text{м}} + h_{\text{г}}, \quad (13.118)$$

где $h_{\text{л}}$ – линейные потери, м;
 $h_{\text{м}}$ – местные потери, м, $h_{\text{м}} = (0,1 \dots 0,12) h_{\text{л}}$;
 $h_{\text{г}}$ – геодезические потери, м.

Геодезические потери $h_{\text{г}}$, м, вычисляют по формуле

$$h_{\text{г}} = \frac{\pm \Delta z \rho_{\text{H}}}{\rho_{\text{В}}}, \quad (13.119)$$

где Δz – разность геодезических отметок, м.

Линейные потери при влажности навоза или помета более 89 % вычисляют по формуле

$$h_{\text{л}} = \frac{\lambda v^2 L}{2gD}, \quad (13.120)$$

где λ – коэффициент гидравлических сопротивлений;
 v – скорость транспортировки, $v = 1,2 \dots 2,0$ м/с;
 L – длина трубопровода, м;
 D – диаметр труб, $D \geq 150$ мм.

По общим гидравлическим потерям h и подаче Q_n выбирают насос.

Помет от птичников к месту обработки транспортируют мобильным и механическим транспортом (по закрытой галерее) или пневмотранспортером (по трубопроводу). Допускается пневмотранспортировка навоза с использованием компрессоров, при этом диаметр навозопровода должен быть не менее 150 мм, а давление – не более 0,6 МПа. Пневмотранспортировка также может применяться для помета влажностью 75 % на расстояние до 300 м, влажностью 78...80 % – до 700...1000 м.

13.9. Состав животноводческих предприятий

В зависимости от конкретных условий (планировочного решения, изменения функций объектов, радиуса их обслуживания и др.) состав объектов по производству молока, говядины и свинины может содержать производственные зоны, приведенные в табл. 13.10.

Таблица 13.10

Состав зон комплексов (ферм) по производству молока, говядины и свинины

Зона	Наименование объектов
Административно-хозяйственная	Административно-бытовое здание, столовая, ветеринарно-санитарный пропускник, лаборатория, медпункт, пожарное депо и др.
Основного назначения (производственная)	Здания и сооружения для содержания животных и объекты обслуживающего назначения: доильно-молочный блок, родильная, выгульные площадки, ветеринарно-санитарный пропускник
Хранения и приготовления кормов	Кормоцех, комбикормовый цех, здания и сооружения для хранения кормов: силосная траншея, сарай для сена, корнеплодохранилище

Зона	Наименование объектов
Вспомогательных зданий и сооружений	Объекты, имеющие значение для всего комплекса, размещенные в пределах огражденной территории: котельная; ветпункт с изолятором; водонапорная башня, артскважина
Сооружений для хранения и переработки навоза	Навозохранилища, сооружения для переработки навоза

Размеры территории производственной зоны зависят от специализации хозяйств, структуры и мощности сельскохозяйственных предприятий, входящих в состав производственной зоны, взаимного их расположения при условии соблюдения установленных санитарных, зооветеринарных и противопожарных разрывов.

Для помещений крупного рогатого скота нормы площади на одно животное при привязном содержании составляют 8...10 м², при беспривязном – 5...6, на откорме 3,5...4,0 м². Фронт кормления зависит от возраста крупного рогатого скота и колеблется в пределах 0,5...1,0 м.

Для свиноматок при индивидуальном содержании норма площади на одно животное равна 4,0...5,0 м², при групповом – 2,5...3,0; при откорме свиней – 0,65...0,70, а для молодняка – 0,2...0,4 м². Фронт кормления для свиней составляет 0,2...0,5 м.

При напольном содержании кур-несушек по норме на 1 м² размещают 4...5 гол., при клеточном содержании – 11 гол.

В табл. 13.11 приведены размеры территории крупных животноводческих комплексов и ферм.

Таблица 13.11

Ориентировочные размеры территории крупных животноводческих комплексов и ферм

Наименование проектов комплексов и ферм	Площадь территории, га				
	Всего	В пределах ограждения комплекса	Для хранения и переработки навоза	Внешние дороги и озеленение	Предприятия по кормопроизводству
1. Комплекс по выращиванию и откорму 108 тыс. свиней в год	30,0	19,6	1,7	5,0	3,7

Наименование проектов комплексов и ферм	Площадь территории, га				
	всего	В пределах ограждения комплекса	Для хранения и переработки навоза	Внешние дороги и озеленение	Предприятия по кормопроизводству
2. Комплекс по выращиванию и откорму 54 тыс. свиней в год	22,9	15,8	1,3	3,0	2,8
3. Комплекс по выращиванию и откорму 24 тыс. свиней в год	13,1	9,2	1,0	1,0	1,9
4. Комплекс по выращиванию и откорму 12 тыс. свиней в год	8,1	5,7	0,6	0,7	1,1
5. Комплекс по выращиванию и откорму 10 тыс. голов молодняка КРС в год	19,9	14,7	2,3	1,0	1,9
6. Площадка по откорму КРС на 20 тыс. скотомест	102,8	94,2	2,8	3,0	2,8
7. Площадка по откорму КРС на 30 тыс. скотомест	100,3	88,8	3,3	4,5	3,7
8. Ферма крупного рогатого скота молочного направления на 1200 коров боксового содержания	10,0	7,8	0,5	0,7	1,0
9. Ферма крупного рогатого скота молочного направления на 1200 коров беспривязного содержания	14,9	12,6	0,6	0,7	1,0
10. Фермы крупного рогатого скота на 800 коров	9,5	6,0...8,0	–	0,5	1,0

При разработке генерального плана проектируемое предприятие должно быть лучше аналога с точки зрения экономики: единовременные затраты и эксплуатационные расходы на амортизацию и текущий ремонт в сумме должны быть меньше.

ИСЧИСЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИННОВАЦИЙ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ

Экономическая эффективность инновации выражается в снижении трудоемкости выполняемых производственных процессов, уменьшении эксплуатационных и энергетических затрат, а также в снижении себестоимости животноводческой продукции, полученной в результате применения технического и технологического новшества.

Организационно-экономическая оценка инновации в животноводстве может быть проведена на основе общей (абсолютной) или сравнительной экономической эффективности.

Первая характеризует степень эффекта от использования тех или иных определенных ресурсов, каких-то материально-денежных затрат, а вторая – позволяет оценить отдельные альтернативные варианты использования ресурсов, их замещения, т. е. дает возможность хозяйствующему субъекту сравнить, оценить и выбрать лучший, наиболее экономичный вариант.

14.1. Капитальные вложения в основные средства производства

Капитальные вложения (инвестиции) – это одновременные затраты денежных средств (капитала) для приобретения основных средств производства.

В качестве показателя капитальных вложений (инвестиций) применяют *балансовую стоимость* основного средства, определяемую по формуле

$$B_{ci} = \Pi_{oi} (1 + \alpha_{ii} + \alpha_{mi}), \quad (14.1)$$

где Π_{oi} – оптовая (прейскурантная), отпускная цена i -го технического средства, руб. (у. е.);

α_{ti} – коэффициент, учитывающий дополнительные торгово-транспортные и складские расходы, связанные с доставкой технического средства потребителю;

α_{mi} – коэффициент, учитывающий затраты на монтаж, досборку, пуско-наладочные работы и обкатку технического средства.

Если установить балансовую стоимость машины (агрегата, узла) затруднительно, то балансовую стоимость в базовом и проектном вариантах можно упрощенно рассчитать по формуле

$$B_{\text{сн}} = M_{\text{м}} \Pi_{\text{уд}}, \quad (14.2)$$

где $M_{\text{м}}$ – масса машины (агрегата, узла) в базовом или проектном вариантах, кг;

$\Pi_{\text{уд}}$ – удельная стоимость, руб./кг (у. е./кг).

Расчет цены узла или детали машины производят по формуле

$$\Pi_{\text{у}} = (C_{\text{м}} + C_{\text{о}}) K_{\text{р}}, \quad (14.3)$$

где $C_{\text{м}}$ – стоимость использованных материалов, руб. (у. е.);

$C_{\text{о}}$ – себестоимость изготовления, руб. (у. е.);

$K_{\text{р}}$ – коэффициент, учитывающий среднюю норму рентабельности относительно себестоимости изготовления узла или детали машины.

Стоимость использованных материалов определяют по формуле

$$C_{\text{м}} = \sum_1^n \Pi_i M_i, \quad (14.4)$$

где Π_i – цена i -го материала, руб. (у. е.) / кг;

M_i – расход i -го материала, кг.

Себестоимость изготовления узла или детали подсчитывают по формуле

$$C_{\text{о}} = \left(1 + \frac{\alpha}{100}\right) \sum C_{\text{гчи}} t_i K_{\text{уб}}, \quad (14.5)$$

где α – процент накладных расходов мастерской, где изготавливается узел или деталь, %;

$C_{\text{чи}}$ – часовая тарифная ставка рабочих i -го вида работ, руб. (у. е.)/ч;

t_i – трудоемкость i -го вида работ, чел.-ч;

$K_{\text{ув}}$ – коэффициент увеличения тарифных ставок.

Инвестиции в *капитальное строительство* животноводческих построек определяют по формуле

$$B_{\text{сп}} = C_{\text{см}} K_{\text{пр}} n_{\text{п}}, \quad (14.6)$$

где $B_{\text{сп}}$ – балансовая стоимость животноводческих построек (зданий и сооружений), руб. (у. е.);

$C_{\text{см}}$ – сметная стоимость объекта строительства по типовому проекту, руб. (у. е.);

$K_{\text{пр}}$ – коэффициент привязки;

$n_{\text{п}}$ – число однотипных построек.

При отсутствии типового проекта животноводческой постройки, ее балансовую стоимость можно определить по удельному весу стоимости строительства 1 м^2 здания и сооружения. В этом случае используют формулу

$$B_{\text{сп}} = F C_{\text{удс}}, \quad (14.7)$$

где F – площадь животноводческой постройки, м^2 ;

$C_{\text{удс}}$ – удельная сметная стоимость строительства 1 м^2 животноводческой постройки, руб. (у. е.).

Под *капиталоемкостью (фондоемкостью)* понимают удельные капитальные вложения в расчете на единицу механизированной работы, выполненной за срок полезного использования инвестиций $T_{\text{пн}}$ или произведенной продукции за этот же срок и определяют по формуле

$$K_{\text{уд}} = \frac{B_{\text{с}}}{w_{\text{ч}} T_{\text{г}} T_{\text{пн}}}, \quad (14.8)$$

где $w_ч$ – производительность технического средства за 1 ч сменного времени, т (гол., м³ и др.);

$T_г$ – годовая загрузка (наработка) технического средства, ч.

Снижение капиталоемкости производственного процесса (работы) или продукции определяют по формуле

$$\mathcal{K}_к = \left(\frac{K_{уд}^п - K_{уд}^б}{K_{уд}^б} \right) 100 = \left(\frac{K_{уд}^п}{K_{уд}^б} - 1 \right) 100, \quad (14.9)$$

где $K_{уд}^п$ – то же в проектном варианте;

$K_{уд}^б$ – удельные капитальные вложения (капиталоемкость) в сельскохозяйственную технику в базовом варианте, руб. (у. е.).

Срок возврата (окупаемости) капитальных вложений находят по формуле

$$t_{ок} = \frac{K}{ЧД}, \quad (14.10)$$

где K – сумма капитальных вложений (инвестиций) в основные средства производства, руб. (у. е.);

$ЧД$ – среднегодовой чистый доход (прибыль) в течение полезного срока использования инвестированных средств производства, руб. (у. е.)/год.

Рентабельность инвестиций (капитала) в процентах:

$$R, \% = \frac{ЧД}{K} 100. \quad (14.11)$$

При сравнительной экономической оценке альтернативных вариантов вместо суммы капитальных вложений (K) учитывают только дополнительные капитальные вложения (ΔK).

14.2. Энерго- и ресурсосберегающие показатели

Ниже представлены важнейшие натуральные показатели использования и сбережения материальных ресурсов.

1. Относительная материалоемкость производственного процесса в расчете на единицу механизированной работы (или произведенной продукции):

$$m_e = \frac{M_m}{\omega_{\text{ч}} T_{\text{г}} T_{\text{пн}}} = \frac{M_m}{Q_{\text{г}} T_{\text{пн}}}, \quad (14.12)$$

где $\omega_{\text{ч}}$ – производительность технического средства (машины) за 1 ч сменного времени, т (ц, гол. и др. ед.);

M_m – масса (вес) машины, участвующей в производственном процессе, кг;

$T_{\text{г}}$ – время работы машины в течение года (годовая загрузка), ч;

$T_{\text{пн}}$ – срок полезного использования технического средства, лет.

2. Энергоемкость механизированной работы, производственного процесса или продукции. Эта величина производственного процесса (работы) определяется как отношение эффективной мощности двигателя энергетического средства (N_e , кВт) к производительности машины за 1 ч сменного времени ($\omega_{\text{ч}}$):

$$\Theta = \frac{N_e \alpha}{\omega_{\text{ч}}}, \quad (14.13)$$

где α – коэффициент использования мощности двигателя на производственной технологической операции (работе).

3. Расход основного топлива на единицу работы (продукции) определяют по формуле

$$G = \frac{1}{\omega_{\text{ч}}} N_e q \alpha, \quad (14.14)$$

где N_e – номинальная мощность двигателя, кВт;

q – удельный расход топлива на единицу мощности двигателя, кг;
 α – коэффициент использования мощности двигателя.

4. Полная энергоёмкость производства животноводческой продукции при применении той или иной технологии определяют по формуле

$$\mathcal{E}_{с.з.э} = \mathcal{E}_{п.э} + \mathcal{E}_{о.э}, \quad (14.15)$$

где $\mathcal{E}_{с.з.э}$ – совокупные затраты энергии, МДж (ГДж);

$\mathcal{E}_{п.э}$ – прямые энергозатраты, МДж (ГДж);

$\mathcal{E}_{о.э}$ – овещественные энергозатраты, МДж (ГДж).

Величину прямых энергетических затрат находят по соответствующим энергетическим эквивалентам.

5. Энергоёмкость использованного жидкого топлива

$$\mathcal{E}_{ж.т} = \alpha_{ж.т} G, \quad (14.16)$$

где $\alpha_{ж.т}$ – энергетический эквивалент 1 кг потребленного жидкого топлива, МДж/кг;

G – расход жидкого (дизельного) топлива в течение года, кг.

Энергоёмкость потребленной электроэнергии определяют по формуле

$$\mathcal{E}_э = \alpha_э P_э, \quad (14.17)$$

где $P_э$ – расход электрической энергии на производственные цели в течение года, кВт-ч;

$\alpha_э$ – энергетический эквивалент 1 кВт-ч, МДж.

Аналогичным образом исчисляются затраты энергии двигателей внутреннего сгорания. При этом расход ее определяют исходя из мощности двигателя (кВт) и времени использования в году (ч).

Энергозатраты живого труда рассчитывают по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{ж.т}} = \alpha_{\text{тр}} T_{\text{п}}, \quad (14.18)$$

где $T_{\text{п}}$ – прямые затраты труда на производство животноводческой продукции, чел.-ч;

$\alpha_{\text{тр}}$ – энергетический эквивалент 1 чел.-ч прямых затрат труда, МДж.

Удельная энергоемкость произведенной продукции

$$\mathcal{E}_{\text{уд}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{с}}}{Q_{\text{ж}}}, \quad (14.19)$$

где $\mathcal{E}_{\text{уд}}$ – удельные затраты энергии в расчете на единицу животноводческой продукции, МДж/т (ц), ГДж/т (ц);

$\mathcal{E}_{\text{с}}$ – суммарные затраты энергии за год для производства животноводческой продукции, МДж (ГДж);

$Q_{\text{ж}}$ – объем производства животноводческой продукции за год, т (ц).

Определив удельную энергоемкость животноводческой продукции в базовом и проектном вариантах, рассчитывают ее снижение (в %) от применения:

$$I_{\text{э}} = \left(1 - \frac{\mathcal{E}_{\text{уд}}^{\text{п}}}{\mathcal{E}_{\text{уд}}^{\text{б}}}\right) 100, \quad (14.20)$$

В приведенной формуле под индексом «б» подразумевается базовый вариант, а под индексом «п» – проектный.

14.3. Показатели трудоемкости и производительности труда

Затраты труда на выполнение машинной производственной операции в течение года рассчитывают по формуле

$$T_{\text{г}} = \mathcal{C} t_{\text{м}}, \quad (14.21)$$

где Ч – количество основных и вспомогательных работников, обслуживающих машину, чел;

t_m – время работы машины в течение года, ч.

Имея данные о затратах труда в проектном и базовом вариантах, исчисляют годовую экономию прямых затрат труда по проектируемому варианту:

$$\Xi_{\text{пр}} = (T_{\text{п}}^{\text{б}} - T_{\text{п}}^{\text{п}}) Q_{\text{жг}}^{\text{п}}, \quad (14.22)$$

где $T_{\text{п}}^{\text{п}}$ – трудоемкость механизированной работы (или животноводческой продукции) в проектном варианте, чел.-ч/ц(т);

$T_{\text{п}}^{\text{б}}$ – то же в базовом варианте;

$Q_{\text{жг}}^{\text{п}}$ – годовой объем производства продукции или механизированной работы в проектируемом варианте, т (ц, гол., тыс. шт. яиц и др.).

Затраты труда исполнителей на выполнение производственного процесса на животноводческой ферме или комплексе определяют по формуле

$$T_{\text{г пр}} = \frac{\text{П}_{\text{сг}j}}{\text{Н}_{\text{обс}j}} \Gamma_{\text{фр}}, \text{ или } T_{\text{г пр}} = \Gamma_{\text{фр}} \text{Ч}_{\text{обс}}, \quad (14.23)$$

где $\text{П}_{\text{сг}j}$ – среднегодовое поголовье животных j -й половозрастной группы, гол.;

$\text{Н}_{\text{обс}j}$ – норма обслуживания животных j -й половозрастной группы на одного работника, гол.;

$\Gamma_{\text{фр}}$ – годовой фонд рабочего времени одного работника, ч;

$\text{Ч}_{\text{обс}}$ – среднегодовое количество обслуживающего персонала, чел.

Затраты труда на техническое обслуживание и ремонт используемых машин и оборудования рассчитывают по формуле

$$T_{\text{г то}} = \sum t_{\text{то}i} n_i, \quad (14.24)$$

где $t_{\text{То}i}$ – трудоемкость технического обслуживания и ремонта i -го технического средства в году, чел.-ч;

n_i – количество установленных и используемых в технологическом процессе технических средств, шт.

Рост производительности труда в проектируемом варианте по сравнению с базовым вариантом исчисляются по формуле

$$P_{\text{пр}} = \frac{\Pi_{\text{т}}^{\text{п}}}{\Pi_{\text{т}}^{\text{б}}} 100, \%, \quad (14.25)$$

где $\Pi_{\text{т}}^{\text{п}}$ – производительность труда в проектном варианте, ц (т)/чел.-ч;

$\Pi_{\text{т}}^{\text{б}}$ – то же в базовом варианте.

14.4. Эксплуатационные затраты

Величину эксплуатационных издержек определяют на среднегодовой объем механизированной работы:

$$И_{\text{э}} = O_{\text{т оп}} + C_{\text{н}} + Э_{\text{л}} + Г_{\text{см}} + P_{\text{то}} + И_{\text{хс}} + A + \text{Пр}_{\text{зз}}, \quad (14.26)$$

где $O_{\text{т оп}}$ – оплата труда обслуживающего персонала, руб. (у. е.);

$C_{\text{н}}$ – отчисления на социальные нужды единым платежом, руб. (у. е.);

$Э_{\text{л}}$ – стоимость потребленной электроэнергии, руб. (у. е.);

$Г_{\text{см}}$ – стоимость израсходованного топлива и смазочных материалов, руб. (у. е.);

$P_{\text{то}}$ – затраты на ремонт и техническое обслуживание средств механизации, руб. (у. е.);

$И_{\text{хс}}$ – издержки, связанные с хранением (консервацией) и обязательным страхованием технических средств, руб. (у. е.);

A – сумма амортизационных отчислений на реновацию средств механизации, руб. (у. е.);

$\text{Пр}_{\text{зз}}$ – прочие затраты, связанные с использованием технических средств, но не учтенные в перечисленных статьях затрат, руб. (у. е.).

Если *заработок* обслуживающему персоналу начисляют по временно-премиальной системе, то среднегодовые расходы на оплату труда

$$O_{т.р} = \sum_1^n C_{тj} K_{ув} T_{см} D_{рг}, \quad (14.27)$$

где $C_{тj}$ – ставка тарифная часовая i -го работника по j -му разряду, руб.;
 $K_{ув}$ – коэффициент увеличения тарифного заработка;
 $T_{см}$ – время смены, которое включает время основной, вспомогательной и подготовительно-заключительной работы, а также время регламентированных перерывов, ч;
 $D_{рг}$ – количество дней его работы в течение года;
 n – численность обслуживающего персонала, чел.

При сдельно-премиальной (или аккордно-премиальной) системе начисления заработка расходы на оплату труда исполнителей определяют по формуле

$$O_{т.с} = Q_{пр} P_{асц(сд,ак)} K_{ув расц}, \quad (14.28)$$

где $Q_{пр}$ – объем произведенной продукции (работы), т (ц);
 $P_{асц(сд,ак)}$ – расценка (сдельная, или аккордная) за единицу продукции или работы, руб./т (ц);
 $K_{ув расц}$ – коэффициент увеличения заработка.

Отчисления на социальные нужды рассчитывают по формуле

$$C_{н} = 0,01 O_{т оп} H_{ст}, \quad (14.29)$$

где $H_{ст}$ – установленная ставка отчислений в фонды социального страхования и других налогов, и сборов единым платежом, %.

Стоимость потребленной электроэнергии за год ($\mathcal{E}_л$):

$$\mathcal{E}_л = N_o T_o \eta D_{рг} Ц_o, \quad (14.30)$$

где N_0 – сумма мощностей установленных электродвигателей, кВт;
 T_0 – средняя продолжительность работы установленных электродвигателей в течение суток, ч;
 η – коэффициент использования номинальной мощности установленных электродвигателей;
 $D_{\text{рг}}$ – количество дней работы электродвигателей в течение года;
 Π_0 – цена (тариф) на электроэнергию, руб./кВт-ч.

Если в производственных процессах применяют машины с двигателями внутреннего сгорания, то в состав эксплуатационных затрат включают стоимость израсходованных топлива и смазочных материалов:

$$\Gamma_{\text{см}} = G\Pi_{\text{компл}}, \quad (14.31)$$

где G – расход основного (дизельного) топлива в среднем за год, кг;
 $\Pi_{\text{компл}}$ – комплексная цена основного (дизельного) топлива, руб./кг;

Среднегодовой расход основного топлива находят по формуле

$$G = 0,001Ne q \alpha_u t_d D_{\text{рг}}, \quad (14.32)$$

где Ne – номинальная мощность двигателя внутреннего сгорания, кВт (л. с.);

q – удельный расход основного топлива на единицу мощности двигателя внутреннего сгорания, г/ч;

α_u – коэффициент использования номинальной мощности двигателя;

t_d – средняя продолжительность работы машины в течение рабочего дня, ч;

$D_{\text{рг}}$ – количество дней работы энергетического средства в течение года.

Затраты на ремонт и периодическое техническое обслуживание устанавливают по формуле

$$P_{\text{ТО}} = \sum_1^n 0,01 B_{c_i} r_i, \quad (14.33)$$

где B_{c_i} – балансовая стоимость i -го технического средства (машины, механизма, оборудования, энергетического средства), руб.;

r_i – норматив среднегодовых затрат на ремонт и периодическое техническое обслуживание i -го технического средства, %;

n – количество технических средств.

Издержки, связанные с хранением (консервацией) и обязательным страхованием исчисляются по формуле

$$И_{\text{хс}} = \sum_1^n 0,01 B_c H_{\text{хс}}, \quad (14.34)$$

где $H_{\text{хс}}$ – норматив затрат на хранение (консервацию) и обязательное страхование (страховой взнос), %.

Сумму амортизационных отчислений определяют по формуле

$$A_{\text{г}} = \sum_1^n B_{c_i} a_i, \quad (14.35)$$

где a_i – норма амортизации, $a = 1 / T_{\text{пл}}$. Если величина « a » выражена в процентах, то необходимо полученный результат разделить на 100.

Прочие эксплуатационные затраты принимают от 5 до 10 % от основных статей расходов:

$$P_{\text{рзз}} = 0,05 \dots 0,10 (O_{\text{топ}} + Э_{\text{л}} + Г_{\text{см}} + P_{\text{то}}). \quad (14.36)$$

Производственные затраты (издержки) на получение конечной животноводческой продукции за год рассчитывают по формуле

$$И_{\text{прг}} = И_3 + И_{\text{к}} + З_{\text{уцр}} + P_{\text{рз}}, \quad (14.37)$$

где I_3 – эксплуатационные затраты, руб.;

I_k – стоимость (себестоимость) кормленных кормов, руб.;

$Z_{упр}$ – общепроизводственные и общехозяйственные затраты по организации производства и управлению персоналом, руб.;

$P_{рз}$ – прочие производственные затраты, руб.

Стоимость (себестоимость) кормов высчитывают по формуле

$$I_k = P_{kij} \Pi_{к.ед.i}, \quad (14.38)$$

где P_{kij} – годовой расход i -го корма для производства j -го вида животноводческой продукции, к. ед.;

$\Pi_{корм.ед}$ – цена приобретения (себестоимость корма собственной заготовки) 1 ц к. ед., руб.

Затраты на корма находят по формуле

$$I_k = \sum_1^n P_{kij} \Pi_{ki}, \quad (14.39)$$

где P_{kij} – расход i -го корма на производство j -й животноводческой продукции, ц;

Π_{ki} – цена корма, руб./ц;

n – количество определенных видов корма.

Затраты по организации производства и управлению персоналом рассчитывают по соотношению

$$Z_{упр} = 0,25 \dots 0,33 I_3, \quad (14.40)$$

Прочие производственные затраты

$$P_{рз} = 0,05 \dots 0,07 (I_3 + I_k). \quad (14.41)$$

Кроме этого в прочих затратах должны быть учтены налоги и сборы, включаемые в себестоимость продукции.

14.5. Показатели экономической эффективности

Годовая экономия издержек эксплуатационных:

$$\Delta \text{И}_{\text{эуд}} = (\text{И}_{\text{эуд}}^{\text{б}} - \text{И}_{\text{эуд}}^{\text{п}}) Q_{\text{р}}^{\text{п}}, \quad (14.42)$$

где $\text{И}_{\text{эуд}}^{\text{б}}$ и $\text{И}_{\text{эуд}}^{\text{п}}$ – удельные эксплуатационные затраты соответственно в базовом и проектируемом вариантах, руб./ед. работы;

$Q_{\text{р}}^{\text{п}}$ – среднегодовой объем механизированной работы в проектном варианте, ед. работы.

Прирост чистого дохода (прибыли) от *снижения материальных затрат* вычисляют по формуле

$$\Delta \text{ЧД}_{\text{мз}} = (\text{M}_3^{\text{б}} + \text{M}_3^{\text{п}}) Q_{\text{р}}^{\text{п}}, \quad (14.43)$$

где $\text{M}_3^{\text{б}}$ и $\text{M}_3^{\text{п}}$ – удельные материальные затраты в расчете на единицу механизированной работы (продукции) соответственно в базовом и проектируемом вариантах, руб./ед. работы.

Дополнительный чистый доход (прибыль) за счет *повышения продуктивности животных* устанавливают по формуле

$$\Delta \text{ЧД}_{\text{пр. ж}} = \Delta \text{П}_{\text{р. ж}} (\text{Ц}_{\text{пр. ж}} - \text{И}_{\text{пр. ж}}) \text{П}_{\text{г. ж}}, \quad (14.44)$$

где $\Delta \text{П}_{\text{р. ж}}$ – прирост продуктивности животных от использования технического средства, кг;

$\text{Ц}_{\text{пр. ж}}$ – рыночная цена дополнительной продукции животноводства, руб./кг;

$\text{И}_{\text{пр. ж}}$ – издержки (затраты), связанные с получением и реализацией дополнительной продукции животноводства, руб./кг;

$\text{П}_{\text{г. ж}}$ – среднегодовое поголовье животных, обслуживаемых новым техническим средством, гол.

Прирост чистого дохода за счет *повышения цены реализации более качественной животноводческой продукции* определяют по формуле

$$\Delta \text{ЧД}_{\text{кач}} = (\text{Ц}_p^n - \text{Ц}_p^6) Q_p^n, \quad (14.45)$$

где Ц_p^n , Ц_p^6 – средняя цена реализации единицы животноводческой продукции соответственно в проектируемом и базовом вариантах, руб./кг;

Q_p^n – среднегодовой объем реализации продукции высшего качества в проектируемом варианте, кг.

Чистый дисконтированный доход можно рассчитать по формуле

$$\text{ЧДД} = \sum_r \alpha_r, \quad (14.46)$$

где α_r – коэффициент приведения денежных потоков к началу расчетного периода, который определяют по формуле

$$\alpha_r = \frac{(1+d)^t - 1}{d(1+d)^t}, \quad (14.47)$$

где d – ставка дисконтирования (норма дисконта);

t – срок полезного использования инвестиций в инновацию, лет.

Эффективность капитальных вложений (инвестиций) в основные средства производства определяется *сроком их окупаемости* (периодом возврата инвестиций).

Статический (теоретический) срок окупаемости определяют по формуле

$$t_y = \frac{K_b}{\sum_r}, \quad (14.48)$$

где K_b – сумма капитальных вложений (инвестиций) в сельскохозяйственную технику, руб. (у. е.);

\mathcal{E}_r – среднегодовой экономический эффект (прирост чистого дохода), руб. (у. е.)/год.

Динамический (*реальный*) срок окупаемости (возврата) производственных инвестиций рассчитывают по формуле

$$t_d = \frac{K_b}{\text{ЧДД}_{\text{ср}}}, \quad (14.49)$$

где $\text{ЧДД}_{\text{ср}}$ – среднегодовая сумма накопительного чистого дисконтированного дохода за весь срок полезного использования сельскохозяйственной техники, руб. (у. е.)/год.

$$\text{ЧДД}_{\text{ср}} = \frac{\sum \text{ЧДД}}{T}. \quad (14.50)$$

Эффективность капитальных вложений (инвестиций) характеризует *индекс доходности капитала* $I_{\text{дк}}$, который определяют по формуле

$$I_{\text{дк}} = \frac{\text{ЧДД}_{\text{ср}}}{K_b}. \quad (14.51)$$

Для анализа данных организационно-экономических расчетов и проведения оценки инновации основные технико-экономические показатели сводят в таблицу и даются обобщающие выводы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мельников, С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С. В. Мельников. – М. : Колос, 1978. – 566 с.
2. Завражнов, А. И. Механизация приготовления и хранения кормов / А. И. Завражнов, Д. И. Николаев. – М. : ВО «Агропроимздат», 1990. – С. 136–214.
3. Машков, Е. А. Операционная технология откорма крупного рогатого скота / Е. А. Машков. – М. : Росагропромиздат, 1988. – С. 90–91.
4. Кукта, Г. М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г. М. Кукта. – М. : Агропромиздат, – 1987. – 163 с.
5. Богданова, Е. А. Технология цельномолочных продуктов и молочно-белковых концентратов / Е. А. Богданов [и др.]. – М. : Агропромиздат, 1989. – 311 с.
6. Бредихин, С. А. Технология и техника переработки молока / С. А. Бредихин, Ю. В. Космодемьянский, В. Н. Юрин. – М. : Колос, 2003. – 400 с.
7. Ведищев, С. М. Технология и механизация первичной обработки и переработки молока / С. М. Ведищев, А. В. Милованов. – Тамбов : ТГТУ, 2005. – 152 с.
8. Лобанов, В. И. Процессы и аппараты : методические указания к выполнению практических работ / В. И. Лобанов, С. Ю. Бузоворов. – Барнаул : АГАУ, 2010. – 52 с.
9. Передня, В. И. Малозатратные технологические процессы – основа получения конкурентоспособной продукции / В. И. Передня. – Минск : 2013. – 133 с.
10. Крусъ, Г. Н. Технология молока и молочных продуктов / Г. Н. Крусъ [и др.]; под ред. А. М. Шалыгиной. – М. : КолосС, 2006. – 445 с.
11. Твердохлеб, Г. В. Технология молока и молочных продуктов / Г. В. Твердохлеб, Г. Ю. Сажинов, Р. И. Раманаскас. – М. : ДеЛи-принт, 2006. – 616 с.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Глава 1. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К СКАРМЛИВАНИЮ ЗЕРНОВЫХ КОРМОВ	
1.1. Физико-механические и технологические свойства кормов.....	6
1.2. Способы подготовки зерновых кормов к скармливанию.....	6
1.3. Классификация, конструкция, процесс работы машин и оборудования для подготовки к скармливанию зернофуража.....	9
1.3.1. Машины для подготовки к скармливанию зернофуража путем ударного воздействия.....	9
1.3.1.1. Расчет основных технических параметров молотковых дробилок.....	17
1.3.1.2. Расчет основных технологических параметров молотковых дробилок.....	19
1.3.1.3. Расчет основных энергетических параметров молотковых дробилок.....	20
1.3.2. Машины для подготовки к скармливанию зернофуража молочно-восковой спелости плющением.....	23
1.3.2.1. Расчет основных технических параметров плющилок зерна.....	30
1.3.2.2. Расчет основных энергетических параметров плющилок зерна.....	33
1.3.3. Машины для подготовки к скармливанию зернофуража молочно-восковой спелости резанием.....	35
1.3.3.1. Расчет основных конструктивных параметров измельчителя зернофуража молочно-восковой спелости.....	37
Глава 2. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К СКАРМЛИВАНИЮ СТЕБЕЛЬЧАТЫХ КОРМОВ	
2.1. Классификация, устройство и процесс работы машин для подготовки к скармливанию грубых кормов.....	41
2.2. Измельчитель-смеситель с вертикально расположенной рабочей камерой.....	42
2.2.1. Расчет основных технических параметров роторного измельчающего аппарата вертикального типа.....	45
2.2.2. Расчет основных технологических параметров роторного измельчающего аппарата вертикального типа.....	47

2.2.3. Определение затрат энергии на привод измельчителя вертикального типа.....	47
2.3. Измельчитель кормов барабанного типа.....	49
2.3.1. Определение параметров режущего аппарата барабанного типа.....	52
2.3.2. Расчет питающих аппаратов измельчителей.....	56
2.4. Расчет основных параметров режущих рабочих органов измельчителей кормов.....	59
2.4.1. Основы теории резания лезвием.....	59
2.4.2. Определение величины угла заточки ножа при скользящем резании.....	62
Глава 3. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К СКАРМЛИВАНИЮ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ	
3.1. Требования к машинам и оборудованию для подготовки корнеклубнеплодов к скармливанию.....	65
3.2. Классификация, устройство и рабочий процесс машин и оборудования для подготовки к скармливанию корнеклубнеплодов.....	66
3.3. Основы расчета параметров машин для мойки корнеклубнеплодов.....	75
3.3.1. Расчет параметров шнековой корнеклубнемойки.....	75
3.3.2. Расчет параметров центробежной корнеклубнемойки.....	78
3.4. Тепловая обработка кормов, классификация кормозапарников.....	80
3.4.1. Устройство кормозапарников.....	81
3.4.2. Расчет параметров запарника кормов периодического действия.....	85
3.4.3. Расчет параметров запарника кормов непрерывного действия.....	87
3.4.4. Расчет расхода тепла для запаривания кормов.....	89
3.4.5. Определение основных параметров парораспределителя.....	91
Глава 4. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДОЗИРОВАНИЯ КОРМОВ И ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОРМОВЫХ СМЕСЕЙ	
4.1. Требования к процессу дозирования кормов.....	95
4.2. Оборудование для дозирования кормов.....	96
4.3. Определение основных параметров тарельчатого дозатора кормов.....	105
4.4. Требования к процессу смешивания кормов.....	109

4.5. Классификация, устройство и процесс работы смесителей кормов.....	111
4.6. Основы расчета параметров оборудования для приготовления кормовых смесей.....	115
Глава 5. МЕХАНИЗАЦИЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ГРАНУЛ	
5.1. Классификация способов уплотнения кормов.....	120
5.2. Основные закономерности рабочего процесса штемпельных прессов.....	123
5.3. Определение основных параметров барабанного гранулятора.....	131
5.4. Оборудование для гранулирования кормов.....	133
Глава 6. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ РАЗДАЧИ КОРМОВ	
6.1. Требования к процессу раздачи кормов и кормораздатчикам.....	142
6.2. Устройство, процесс работы и расчет параметров стационарных раздатчиков.....	142
6.3. Устройство и процесс работы мобильных кормораздатчиков.....	153
6.4. Устройство и процесс работы мобильных смесителей-раздатчиков кормов.....	157
6.4.1. Образование кормосмеси во взаимопересекающихся потоках кормовых компонентов.....	165
6.5. Основы технологического расчета раздатчиков кормов.....	167
Глава 7. ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ СОЗДАНИЯ МИКРОКЛИМАТА	
7.1. Микроклимат животноводческих помещений и его влияние на здоровье и продуктивность животных.....	176
7.2. Системы и технические средства поддержания оптимальных параметров микроклимата в животноводческих помещениях.....	177
7.2.1. Естественная вентиляция.....	178
7.2.2. Искусственная вентиляция.....	181
7.2.3. Виды систем вентиляции.....	183
7.3. Оборудование для создания микроклимата.....	187
7.3.1. Вентиляционные установки.....	187
7.3.2. Системы воздушного отопления.....	190
7.3.3. Технические средства локального обогрева.....	197
7.3.4. Устройства очистки воздуха.....	200
7.4. Основы расчета оборудования для создания параметров микроклимата.....	202

Глава 8. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОЕНИЯ ЖИВОТНЫХ И ПТИЦЫ

- 8.1. Источники водоснабжения и водозаборные сооружения
в животноводстве.....207
- 8.2. Оборудование для поения крупного рогатого скота,
свиней и птицы.....213
- 8.3. Основы расчета оборудования для поения животных и птицы.....223

Глава 9. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ УДАЛЕНИЯ, ПЕРЕРАБОТКИ И ХРАНЕНИЯ НАВОЗА

- 9.1. Классификация технических средств
для уборки и утилизации навоза.....227
- 9.2. Механические средства для удаления навоза
и основы расчета параметров оборудования.....228
- 9.3. Гидравлические системы удаления навоза
и основы расчета параметров оборудования.....237
- 9.4. Технологические схемы транспортировки
и хранения навоза, способы переработки244
- 9.5. Способы разделения навоза на фракции
и расчет линии удаления и утилизации навоза.....248
- 9.6. Расчет параметров цепочно-скребкового транспортера
для уборки навоза в животноводческих помещениях.....251

Глава 10. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДОЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ЖИВОТНЫХ

- 10.1. Способы доения коров и устройство доильной установки.....259
- 10.2. Доильные аппараты, их устройство и рабочий процесс.....261
 - 10.2.1. Назначение и схемы работы доильного стакана.....264
 - 10.2.2. Назначение и устройство коллектора.....270
 - 10.2.3. Назначение и виды пульсатора.....274
- 10.3. Вакуумные установки, их устройство и рабочий процесс.....278
- 10.4. Вспомогательное оборудование доильной установки.....282
- 10.5. Насосы для транспортировки молока.....288
 - 10.5.1. Классификация и процесс работы
центробежного насоса.....288
 - 10.5.2. Процесс работы роторного насоса.....292
- 10.6. Доильные установки промышленного типа.....299
 - 10.6.1. Стационарные доильные установки для доения в стойлах.....300
 - 10.6.2. Стационарные доильные установки для доения
в специальных доильных залах.....303

10.6.3. Роботизированные доильные установки.....	310
10.6.4. Универсальные передвижные доильные.....	314
10.6.5. Мобильная установка для доения в ведро.....	315
10.7. Расчет основных параметров доильного оборудования.....	317
10.7.1. Расчет параметров пульсатора.....	317
10.7.2. Расчет вакуумного насоса.....	318
10.7.3. Расчет центробежного насоса.....	322
Глава 11. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПЕРВИЧНОЙ ОБРАБОТКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ МОЛОКА.....	325
11.1. Способы очистки и классификация очистителей молока.....	326
11.1.1. Устройство фильтров для очистки молока.....	326
11.1.2. Расчет фильтров для очистки молока.....	329
11.1.3. Устройство и рабочий процесс центробежного сепаратора-молокоочистителя.....	330
11.1.4. Расчет параметров центробежного сепаратора-молокоочистителя.....	333
11.2. Общее устройство, конструктивные особенности и принцип работы сепаратора-сливкоотделителя.....	337
11.2.1. Расчет параметров сепаратора-сливкоотделителя.....	340
11.3. Классификация, устройство и расчет основных параметров пастеризаторов молока.....	345
11.4. Назначение и расчет регенераторов-теплообменников.....	355
11.5. Охладители оросительного типа.....	357
11.5.1. Противоточные охладители молока закрытого типа.....	363
11.5.2. Расчет противоточного охладителя молока закрытого типа.....	370
11.6. Устройство и процесс работы комбинированного пастеризационно-охладительного агрегата.....	373
11.7. Холодильные машины, устройство и работа.....	374
11.7.1. Расчет трубчатого теплообменника.....	405
11.7.2. Оборудование для охлаждения молока.....	406
Глава 12. СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ	
12.1. Особенности работы техники на животноводческих и птицеводческих предприятиях.....	410
12.2. Система и виды технического обслуживания машин и оборудования в животноводстве.....	410
12.3. Периодичность проведения технического обслуживания и содержание работ.....	411

12.4. Расчет количества технических обслуживаний и ремонтов.....	412
Глава 13. ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ЛОГИСТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ В МЕХАНИЗАЦИИ ЖИВОТНОВОДСТВА	
13.1. Особенности аграрной логистики в животноводстве.....	414
13.2. Логистика поточных технологических линий.....	425
13.2.1. Определение условия непрерывности работы поточной линии.....	432
13.3. Логистическая организация поточного скармливания кормов животным.....	437
13.3.1. Способы скармливания кормов животным.....	437
13.3.2. Определение вместимости оперативной емкости.....	439
13.4. Логистические транспортные системы перемещения кормов на животноводческом предприятии.....	442
13.4.1. Логистическая организация транспортировки кормов для подготовки к скармливанию.....	442
13.4.2. Транспортная логистическая система раздачи кормов.....	448
13.5. Логистическая организация водоснабжения.....	453
13.6. Логистическая организация технологических процессов доения и первичной обработки молока.....	455
13.6.1. Оптимизация линии машинного доения коров и первичной обработки молока.....	458
13.7. Логистическая организация линии сбора яиц.....	471
13.8. Оптимизация поточной технологической линии удаления и обработки навоза и помета.....	473
13.9. Состав животноводческих предприятий.....	477
Глава 14. ИСЧИСЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИННОВАЦИЙ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ	
14.1. Капитальные вложения в основные средства производства.....	480
14.2. Энерго- и ресурсосберегающие показатели.....	484
14.3. Показатели трудоемкости и производительности труда.....	486
14.4. Эксплуатационные затраты.....	488
14.5. Показатели экономической эффективности.....	493
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	496

Учебное издание

Китун Антон Владимирович,
Передня Владимир Иванович,
Романюк Николай Николаевич

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ

Учебник

Ответственный за выпуск *А. В. Китун*
Редактор *Д. О. Бабакова*
Корректор *Д. О. Бабакова*
Компьютерная верстка *Д. О. Бабаковой*
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 29.05.2019. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 29,3. Уч.-изд. л. 22,9. Тираж 99 экз. Заказ 46.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–2, 220023, Минск.